İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

IŞINIMLA ISI GEÇIŞİNDE BULUNAN TÜRBÜLANSLI AKIŞLARIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Orkun TEMEL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı – Akışkan Programı

HAZİRAN 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

IŞINIMLA ISI GEÇIŞİNDE BULUNAN TÜRBÜLANSLI AKIŞLARIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Orkun TEMEL
(503111123)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı – Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU

HAZİRAN 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111123 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Orkun TEMEL**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"IŞINIMLA ISI GEÇIŞİNDE BULUNAN TÜRBÜLANSLI AKIŞLARIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ "** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Seyhan Uygur Onbaşıoğlu** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof.Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Doç.Dr. Özden Ağra** Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **3 Mayıs 2013**
Savunma Tarihi : **3 Haziran 2013**

Aileme,

ÖNSÖZ

Öncelikle bana bu tez çalışmasının gerçekleştirildiği İTÜ Yüksek Sıcaklıkta Isı Geçişi Araştırma Laboratuvarı'nda çalışma fırsatını veren ve çalışmalarım boyunca engin bilgisini ve anlayışını benden esirgemeyen saygıdeğer hocam Prof. Dr. Seyhan Uygur Onbaşıoğlu'na teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasının da bir parçası olduğu projeye katkılarından dolayı TÜBİTAK ve Arçelik Pişirici Cihazlar A.Ş.'ye de teşekkürlerimi sunarım. Arçelik Pişirici Cihazlar A.Ş. Merkez ARGE bölümünden Dr. Aslı Kayıhan, Dr. Bekir Özyurt ve Murat Kantaş'a da verdikleri destekten dolayı teşekkür ederim.

1.5 yıllık ortak çalışmamız boyunca yardımını ve desteğini esirgemeyen çalışma arkadaşım Özgür Işık'a, gösterdiği özveri ve iyi niyet için Selman Benli'ye ve bu tez çalışmasına katkıları nedeniyle Aziz Çelik ve Tarık Sarı'ya da teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca başta Onur Dinçer, Fırat Erdoğan ve Berk Kurtuluş olmak üzere bana destek veren tüm dostlarıma teşekkür ederim.

Son olarak da elde ettiğim tüm başarıların mimarı olan aileme şükranlarımı sunarım.

Mayıs 2013

Orkun Temel
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET ..... **xviii**
SUMMARY ..... **xx**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Literatür Araştırması 2
1.2 Türbülans, Doğal Taşınım ve Işınımla Isı geçişi 5
1.2.1 Doğal taşınım 5
1.2.2 Türbülans 6
1.2.3 Işınımla ısı geçişi 8
1.3 Problemlerin Tanıtılması ve Sınır Şartları 9
1.4 Sayısal Yöntem 13
1.4.1 Türbülansın modellenmesi 14
1.4.2 Işınımın modellenmesi 16
1.4.2.1 Radiosity-irradiosity modeli 16
1.4.2.2 Discrete ordinates metodu 17
2. MODEL I – GAZ IŞINIMI VE NEM İLİŞKİSİ **19**
2.1 Deney Düzeneği 19
2.2 Sayısal Çalışma ve Sonuçlar 20
2.2.1 Su buharı konsantrasyonu : %10 23
2.2.2 Su buharı konsantrasyonu : %30 26
2.2.3 Işınımın modellenmesi üzerine öneriler 27
3. MODEL II – NEMSİZ ORTAMDA TÜRBÜLANSLI AKIŞ **29**
3.1 Deney Düzeneği 29
3.2 Sayısal Çalışma ve Sonuçlar 30
3.3 DO Çalışması 41
4. MODEL III – NEMLİ ORTAMDA TÜRBÜLANSLI AKIŞ **43**
4.1 Buharlaşan Suyun Kaynak Terimi Olarak Modellenmesi 44
4.2 Mevcut Modellemenin İyileştirilmesi 46
4.3 Sayısal Çalışma ve Sonuçlar 48
4.3.1 Tam yüklü – 1/1 48
4.3.2 Yarım yüklü – 1/2 56
4.3.3 Çeyrek yüklü – 1/4 59
5. EMİSİVİTE – ENERJİ ETKİNLİĞİ İLİŞKİSİ **65**
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER **73**
KAYNAKLAR **77**
EKLER **81**
ÖZGEÇMİŞ **83**

KISALTMALAR

HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
UDF : User Defined Function-Kullanıcı Tarafından Tarif Edilen Fonksiyon
RIM : Radiosity Irradiosity Model
RTE : Radiative Transfer Equation-Işınım Transfer Denklemi
DO : Discrete Ordinates
DTRM : Discrete Transfer Radiation Model
FOU : First Order Upwind
SOU : Second Order Upwind
PDF : Probability Density Function – Olasılık Dağılım Fonksiyonu
SIMPLE : Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations
WSGGM : Weighted Sum of Gray Gases Model
TKE : Türbülans Kinetik Enerjisi

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Model I – sınır şartları.....10
Çizelge 1.2 : Model II – sınır şartları 11
Çizelge 1.3 : Model III – sınır şartları. 12
Çizelge 2.1 : Model I – sayısal sonucun doğrulanması (merkez kavite sıcaklığı).....21
Çizelge 2.2 : Model I – sayısal sonucun doğrulanması (sol duvar sıcaklığı). 22

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Anlık hız ölçümleri : türbülanslı, geçiş bölgesi, laminer. 7
Şekil 1.2 : Türbülanslı akışın pdf'si. 7
Şekil 1.3 : Model I – geometri. 10
Şekil 1.4 : Model II – geometri. 11
Şekil 1.5 : Model III – geometri. 13
Şekil 2.1 : Model I – deney düzeneği. 19
Şekil 2.2 : Model I – ölçülen sıcaklıklar. 19
Şekil 2.3 : Model I – zamana bağlı Rayleigh sayısı. 20
Şekil 2.4 : H_2O mol oranı : %30 – merkez kavite sıcaklığı (sol), hata (sağ). 22
Şekil 2.5 : H_2O mol oranı : %10 – merkez kavite sıcaklığı (sol), hata (sağ). 22
Şekil 2.6 : Yan yüzeyler arasında sıcaklığın değişimi. 23
Şekil 2.7 : t=120 s, sıcaklık, DO (sol), RIM (sağ) – H_2O mol oranı : % 10. 24
Şekil 2.8 : t=360 s, sıcaklık, DO (sol), RIM (sağ) – H_2O mol oranı : % 10. 25
Şekil 2.9 : t=550 s, sıcaklık, DO (sol), RIM (sağ) – H_2O mol oranı : % 10. 25
Şekil 2.10 : t=120 s, sıcaklık, DO (sol), RIM (sağ) – H_2O mol oranı : % 30. 26
Şekil 2.11 : t=360 s, sıcaklık, DO (sol), RIM (sağ) – H_2O mol oranı : % 30. 26
Şekil 2.12 : t=550 s, sıcaklık, DO (sol), RIM (sağ) – H_2O mol oranı : % 30. 26
Şekil 3.1 : Model II – merkez kavite sıcaklığı, deneysel. 30
Şekil 3.2 : Model II – düzlemler. 31
Şekil 3.3 : Kavite yan duvar çözüm ağı, cam çözüm ağı. 32
Şekil 3.4 : Model II – sayısal sonuçların deneysel sonuçlardan sapması. 34
Şekil 3.5 : Model II – merkez kavite, sayısal ve deneysel sonuçlar. 34
Şekil 3.6 : Düzlem 1, sıcaklık, (a.Lokal, b.Global), 0.25t. 35
Şekil 3.7 : Düzlem 1, sıcaklık, (a.Lokal, b.Global), 0.5t. 35
Şekil 3.8 : Düzlem 1, sıcaklık, (a.Lokal, b.Global), 0.75t. 35
Şekil 3.9 : Düzlem 1, sıcaklık, (a.Lokal, b.Global), 1.0t. 36
Şekil 3.10 : Toplam ısı akısı (a.alt ısıtıcı, b.yan duvar), t. 36
Şekil 3.11 : Düzlem 1, hız, (a.lokal-kontür, b.global-vektör), 0.25t. 37
Şekil 3.12 : Düzlem 1, hız, (a.lokal-kontür, b.global-vektör), 0.5t. 37
Şekil 3.13 : Düzlem 1, hız, (a.lokal-kontür, b.global-vektör), 0.75t. 37
Şekil 3.14 : Düzlem 1, hız, (a.lokal-kontür, b.global-vektör), 1.0t. 38
Şekil 3.15 : Düzlem 2, hız kontürü(a. 0.25t, b. 0.50t). 39
Şekil 3.16 : Düzlem 2, hız kontürü(a. 0.75t, b. 1.0t). 40
Şekil 3.17 : Düzlem 3, hız vektörü (a. 0.25t, b. 0.5t). 40
Şekil 3.18 : Düzlem 3, hız vektörü (a. 0.75t, b. 1.0t). 40
Şekil 3.19 : Model II – DO-RIM karşılaştırma. 41
Şekil 4.1 : UDF algoritması. 45
Şekil 4.2 : Tuğla etrafındaki sanal "bölge". 46
Şekil 4.3 : Mevcut modelleme – gradyeni düzeltilmiş durum karşılaştırma. 47
Şekil 4.4 : Katsayının tuğla merkez sıcaklığının zamana bağlı değişimi üzerindeki etkisi. 48

Şekil 4.5 : Düzeltme katsayısı – sayısal hata – 1/1. 49
Şekil 4.6 : Düzeltme katsayısı – tuğla merkez sıcaklığı – 1/1. 49
Şekil 4.7 : Düzlem 1, sıcaklık, t=600 s (sol), t=1200 s, 1/1. 50
Şekil 4.8 : Düzlem 1, sıcaklık, t=1200 s (sol), t=2400 s, 1/1. 50
Şekil 4.9 : Düzlem 2, sıcaklık, t=600 s (sol), t=1200 s, 1/1. 51
Şekil 4.10 : Düzlem 2, sıcaklık, t=1800 s (sol), t=2400 s (sağ), 1/1. 51
Şekil 4.11 : Düzlem 1, hız vektörü, t=600 s (sol), t=1200 s (sağ), 1/1. 52
Şekil 4.12 : Düzlem 1, hız vektörü, t=1800 s (sol), t=2400 s (sağ), 1/1. 52
Şekil 4.13 : Düzlem 1, H_2O konsantrasyonu, t=600 s (sol), t=1200 s (sağ), 1/1. 53
Şekil 4.14 : Düzlem 1, H_2O konsantrasyonu, t=1800 s (sol), t=2400 s (sağ), 1/1. 53
Şekil 4.15 : Düzlem 2, H_2O konsantrasyonu, t=600 s (sol), t=1200 s (sağ), 1/1. 54
Şekil 4.16 : Düzlem 2, H_2O konsantrasyonu, t=1800 s (sol), t=2400 s (sağ), 1/1. 54
Şekil 4.17 : Düzlem 2, DO gelen ışınım, t=600 s (sol), t=1200 s (sağ), 1/1. 55
Şekil 4.18 : Düzlem 2, DO gelen ışınım, t=1800 s (sol), t=2400 s (sağ), 1/1. 55
Şekil 4.19 : Tuğla merkez sıcaklığı – 1/2. 56
Şekil 4.20 : Sayısal hata – 1/2. 56
Şekil 4.21 : Düzlem 1, sıcaklık, t=500 s (sol), t=1000 s (sağ), 1/2. 57
Şekil 4.22 : Düzlem 1, sıcaklık, t=1500 s, 1/2. 57
Şekil 4.23 : Düzlem 2, sıcaklık, t=500 s (sol), t=1000 s (sağ), 1/2. 58
Şekil 4.24 : Düzlem 2, sıcaklık, t=1500 s, 1/2. 58
Şekil 4.25 : Düzlem 1, hız vektörü, t=500 s (sol), t=1000 s (sağ), 1/2. 58
Şekil 4.26 : Düzlem 1, hız vektörü, t=1500 s, 1/2. 59
Şekil 4.27 : Tuğla merkez sıcaklığı – 1/4. 60
Şekil 4.28 : Sayısal hata – 1/4. 60
Şekil 4.29 : Düzlem 1, sıcaklık, t=250 s (sol), t=750 s (sağ), 1/4. 61
Şekil 4.30 : Düzlem 1, sıcaklık, t=1300 s, 1/4. 61
Şekil 4.31 : Düzlem 2, sıcaklık, t=250 s (sol), t=750 s (sağ), 1/4. 62
Şekil 4.32 : Düzlem 2, sıcaklık, t=1300 s, 1/4. 62
Şekil 4.33 : Düzlem 1, hız vektörü, t=250 s (sol), t=750 s (sağ), 1/4. 62
Şekil 4.34 : Düzlem 1, hız vektörü, t=1300 s, 1/4. 63
Şekil 5.1 : Gerçek ve yaklaşık yüzey sıcaklıkları. 66
Şekil 5.2 : Yayma oranı – pişirme süresi ilişkisi (DO). 67
Şekil 5.3 : Yayma oranı – enerji tüketimi ilişkisi (DO). 67
Şekil 5.4 : Yayma oranı – pişirme süresi ilişkisi (RIM). 68
Şekil 5.5 : Yayma oranı – enerji tüketimi ilişkisi (RIM). 68
Şekil 5.6 : Pişirme anı, $\epsilon = 0.85$ (sol), $\epsilon = 0.65$ (sağ). 69
Şekil 5.7 : Pişirme anı, $\epsilon = 0.50$ (sol), $\epsilon = 0.40$ (sağ). 70
Şekil 5.8 : Pişirme anı, $\epsilon = 0.30$ (sol), $\epsilon = 0.40$ (sağ). 70
Şekil 5.9 : Pişirme anı, $\epsilon = 0.10$ (sol), $\epsilon = 0.01$ (sağ). 70
Şekil 5.10 : Yayma oranı – DO gelen ışınım etkisi. 71
Şekil 5.11 : Yayma oranı – sıcaklık ilişkisi. 71
Şekil 5.12 : Yayma oranı – türbülans kinetik enerjisi ilişkisi. 72
Şekil 5.13 : Yayma oranı – hız ilişkisi. 72

IŞINIMLA ISI GEÇİŞİNDE BULUNAN TÜRBÜLANSLI AKIŞLARIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Bu tez çalışması, TÜBİTAK ve Arçelik tarafından desteklenen 111M048 numaralı, "KAPALI HACİMLERDE IŞINIMLA ISI GEÇİŞİ İLE ENERJİ ETKİNLİĞİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ" başlıklı TÜBİTAK projesi kapsamında, İTÜ – Yüksek Sıcaklıkta Isı Geçişi Laboratuvar'ında gerçekleştirilmiştir.

Bu yüksek lisans tezinde, baca, taze hava için conta açıklıkları ve nem kaynağı bulunan evsel bir fırın içerisindeki türbülanslı, daimi olmayan, ışınımla ısı geçişinde bulunan akış sayısal olarak incelenmiş ve sayısal sonuçlar da deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Doğrulanan sayısal sonuçlar üzerinden gidilerek, momentum, ısı ve kütle geçişini iyileştirmek için iyileştirme önerileri sunulmuştur.

Sayısal çalışmalar ticari Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımı olan Fluent ile yapılmış ancak problemin kompleks yapısı nedeniyle zamana bağlı sınır şartı verilebilmesi, transport denklemlerine kaynak terimi eklenmesi için C programlama dilinde UDF yani Kullanıcı Tarafından Tarif Edilen Fonksiyon yazılmıştır. Kaynak terimi eklemek için yazılan UDF'e ek olarak da UDF'in kullanımında iyileştirme sağlayan bir yöntem önerilmiştir.

Deneysel çalışmalar ise İTÜ Makina Fakültesi'nde kurulu bulunan Yüksek Sıcaklıkta Isı Geçişi Laboratuvar'ında gerçekleştirilmiştir. Fırın üzerindeki deneysel çalışmalar CELENEC standartlarına göre gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın ilk aşamasında, kavite içerisindeki havanın nemine bağlı olarak farklı iki ışınım modeli (Radiosity-Irradiosity ve Discrete Ordinates) denenmiş ve sonuçları karşılaştırılmış, gaz ışınımı ve nem arasındaki ilişki irdelenmiştir. Deneysel sonuçlar ile doğrulanan bu sayısal sonuçlar temel alınarak, ileriki aşamalarda çalışmalarda ışınım modellenmiştir. Bu çalışma için de Yüksek Sıcaklıkta Isı Geçişi Laboratuvar'ında dikdörtgenler prizması şeklinde bir kavite oluşturulmuş. Sıcaklık alanının tespit edilmesi için de laboratuvarda kurulu bulunan panolar ve thermocouple ekipmanları kullanılmıştır.

Sonraki aşamada ise, kavite içerisinde bir nem kaynağı bulunmadığı durum için sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiş, deneyler ile doğrulanmış ve kavite içerisindeki akış detaylıca incelenmiştir. Nem kaynağı olmadan yapılan bu çalışmalar, nem kaynağı olan çalışmalara hazırlık çalışması olmuş olup ayrıca kavite içerisindeki momentum ve ısı geçişini iyileştirmek için sunulmuş bazı önerilere ilk adım olmuştur. Önceki aşamadan ışınımın modellenmesine dair elde edilen sonuçların doğruluğu da tekrardan kontrol edilmiştir.

Üçüncü aşamada da, nem kaynağının bulunduğu durum için sayısal çalışmalar yapılmış. Enerji denklemine ek olarak su buharı konsantrasyon alanı için de ek bir transport denklem çözülmüştür. Ayrıca RIM yerine DO kullanıldığı durumlarda ise Işınım Transfer Denklemi Discrete Ordinates yönteminin bir sonlu hacim uygulaması ile çözülmüştür. Karışımın absorbsiyon katsayısının tayini için de ticari yazılımda bulunan "Weighted Sum of Gray Gases Model" kullanılmıştır. Enerji ve su buharı transport denklemlerine de kaynak terimleri eklenerek akış modellenmiştir.

Bu tez çalışmasının son aşamasında da evsel fırının pişirme performansının iyileştirilmesi için düşük yayma oranlı yüzeyler kullanılmıştır. Sayısal sonuçlarda görülen iyileştirme deneysel olarak da gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak, kompleks bir geometride, 3 boyutlu, sınır şartları zamana bağlı, türbülanslı, birlikte ısı ve kütle geçişinin gerçekleştiği, ışınımla ısı geçişini ihmal edilmediği kompleks bir akış sayısal olarak modellenmiştir.

NUMERICAL INVESTIGATION OF TURBULENT FLOWS INTERACTING WITH RADIATIVE HEAT TRANSFER

SUMMARY

Due to the importance of engineering applications, many papers and researches have been devoted to the coupled heat and mass transfer. However it is likely to claim that turbulent heat and mass transfer with radiation is one of the least investigated topics in thermal engineering field due to its complexity. This thesis study covers the numerical investigation of three dimensional, turbulent heat and mass transfer in a participating medium with transient boundary conditions with application to heat and mass transfer in domestic ovens.

This thesis study has been conducted on the framework of TUBITAK (the Scientific and Technical Research Council of Turkey) project which is financed by Arcelik and TUBITAK, named as Utilization of Radiation Heat Transfer for Improving The Energy Efficiency in Enclosures, 111M048 at Heat Transfer in ITU High Temperatures Research Laboratory.

In this M.Sc. thesis, non-stationary, turbulent flow interacting with radiative heat transfer in a domestic oven with chimney and gasket openings has been numerically investigated. Numerical results have been validated by experimental results.

Numerical studies have been performed by the commercial Computational Fluid Dynamics programme Fluent but due to the complexity of problem, UDF's in C programming language have been written to define transient boundary conditions and source terms to transport equations.

In addition to numerical studies, all experiments have been performed at at Heat Transfer in ITU High Temperatures Research Laboratory. Experiments on domestic ovens have been conducted according to a universal standart named as CELENEC.

Briefly, thesis study consists of three sequiental parts. The first part exhibits the relationship between gas radiation and level of humidity. Depending on the results of first part, radiation has been modeled in further part. The second part presents the heat and momentum transport in a non-participating medium at which gas radiation plays a negligible role, therefore Radiosity-Irradiosity Model that treats radiation only as a surface phenomena, has been implemented. On the other hand, Discrete Ordinates Method has been applied for the third case where the medium is participating. The governing equation for radiative transfer or also known as radiative transfer equation has been solved by the means of Discrete Ordinates Method with a finite volume formulation. The absorption coefficient of mixture has been determined by a model called as Weighted Sum of Gray Gases Model, that is provided by the commerical Computational Fluid Dynamics Software.

Realisable k-epsilon turbulence model with standart functions or enhanced wall treatment has been used for the modeling of turbulence. Spatial resolution has been adjusted in a way that mesh requirement for selected wall treatment has been satisfied. For the temporal resolution, time step sizes have been selected under the consideration of turbulent temporal scales of flow field.

The first part of study covers a comparative study based on the mass fraction of water wapour in cavity has been carried out for two different radiation models. In further studies, modeling of radiation has been conducted by taking the consideration of these results which are validated by experiments. The experimental setup for this part has been settled up in ITU High Temperatures Research Laboratory and the temperature field has been determined by using thermocouples. In order to provide a background for further studies, gas radiation-humidity relationship has been investigated in details. Results have shown the necessariness of the usage of a radiation model which includes gas radiation effects in addition to surface radiation, that for the cases with high level of water vapour concentration.

In the next part of the study, numerical studies have been performed for the case of without moisture source. Numerical results have been validated and the flow within the cavity has been investigated in details. The numerical studies for the case without moisture source provided a basis for the studies with moisture source and enhancement proposals for energy efficieny in cavity. The results obtained in the first part are also provided by a comparative study of radiation model for a non-participating medium. Additionaly, pressure-based approach versus density-based approach has been compared for geometry consisting of a boundary with a modarete suction pressure boundary condition.

In the third part, source terms have been added to energy equation and species transport equation by the means of UDFs and numerical studies have been performed for the case with moisture source. As the domain of moisture source is porous, inertial resistance, viscous resistance and porosity of domain have been determined by a literature review. A novel implementation approach for UDF has been proposed and it has been seen that by this approach, it is possible to obtain numerical results with lower level of errors on coarses mesh with respect to the previous approach. Depending of the results obtained in the first and second part of thesis, a radiation model considering the medium as participating, Discrete Ordinates Method, has been implemented. The deviation of numerical results from experimental ones are satisfying for such a complicated problem. The results have also shown that surfaces with low emissivities may provide a better baking perfomance by improving the heat, momentum and mass transfer within the cavity. On that manner, this part of study has provided a background for the final stage study which would investigate the effect of emissivity on baking performance.

At the final stage, in order to improve the baking performance of domestic oven, low emissivity surfaces have been used. Numerical studies have been performed not only with RIM but also with DO. However it has been concluded that for low level of surface radiation, RIM gives incompatible results with results. This fact also supports the main idea of this thesis which states the necesariness of implementation of a radiation model works with participating medium assumption. The enhancement provided by numerical studies have also been observed by experiments.

Consequently, three dimensional turbulent heat and mass transfer in a participating medium with transient boundary conditions on a complex geometry has numerically

investigated. From this aspect, this thesis provided a background for further studies in domestic ovens. Moreover, new designs have been proposed to improved heat transfer based on low-emissivity oven concept.

1. GİRİŞ

Sayısal yöntemlerin ve hesaplama imkanlarının gelişmesiyle Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin (HAD) uygulanma alanı, teorik problemlerden, endüstriyel uygulamaları inceleyen problemlere kadar genişlemiştir. Bu bağlamda tam olarak kapalı ya da hava giriş-çıkışı olan bir hacimdeki momentum, ısı ve kütle transferi de incelenmekte olan bir konudur.

Kapalı hacimdeki mühendislik uygulamalarında, akışı devir-daim eden kuvvet baskın olarak kaldırma kuvvetleridir. Mühendislik uygulamalarına konu olan doğal konveksiyon problemleri genellikle yüksek sıcaklık farkı nedeniyle türbülanslı akışlardır. Ayrıca sıcaklık farklarıyla beraber çoğunlukla sıcaklık değerleri de yüksektir. Bu yüksek sıcaklık değerleri sebebiyle de ışınımla olan ısı geçişi ihmal edilemezdir. Söz konusu ısı geçişi mekanizmasına, kütle transferi de eklendiğinde çoğunlukla hacim içerisindeki hava da ışınıma katılmaktadır, diğer bir deyişle yüzey ışınımına ek olarak gaz ışınımı da meydana gelmektedir. Özetlemek gerekirse HAD uygulanarak kavite benzeşimi ile kullanılan ankastre evsel fırın üzerinde yürütülecek olan sayısal çalışma, 3-boyutta momentum denklemleri, skaler türbülans transport denklemlerine ek olarak enerji, kütle geçişi transport denklemi ve ışınım transfer denkleminin çözümünü de içermektedir. Ayrıca enerji ve kütle geçişi transport denklemlerine de hacim içerisindeki nem kaynağı nedeniyle kaynak terimi eklenmelidir. Akışın ve kısmen geometrinin bu kompleks yapısına ek olarak, sınır şartları nedeniyle akış daimi değildir. Sonuç olarak bu denli kompleks bir HAD uygulaması için uygun bir programlama dilinde kod yazmak yerine ticari bir HAD yazılımı olan Fluent kullanılması tercih edilmiştir. Bununla beraber, sınır şartlarının zamana bağlı değişimi, kaynak terimleri için C programlama dilinde Kullanıcı Tarafından Tarif Edilen Fonksiyon (UDF) yazılmıştır. Bu UDF'ler de Fluent ile derlenmiştir. Sayısal sonuçlar da deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve sayısal model de deneyler ile doğrulanmıştır.

Belirtildiği üzere endüstriyel uygulaması olan bu sayısal çalışmalar ışığında, üzerinde çalışılan kavite olan ankastre evsel fırının, pişirme performansını

artırabilmek adına iyileştirme önerileri sunulmuştur. Bu tez çalışmasında kavite duvarlarının yüzey özellikleri üzerinden gidilerek iyileştirme sağlanacağı kanısına varılmış, standart enerji tüketimi deneyleriyle de bu önermenin doğruluğu kanıtlanmıştır.

1.1 Literatür Araştırması

Nem kaynağı barındıran kapalı bir hacim içerisinde, ısı ve kütle transferinin beraber oluştuğu bir problem için zamana bağlı, iki boyutlu bir sayısal çalışma Kuznetsov ve Sheremet (2009) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada laminer doğal konveksiyon ele alınıp, kavite duvarlarında da ısı iletimi matematiksel modele katılmıştır. Hız-basınç arasında bir ilişki kurulmadan, momentum denklemleri akım fonksiyonu ve vortisite ile ifade edilip çözülmüş. Kütle geçişi ve enerji için iki ayrı transport denklemi çözülmüştür. Ancak ışınım hesaba katılmamıştır.

Benzer şekilde Bouali, Mezrhaba, Amaoui, Bouzidi (2006) ise ışınımı dikkate almadan farklı eğimlerdeki doğal konveksiyonu bir kavite içerisinde incelemiştir.

Kuznetsov ve Sheremet (2009), Bouali, Mezrhaba, Amaoui, Bouzidi (2006) çalışmaları ışınımı içermemesine rağmen, kavite içerisinde gaz ışınımın hesaba katıldığı bir çalışma da Schenker ve Keller (1995) tarafından yapılmıştır. Bu çalışma 5 K'lik bir sıcaklık farkında dahi, duvarlardan akışkana ihmal edilemeyecek bir ışınımla ısı geçişi olduğunu ortaya koymuştur.

Yine Kuznetsov ve Sheremet (2009) tarafından kapalı bir hacim içerisinde Rosseland Yaklaşımı kullanılarak doğal konveksiyon ile beraber ışınım da modellenmiştir. Optik kalınlıkla beraber akım fonksiyonları ve sıcaklık kontürleri de incelenmiştir.

Işınıma katılmayan ortam kabulu kullanarak da Reddy ve Kumar (2008)'ın çalışmasında ise güneş kollektörü içerisindeki akış modellenirken sadece yüzey ışınımı hesaba katılmış ve sonuçlar diğer çalışmalar ile doğrulanmıştır.

Yine Mezrhab, Buoali, Amaoui ve Bouzidi (2006) tarafından doğal konveksiyonla beraber ışınımla ısı geçişinin ele alındığı ve kavitenin ortasında kare bir cismin yer aldığı problem ele alınmıştır. Momentum denklemleri, hız ve basınç kullanılarak çözülmüş. Akışkan olarak hava kabul edilmiş ve yüzeylerdeki Nusselt Sayılarının, yayma oranı ile değişimi incelenmiştir.

Mondal ve Mishra (2009) tarafından da kapalı bir hacim içerisinde ışınımı yutan, neşreden ve saçınan bir ortam kabulu ve Lattice Boltzmann metodu kullanırak ışınım

modellenmiş. Enerji denkleminde kaynak terimi olarak bulunan ışınım terimi de sonlu hacim yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. Bu bağlamda Mondal ve Mishra'nın çalışması sonlu hacim metodu kullanması nedeniyle gelecekteki HAD çalışmalarına temel oluşturur nitelikte olduğu söylenebilir.

Daniel R. Rousse (2000)'ın çalışmasında 2 boyutlu ısı iletimi, konveksiyon ve ışınım incelenmiştir. Bu çalışmada da gaz ışınımına katılan ortam incelenmiş olup önceki çalışmalardan farklı olarak CVFEM yani kontrol-hacmi sonlu eleman metodu kullanılarak transport denklemleri ayrıklaştırılmış olan bu çalışma üçgen eleman kullanması sebebiyle önceki çalışmalardan farklıdır. Ayrıca ışınım transfer denklemi de katı açılara ayrıklaştırılarak çözülmüştür.

Capdevila, Lehmkuhl, Colomer, Perez-Segarra (2012) ise kavite içerisindeki türbülanslı doğal taşınımı, ışınıma katılmayan, ışınıma katılan gri ortam, ışınıma katılan yarı-gri ortam olmak üzere üç farklı şekilde incelemiş. Işınımın momentum ve ısı geçişine etkisini inceleyerek, farklı türdeki ışınımın ve ışınımın sayısal olarak modellenmesinde farklı modellerin, sonuçlar üzerinde etkili olduğunu ortaya koymuştur.

Işınımın hesaba katıldığı çalışmalar özellikle son dönemlerde artış göstermesine rağmen, ışınımın sayısal olarak modellenmesi için yapılan çalışmalar genel olarak 2000 yılı ve öncesine dayanmaktadır. Uzunca bir süre sayısal çalışmalara ışınımın hesaba katılamamasın en önemli sebebi, bilgisayar teknolojisinin CPU ve hafıza konusunda 2000 senesinden sonra gösterdiği önemli ve çok hızlı gelişmedir. En basit Işınım Modeli olarak kabul edilen S2S, yani sadece yüzeylere gelen ve giden ışınım akılarını hesaplayan hücreler arası ışınıma dayalı bir ışınım modeli için dahi N hücreli bir çözüm ağında $\frac{N\,(N-1)}{2}$ kez görme faktörleri hesaplanmalıdır ve hafızada tutulmalıdır.

Yüzey ışınımının modellenmesinde görme faktörlerinin belirlenmesi için kullanılan iki temel yöntemden biri olan Işın Takibi Yöntemi, Glass (1995) tarafından Chapparal adındaki C ve Fortran diline uygun bir kütüphane geliştirilmiştir. Bu çalışmada lineer denklem sisteminin çözümü için Gauss-Seidel metodunun yanında Progressive-Refinement adı verilen bir başka metod da denenmiştir. Ayrıca geliştirilen kütüphane, hafıza ve CPU gereksinimi açısından optimize edilmiştir.

Diğer bir yöntem olan Hemi-Cube metodu ise Cohen ve Greenberg (1985) tarafından incelenmiştir.

Glass (1995), Cohen ve Greenberg (1985) tarafından yapılan çalışmalar HAD çalışmalarında sıkça kullanılan Fluent ticari yazılımının S2S modelinin temelini oluşturmaktadır.

Discrete Ordinates Metodu kullanıldığında çözülen Işınım Transfer Denkleminin sonlu hacim yöntemi ile çözümü için ilk yöntem Raithby ve Chui (1990) tarafından akışkanlar dinamiğinde kullanılabilmesi için genelleştirilmiş bir şekilde sunulmuştur. Çalışma yapılandırılmış ağlar üzerinden yapılmıştır.

Yine Chui ve Raithby (1993) tarafından bu kez ortogonal olmayan yapılandırılmış ağlar üzerinde sonlu hacim ile Işınım Transfer Denkleminin çözümü için 1990 yılında sunulan sayısal yöntem, kartezyen, silindirik ağların yanı sıra ortogonal olmayan ve kompleks kapalı hacimler için kullanılabilen body-fitting ağlar için de genişletilmiştir.

Discrete Ordinates Metodunun, yapılandırılmamış ağlar için uygulanması ise Murthy ve Mathur (1998) tarafından yapılan çalışmada incelenmiştir. Bu çalışmada yapılandırılmamış polyhedral ağ yapısı kullanılmıştır.

Raithby ve Chui (1990), Chui ve Raithby (1993) çalışmaları HAD yazılımı Fluent ticari yazılımında yapılandırılmış ağlar için Discrete Ordinates Metodunun temelini oluştururken, Murthy ve Mathur (1998) çalışması da yapılandırılmamış ağlar için kullanılmaktadır.

Discrete Ordinates sayısal çalışmalarda ihtiyaç duyulan akışkanın, diğer bir deyişle ışınıma katılan ortamın, yutma katsayılarının belirlenmesi için hava-su buharı-karbon dioksit karışımı için ortaya konulmuş Weighted Sum of Gray Gases Modeli için Smith ve Shen (1982) bir çalışma mevcuttur.

Weighted Sum of Gray Gases Model adıyla alınan yöntem ticari yazılım Fluent'te mevcut olup, bu şekilde karışımın yutma katsayısını belirlemek mümkündür.

Ticari yazılımdaki WSGGM uygulamasında, Smith ve Shen (1982) çalışması için gerekli parametreler ise Coppalle ve Vervisch (1983) çalışmasından alınmıştır.

Tüm bu teorik ve basitleştirilmiş durumlar için yapılan çalışmaların yanı sıra evsel fırınlardaki momentum, ısı ve kütle transferini inceleyen çalışmalar da mevcuttur. Bunlardan biri de Sparrow ve Abraham (2003) tarafından yapılan çalışmadır. Bu çalışmada konveksiyon ve ışınım, yığın bir yaklaşım ile modellenmiş ve deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır.

Yığın yaklaşımın ötesinde transport denklemlerin HAD ile çözülmesiyle ortaya konan bir başka çalışma ise Chhanwal, Anishaparvin ve Indrani (2010) tarafından

yürütülmüş olan çalışmadır. Bu çalışmada elektrikli bir fırındaki ekmek pişirme süreci ele alınmıştır. Işınım için üç farklı model (S2S, DTRM, DO) denenmiştir ancak bu çalışmada kütle geçişi için bir transport denklemi çözülmemiştir.
Aynı konudaki benzer bir çalışma ise Boulet, Marcos, Dostie ve Moresoli (2010) tarafından yapılmış olup kütle geçişi dikkate alınmayıp S2S modeli kullanılmıştır. Bu çalışmada enerji denkleminin sınır şartı olarak ısıtıcı güçlerini ısıtıcı hacimlerine yayılı ısı üretimi olarak kullanan Chhanwal, Anishaparvin ve Indrani (2010) çalışmasından farklı olarak enerji denkleminin sınır şartları olarak kavite duvarlarında sıcaklık sınır şartı kullanılmıştır.

Özetle, yapılan literatür taraması, ışınımın modellenmesi ve sınır şartlarının seçimi için bir fikir vermekle beraber gaz ışınımın, kütle transferinin türbülanslı akış halinde incelendiği bir çalışma bulunmamaktadır.

1.2 Türbülans, Doğal Taşınım, Işınımla Isı geçişi

Doğada ve endüstriyel uygulamada karşılaşılan doğal taşınım problemlerinde çoğunlukla akış türbülanslıdır. Bunun sebebi uygulamadaki akışkanın, hava, hava-su buharı karışımı vs. viskozitesinin çok düşük olmasıdır. Bu sebeple akış genellikle türbülanslıdır. Buna ek olarak da doğal taşınımı devir-daim eden kaldırma kuvvetleri sıcaklık farklarıyla doğru orantılıdır, ancak ışınımla ısı geçişi bu sıcaklıkların 4.cü kuvveti mertebesinden doğru orantılıdır. Dolayısıyla doğal taşınımın gerçekleştiği durumlarda, Schenker ve Keller (1995) tarafından da ortaya konulduğu üzere ışınımla ısı geçişi düşük sıcaklık farklarında dahi ihmal edilemezdir. Sonuç olarak sayısal bir çalışma yapılmadan önce doğal taşınım, türbülans ve ışınımla ısı geçişinin teorisini özetlemek zorunludur.

1.2.1 Doğal taşınım

Kısaca doğal taşınım, sıcaklık farkı nedeniyle yoğunluk farkı oluşması ve bu yoğunluk farkının da kaldırma kuvveti oluşturarak akışkan hareketinin sağlanmasıdır. Bilindiği gibi doğal taşınım için olsun ya da olmasın, momentumun, enerji ve su buharı konsantrasyonun korunumu aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\frac{D\mathbf{V}}{Dt} = \nu\nabla^2\mathbf{V} + S_m \qquad (\mathbf{1.1})$$

$$\frac{DT}{Dt} = \nu\nabla^2 T + S_e \qquad (\mathbf{1.2})$$

$$\frac{\mathrm{DY}}{\mathrm{Dt}} = \nu\nabla^2 \mathrm{Y} + \mathrm{S_s} \qquad (\mathbf{1.3})$$

Burada S_m ile ifade edilen kaynak terimi momentum denklemi için yer çekimi kuvveti, elektro-manyetik alan kuvveti, korilois kuvveti, basınç gradyeni ya da kaldırma kuvveti olabilir. Sadece sıcaklık farkı ile akışkan hareketinin söz konusu olduğu bir akış için momentumun korunumu ise;

$$\rho\frac{\mathrm{D}\mathbf{V}}{\mathrm{Dt}} = \mu\nabla^2\mathbf{V} + \mathrm{g}\rho_\infty\beta(T - T_\infty) \qquad (\mathbf{1.4})$$

Belirtmek gerekir ki (2) denklemi Bousinesq yaklaşımı kullanılarak yazılmış ve yoğunluğu sadece sıcaklık ile değiştiği ya da diğer bir deyişle sıcaklık farkının basınç farkı yaratmayacak kadar küçük olduğu yaklaşımı ile yazılmıştır. Sıcaklık farkının yüksek olduğu yani basıncın da yoğunluğun değişimine etkisi olduğu durumlar için İdeal Gaz yasasından yararlanılarak yoğunluk hesaplanabilmektedir.

Doğal taşınım sıcaklık farkından oluştuğu gibi derişiklik farkından da oluşabilir. Bu durumda ise momentumun korunumu ise şu şekilde ifade edilebilir.

$$\rho\frac{\mathrm{D}\mathbf{V}}{\mathrm{Dt}} = \mu\nabla^2\mathbf{V} - \mathrm{g}\rho_\infty\beta^*(Y - Y_\infty) \qquad (\mathbf{1.5})$$

Derişiklik ve sıcaklık farkının beraber olduğu durumda ise

$$\rho\frac{\mathrm{D}\mathbf{V}}{\mathrm{Dt}} = \mu\nabla^2\mathbf{V} + \mathrm{g}\rho_\infty\beta(T - T_\infty) - \mathrm{g}\rho_\infty\beta^*(Y - Y_\infty) \qquad (\mathbf{1.6})$$

(z) denkleminin boyutsuzlaştırılması ile kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olan Grashof Sayısı elde edilir.

$$Gr = \frac{gL^3\beta\Delta T}{\nu^2} \qquad (\mathbf{1.7})$$

Ra = Gr . Pr olduğundan

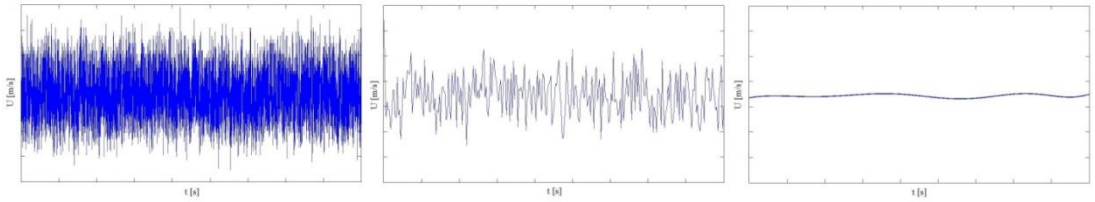
$$Ra = \frac{gL^3\beta\Delta T}{\nu\alpha} \qquad (\mathbf{1.8})$$

Rayleigh sayısı 10^8 ile 10^9 arasında iken türbülans başlar daha yüksek Rayleigh sayılarında türbülanslı doğal taşınım söz konusudur.

1.2.2 Türbülans

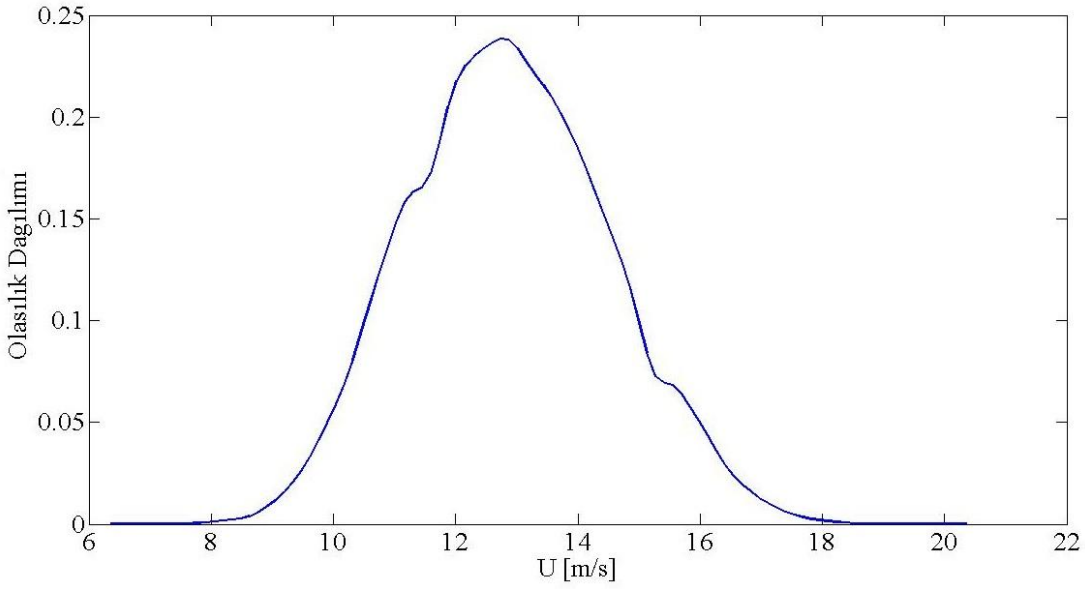
Kabaca türbülans, akışın tamamen zamana bağlı olduğu, bağımlı değişkenlerin (hız, sıcaklık, basınç ya da nem) zamanda ve mekanda kaotik bir şekilde değişim gösterdiği, laminer akışa göre tahmin edilemez bir akış rejimidir. Bununla beraber akış türbülanslı ya da laminer olsa da akışı tanımlayan denklemler (1.1), (1.2) ve (1.3) denklemleridir. Bu bağlamda aslında türbülanslı akış laminer akıştan tamamen

farklı bir hal değil, sadece atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere göre mertebe olarak çok yüksek olduğu bir akıştır. Bu bağlamda sayısal ya da deneysel olarak türbülans incelenirken kullanılan metodlar bir teorinin değil sadece "zorunlu" bir yaklaşımın ürünüdür. Belirli bir gözlem aralığında çok sayıda hız ölçümü yapıldığında laminar akış ile türbülanslı akışı birbirinden ayırmak kolaydır. Aşağıda türbülanslı, geçiş ve rejim hali için sıcak-tel anomometresi ile yapılan hız ölçümleri verilmiştir.



Şekil 1.1 : Anlık hız ölçümleri : türbülanslı, geçiş bölgesi, laminer.

Türbülanslı akışa ait en önemli özelliklerden biri de türbülansın, istatistiki açıdan Gaussiyen bir olay olmasıdır. Diğer bir deyişle ölçülen bağımlı değişkenin olasılık yoğunluk fonksiyonu (PDF)'si Gaussiyen bir dağılım vermektedir. Şekil 1.1 – Türbülanslı akış için verilen PDF eğrisi aşağıdaki gibidir.



Şekil 1.2 : Türbülanslı akışın pdf'si.

Türbülansın Gaussiyen bir olay olmasının en büyük sonucu, Gaussiyen olaylar iki parametre analizi gerektirdiğinden deneysel ya da sayısal sonuçların analizinin iki parametre üzerinden yapılması gerekliliğidir. Buradaki bu iki parametre ölçülen büyüklüğün birinci ve ikinci momentleri yani ortalama ve standart sapmalarıdır. Ancak türbülans, her zaman Gaussiyen olmak zorunda değildir. Bu sebepten

sonuçlar üçüncü ve dördüncü moment yani çarpıklık ve basıklık üzerinden de incelenmektedir. Türbülansla ilgili olarak önemli tanımlardan biri de "eddy" kavramıdır. Şekil 1 ile verilen anlık hız değişimi düşünülürse, sonsuz farklı modda titreşen akışkanın titreştiği her bir mod bir eddy olarak kabul edilebilir, dolayısıyla eddy fiziksel değil istatistiki bir kavramdır.

Türbülansın sayısal olarak incelenmesinde kullanılan metodlar genel olarak türbülansın simüle edilmesi ve modellenmesi olarak ikiye ayrılabilir. Bu kapsamda geliştirilmiş olan türbülans modelleri Reynolds Averaged Navier-Stokes Denklemleri (xyz) üzerine kuruludur. Bu denklemler, toplam hız bileşeninin, ortalama ve çalkantı bileşenlerine ayrılması ile edilmiştir.

$$\rho\frac{\partial\overline{u_i}}{\partial t}+\rho\overline{u_j}\frac{\partial\overline{u_i}}{\partial x_j}=\rho\overline{f_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[-\bar{p}\delta_{ij}+2\mu\overline{S_{ij}}-\rho\overline{u_i'u_j'}\right] \qquad (\mathbf{1.9})$$

RANS üzerine kurulu olan türbülans modelleri ise, birinci ve ikinci dereceden olmak üzere ikiye ayrılabilir. Birinci dereceden RANS türbülans modelleri de 0-denklemli (mixing-length), 1-denklemli (spalart-allmaras) ve 2-denklemli ($k-\epsilon, k-\omega, v^2-f$) olmak üzere sınıflandırılabilir. Bunun yanında ise RSM ve ASM ise ikinci dereceden modellerdir.

Laminer akı ile türbülanslı akı arasında eddy vizkositesi ile benzeşim kuran birinci dereceden modeller bu sebepten ötürü Eddy Viskozitesi Modelleri olarak da anılmaktadır.

1.2.3 Işınımla ısı geçişi

Işınımla ısı geçişini tanımlayan en temel yasa Stefan-Boltzman yasasıdır. Bu yasaya göre ışınımla ısı geçişi şu şekilde ifade edilebilir.

$$Q_{\text{ışınım}}=\sigma\,\epsilon\left(T_{\text{yüzey}}^4-T_{\text{çevre}}^4\right) \qquad (\mathbf{1.10})$$

Burada σ Stefan-Boltzman sabiti olmakla beraber, ϵ yayma oranıdır. 1.10 denkleminden görüleceği üzere ışınım akısı sıcaklığın dördüncü kuvveti ile ilgilidir. Bu nedenle de yüksek sıcaklıklarda ışınım ihmal edilemez hatta orantısal olarak taşınım ve iletimden daha baskındır. Bir yüzeye gelen ışınım, yüzey tarafından yutulur, yansıtılır ve geçirilir. Bu olayları ifade eden ışınım özellikleri ise ρ yansıtma oranı, α yutma oranı ve τ geçirme oranıdır. Doğal olarak bu büyüklükler arasındaki ilişki ise

$$\rho+\alpha+\tau=1 \qquad (\mathbf{1.11})$$

Ortam opak yani ışınımı geçirmediği durumda ise yutma ve yansıtma oranları birbirine eşittir. Yani Kirchoff yasasının ifadesiyle $\epsilon = \alpha$'dir. Bununla beraber ışınımı yüzeyin katıldığı bir fiziksel olay olarak tanımlamakbazen yeterli değildir. Yüzeyler arasındaki akışkanında ışınıma katıldığı durum için ışınım transfer denklemi çıkarılarak ışınımın incelenmesi mümkündür.

İletim ve taşınım küçük ölçekte gerçekleşen fiziksel olaylardır yani moleküller arasındaki uzaklık yaklaşık olarak $10^{-10}\ m$ mertebesindedir, bu nedenle iletim ya da taşınımı ifade edene enerji korunumu ifadeleri, sonsuz küçüklükteki bir hacim üzerinden türetilir. Ancak ışınım ise büyük ölçekte gerçekleşen bir fiziksel olaydır, diğer bir deyişle ışınım akısı taşıyan bir fotonun katettiği mesafe $10^{-10}\ m$'den 10^{10} m'ye kadar çıkabilir. Bu nedenle de ışınımı ifade eden bir denklem türetmek gerektiğinde sonsuz küçüklükteki bir hacim yaklaşımı kullanılamaz ki bu da 7 bağımsız değişkeni olan bir integral denklemin çıkarımına yol açar. Bu denklemdeki bağımsız değişkenler ise x, y, z, ışınım frekansı, fotonun katettiği yolu tanımalamak için kullanılan iki ayrı koordinat ve zamandır (Modest, 2003). Bu denklem ise

$$\frac{1}{c}\frac{\partial I_\eta}{\partial t} + \frac{\partial I_\eta}{\partial s} = \kappa_\eta I_{b\eta} - \kappa_\eta I_\eta - \sigma_{s\eta} I_\eta + \frac{\sigma_{s\eta}}{4\pi}\int_{4\pi} I_\eta(S_i)\phi d\Omega_i \qquad (\mathbf{1.11})$$

Ancak bu denklemi sayısal olarak da çözmek mümkün değildir ancak HAD uygulamlarıyla birlikte ışınım transfer denkleminin 1.12 ile verilen hali iki katı açı için ayrıklaştırma yapılarak çözülmesi mümkündür. Bu şekilde bir çözüm yapılan yönteme de Discrete Ordinates Metodu denmektedir.

$$\nabla.(I(\boldsymbol{r},\boldsymbol{s})\boldsymbol{s}) + (a+\sigma_s)I(\boldsymbol{r},\boldsymbol{s}) = an^2\sigma T^4\pi^{-1} + \frac{\sigma}{4\pi}\int^{4\pi} I(\boldsymbol{r},\boldsymbol{s}')\phi(\boldsymbol{s}.\boldsymbol{s}')d\Omega \quad (\mathbf{1.12})$$

1.3 Problemin Tanıtılması ve Sınır Şartları

Bu tez çalışmasında üç farklı geometri üzerinden sayısal çalışmalar yürütülmüştür. Bu üç farklı geometri sırasıyla, Model I adıyla anılacak olan taze hava giriş ve çıkışı olmayan tamamen kapalı olan hacim, Model II adıyla anılacak olan içerisinde nem kaynağı bulundurmayan (yüksüz) ancak taze hava girişi için conta açıklıkları ve çıkışı için de havalandırma sistemi (baca) bulunduran hacim ve son olarak da taze have giriş ve çıkışı sağlayan açıklıklara ek olarak içerisinde nem kaynağı bulunan (yüklü) Model III.

Model I üzerinden yapılan sayısal çalışmalar ile nemli bir ortamdaki ışınımla ısı geçişinin doğru modellenebilmesi için hangi ışınım modelinin kullanılması gerektiği araştırılmıştır. Değişken parametre olarak da su buharı konsantrasyonu için çözülen skaler transport denkleminin başlangıç şartı değiştirilerek, kavite içerisindeki hava nemlendirilerek gaz ışınımının hesaba katılması gerekliliği incelenmiştir. Model II üzerinden yapılan çalışmalar ile de kütle transferi bulunmayan bir ortamdaki momentum ve ısı geçişi incelenmiş,

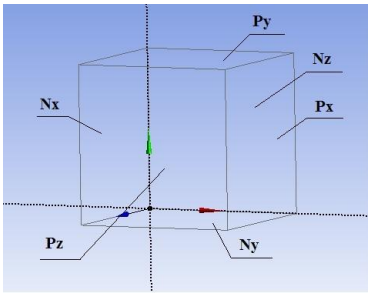
Model III ile yapılmış olan sayısal çalışmalara temel oluşturulmuştur. Ayrıca bu bölümdeki çalışmalar da kavite içerisindeki momentum ve ısı geçişinin iyileştirilmesi için bazı fikirler için ilk adım niteliği taşımaktadır.

Model III geometrisinin ele alındığı sayısal çalışmalar ise gaz ışınımı ve kütle transferini de ele almıştır. Diğer bir deyişle ışınım transfer denklemi çözülmüş, ek olarak da su buharı konsantrasyonu için de bir skaler transport denklemi çözülmüştür. Nem kaynağı gözenekli ortam olduğundan bu gözenekli ortamdan kavite içerisine olan buharlaşmayla ısı geçişi için de kaynak terimleri eklenmiştir.

Model I'in şematik çizimi ve sınır şartlarının tanımlandığı yüzeyler Şekil 1.3'de verilmiştir. Model I için Şekil 1.3'te belirtilen yüzeylere verilen sınır şartları ise

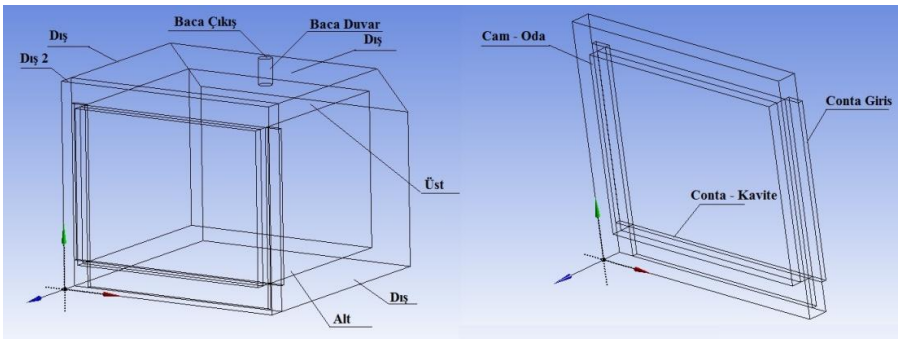
Çizelge 1.1 : Model I – sınır şartları

Yüzey	u,v,w	T	P	k	ϵ	Y_{H_2O}
Px	$u_i = 0$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y_{H_2O})=0
Nx	$u_i = 0$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y_{H_2O})=0
Py	$u_i = 0$	T=f(t)	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y_{H_2O})=0
Ny	$u_i = 0$	T=f(t)	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y_{H_2O})=0
Pz	$u_i = 0$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y_{H_2O})=0
Nz	$u_i = 0$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y_{H_2O})=0



Şekil 1.3 : Model I – geometri

Benzer şekil de Model II'ye ait şematik çizim ve sınır şartları ise,



Şekil 1.4 : Model II – geometri

Model II'ye ait sınır şartları ise

Çizelge 1.2 : Model II – sınır şartları.

Yüzey	u,v,w	T	P	k	ε	Y_{H_2O}
Dış	-	$-k\frac{\partial T}{\partial x_i} = h(T - T_\infty)$	-	-	-	-
Dış 2	-	$-k\frac{\partial T}{\partial x_i} = h(T - T_\infty)$	-	-	-	-
Baca Çıkış	grad(F)=0	grad(T)=0	$P = P_{emme}$	grad(k)=0	grad(ε)=0	grad(Y)=0
Baca Duvar	$u_i = 0$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y)=0
Alt	$u_i = 0$	T=f(t)	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y)=0
Üst	$u_i = 0$	T=f(t)	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y)=0
Cam - Oda	$u_i = 0$	$-k\frac{\partial T}{\partial x_i} = h(T - T_\infty)$	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y)=0
Conta - Kavite	$u_{i_1} = u_{i_2}$ $\tau_{ij_1} = \tau_{ij_2}$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	$P_1 = P_2$	$k_1 = k_2$	$\varepsilon_1 = \varepsilon_2$	$Y_1 = Y_2$ $m_1 = m_2$
Conta - Giriş	grad(F)=0	$T = T_\infty$	$P = P_{atm}$	$k_1 = k_{in}$	$\varepsilon_1 = \varepsilon_{in}$	Y = 0
Diğer - Katı	-	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	-	-	-	
Diğer - Akışkan	$u_i = 0$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y)=0

Ayrıca Şekil 1.3'te verilen şematik çizime ek olarak tüm yüzeyler 3 cm'lik bir yalıtım ile kaplanmıştır. Yalıtımın ardında bulunan dış şasi ise iç yüzeyler ile aynı malzemeden olup sınır şartı olarak da taşınım sınır şartı uygulanmıştır. Üç modele ait tüm malzemelerin özellikleri ekte verilmiştir.

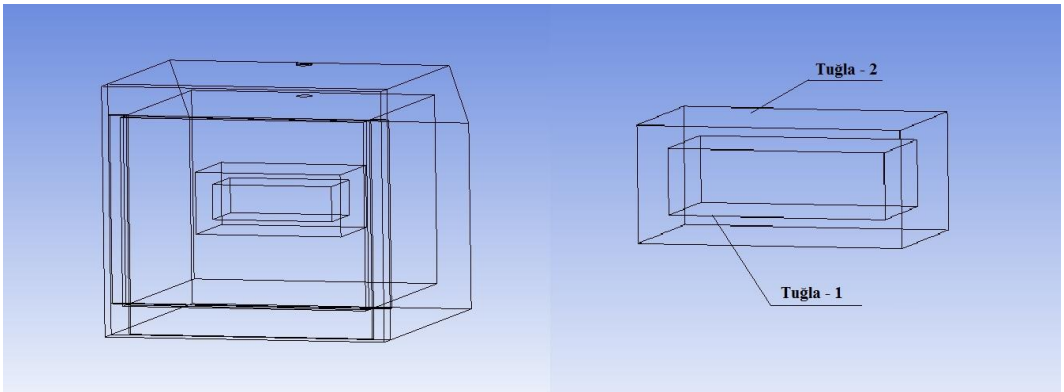
Sınır şartlarında WF ile anılmakta olan sınır şartları standart duvar fonksiyondur. Ancak bazı durumlar için de İyileştirilmiş Duvar Uygulaması kullanılmıştır.

Daha önce belirtildiği üzere Model III'te nem kaynağı olarak tuğla bulunmaktadır. Tuğladan buharlaşan su buharıyla olan ısı geçişini modellemek için yazılan kaynak kodunda difüzyon akısı tespit edilirken gradyen A.S. Kayıhan (2012) çalışmasında gradyeni alınan skaler büyüklük kavitenin ortalamasıyla tuğlanın ortalaması olarak alınmıştır. Bu tez çalışmasında ise Model III'den görüleceği üzere tuğlanın etrafına ayrıca bir hacim çizilmiş bu şekilde gradyen alınarak, yazılan kaynak kodu değiştirilmeden sayısal yöntemde iyileştirme sağlanması hedeflenmiştir.

Çizelge 1.3 : Model III – sınır şartları.

Yüzey	u,v,w	T	P	k	ε	Y_{H_2O}
Dış	-	$-k\frac{\partial T}{\partial x_i} = h(T - T_\infty)$	-	-	-	-
Dış 2	-	$-k\frac{\partial T}{\partial x_i} = h(T - T_\infty)$	-	-	-	-
Baca Çıkış	grad(F)=0	grad(T)=0	$P = P_{emme}$	grad(k)=0	grad(ε)= 0	grad(Y)=0
Baca Duvar	$u_i = 0$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y)=0
Alt	$u_i = 0$	T=f(t)	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y)=0
Üst	$u_i = 0$	T=f(t)	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y)=0
Cam - Oda	$u_i = 0$	$-k\frac{\partial T}{\partial x_i} = h(T - T_\infty)$	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y)=0
Conta - Kavite	$u_{i_1} = u_{i_2}$ $\tau_{ij_1} = \tau_{ij_2}$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	$P_1 = P_2$	$k_1 = k_2$	$\varepsilon_1 = \varepsilon_2$	$Y_1 = Y_2$ $m_1 = m_2$
Conta - Giriş	grad(F)=0	$T = T_\infty$	$P = P_{atm}$	$k_1 = k_{in}$	$\varepsilon_1 = \varepsilon_{in}$	Y = 0
Diğer - Katı	-	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	-	-	-	-
Diğer - Akışkan	$u_i = 0$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	grad(P)=0	WF	WF	grad(Y)=0
Tuğla - 1	$u_{i_1} = u_{i_2}$ $\tau_{ij_1} = \tau_{ij_2}$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	$P_1 = P_2$	$k_1 = k_2$	$\varepsilon_1 = \varepsilon_2$	$Y_1 = Y_2$ $m_1 = m_2$
Tuğla - 2	$u_{i_1} = u_{i_2}$ $\tau_{ij_1} = \tau_{ij_2}$	$T_1 = T_2$ $q_1 = q_2$	$P_1 = P_2$	$k_1 = k_2$	$\varepsilon_1 = \varepsilon_2$	$Y_1 = Y_2$ $m_1 = m_2$

Çizelge 2 ve Çizelge 3'te diğer adıyla alınan yüzeyler duvar sınır şartı ile tanımlanmış yüzeylerdir. Diğer – akışkan/katı ile anlatılmak istenen ise söz konusu duvarların baktığı alanın katı ya da akışkan alanı olmasıdır.



Şekil 1.5 : Model III - geometri

Tablolardan görüleceği üzere Model III için tüm yüzeylerde kütle akısı sıfıra eşittir, su buharı konsantrasyonu sıfırdır ya da bazı yüzeyler için örtüştüren sınır şartı kullanılmıştır. Model III için nem kaynağı, başlangıç şartı ile Tuğla – 1 ile çevrilmiş alanda t=0 anında tanımlanan su buharı konsantrasyonu ile sağlanmaktadır.

1.4 Sayısal Yöntem

Bu tez çalışmasında süreklilik, momentum, enerji, su buharı konsantrasyonu, türbülans modeline ait transport denklemleri ve ışınım transfer denklemi, implicit yani kapalı ayrıklaştırma yapılarak çözülmüştür. Konvektif terimler First Order Upwind ya da Second Order Upwind ile çözülmüştür.Yakınsama problemi görüldüğünde ikinci dereceden birinci dereceye ayrıklaştırılma düşürülmüştür. Bunun dışında tüm çözümlerde türbülans denklemleri haricinde tüm transport denklemleri Second Order Upwind ile ayrıklaştırılmıştır. Zamanda ise birinci dereceden implicit bir yaklaşım kullanılmıştır. Hız – Basınç eşleştirilmesi ise basınç temelli çözümlerde SIMPLE ile yapılmış sadece Model II için iki durumda Roe-FDS yaklaşımı ile denklemler "coupled" olarak çözülmüştür. DO yöntemi literatür araştırmasında belirtildiği üzere WSGGM olarak anılan model ile birlikte çözülmüştür. Türbülans modeli olarak da realisable k – epsilon türbülans modeli kullanılmıştır.

1.4.1 Türbülansın modellenmesi

Türbülans modeli olarak realizable k-epsilon türbülans modeli kullanılmış, duvar fonksiyonu olarak da standart duvar fonksiyonu ya da iyileştirilmiş duvar uygulaması

kullanılmıştır. Çözüm ağı $y^+ < 5$ koşulunu sağladığı durumda enhanced wall treatment aksi durumda ise standart duvar fonksiyonu tercih edilmiştir. Realisable k-epsilon türbülans modeli için transport denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\epsilon - Y_M \qquad (\mathbf{1.13})$$

$$\frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 S\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu\epsilon}} + \frac{C_1\epsilon}{k}\, C_{3\epsilon} G_b \qquad (\mathbf{1.14})$$

G_k terimi türbülans kinetik enerjisinin ortalama hız gradyenlerine göre üretimini, G_b terimi ise kaldırma kuvvetlerine göre üretimi temsil etmektedir. Y_M dilatasyondaki salınımların etkisini göstermektedir ancak bu tez çalışmasında bu denli bir etki yaratacak basınç farkı olmadığından ihmal edilebilirdir. σ_k ve σ_ϵ ise türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin azalma hızı için olan türbülans Prandtl sayılarıdır. Diğer model katsayıları ise

$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right] \qquad (\mathbf{1.15})$$

$$\eta = S\frac{k}{\epsilon} \qquad (\mathbf{1.16})$$

$$C_{1\epsilon} = 1.44 \qquad (\mathbf{1.17})$$

$$C_2 = 1.9 \qquad (\mathbf{1.18})$$

$$\sigma_k = 1.0 \qquad (\mathbf{1.19})$$

$$\sigma_\epsilon = 1.2 \qquad (\mathbf{1.20})$$

Türbülans viskozitesinin hesaplanması ise

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \qquad (\mathbf{1.21})$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \dfrac{kU^*}{\epsilon}} \qquad (\mathbf{1.22})$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \left(\Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k\right)\left(\Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k\right)} \qquad (\mathbf{1.23})$$

$$A_0 = 4.04 \qquad (\mathbf{1.24})$$

$$A_s = \sqrt{6}cos\phi \qquad (\mathbf{1.25})$$

$$\phi = 0.33\cos^{-1}\left(\sqrt{6}W\right),\ \ W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\sqrt{S_{ij}S_{ij}}},\ \ S_{ij} = 0.5\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \qquad (\mathbf{1.26})$$

Ticari programın kullanmış olduğu standart duvar fonksiyonu Launder ve Spalding (1974) tarafından önerilmiş olan duvar fonksiyonudur. Daha çok endüstriyel uygulamalarda kullanılan bu duvar fonksiyonun en önemli avantajı ince bir ağ gereksinimi olmadığından hesaplama süresini azaltmaktadır. İyileştirilmiş duvar uygulaması ise iki bölgeli modeller ile iyileştirilmiş duvar fonksiyonlarının kombine edilmesi ile uygulanan daha tutarlı ancak çok daha yüksek bir çözüm ağı gereksinimi ortaya koyan bir modeldir. Bu çalışmada kullanılan uygulama ise Fluent (2006)'da detaylıca anlatılmıştır.

Akış duvarla ile çevrili olduğundan türbülansın anisotropik olduğunu söylemek mümkündür. $k-\epsilon$ modeli gibi türbülans gerilmeleri için ayrıca bir transport denklemi çözülmediğinden isotropik bir kabule dayanan bir denklemdir. Dolayısıyla RSM modelinin daha iyi sonuç verebileceği gibi bir düşünce öne sürülebilir. Ancak bu tez çalışmasında kullanılan hacim için RSM ile A.S.Kayıhan ve S.U.Onbaşıoğlu (2012) tarafından yapılan sayısal çalışma ve A.S. Kayıhan (2012) tarafından elde edilen sonuçlar göstermiştir ki $k-\epsilon$ modeli RSM modeline göre deneysel sonuçlar ile daha fazla tutarlılık göstermiştir. Bu nedenle de bu tez çalışmasında türbülans modeli olarak $k-\epsilon$ modeli tercih edilmiştir.

Bu duruma ek olarak da gaz ışınımının dikkate alındığı, kompleks geometriye sahip, sınır şartları zamana bağlı, kaynak terimlerinin UDF ile ticari programa tanıtıldığı böyle kompleks bir problem için RSM modeli hesaplama zamanı açısında da verimsiz olacağını tahmin etmek mümkündür.

1.4.2 Işınımın modellenmesi

Işınım için ise iki farklı model kullanılmıştır. Bunlardan biri sadece yüzeyler arasındaki ışınımı dikkate alan Radiosity Irradiosity Modeli ya da ticari programda geçtiği adıyla S2S modelidir. Diğeri ise yüzeyler arasındaki akışkanın da ışınıma katıldığı kabulu ile ışınım transfer denklemini çözen Discrete Ordinates yöntemidir.

1.4.2.1 Radiosity – irradiosity modeli

RIM'in DO'ya oranla en büyük avantajı herhangi bir transfer denklemi çözmemektedir. Ancak bununla beraber bu modelde görme faktörleri hesaplanmalıdır ve görme faktörü hesabı da yüzeyler üzerinde değil yüzeylerdeki her bir hücreden diğer tüm yüzeylerdeki hücreler arasında gerçekleşmektedir.

Dolayısıyla hücre miktarı arttıkça RIM avantajını kaybetmektedir. Görme faktörü özetle bir $\boldsymbol{dA_1}$ alanından çıkan fotonun başka bir $\boldsymbol{dA_2}$ yüzeyine çarpma olasılığının yüzdesel ifadesidir. Görme faktörlerini ticari yazılım ile Işın Takibi yöntemleri ya da Hemi Cube yöntemi ile hesaplamak mümkündü Cohen ve Greenberg (1985), Glass (1995). Onbaşıoğlu (2012)'de görüleceği üzere ticari yazılıma görme faktörlerini dışarıdan hesaplatıp okutmak da mümkündür ancak hesaplama zamanı gibi faktörler nedeniyle bu yöntem tercih edilmemiştir. RIM'i kısaca özetlemek gerekirse, bir yüzeyden giden ışınım akısı 1.28 eşitliği ile ifade edilir**.**

$$\boldsymbol{q_{giden,k}} = \boldsymbol{\epsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{gelen,k}} \qquad (\mathbf{1.28})$$

Karşılıklılık kuralı uygulanırsa,

$$\boldsymbol{q_{giden,k}} = \boldsymbol{\epsilon_k \sigma T_k^4 + \sum_{j=1}^{N} \rho_k F_{kj} q_{giden,j}} \qquad (\mathbf{1.29})$$

Son olarak bu eşitlik J yani akı ve yayılım gücü $\boldsymbol{E_k}$ ile düzenlenirse 1.30 eşitliği elde edilir.

$$\boldsymbol{J_k} = \boldsymbol{E_k + \sum_{j=1}^{N} \rho_k F_{kj} J_j} \qquad (\mathbf{1.30})$$

Sonuç olarak KJ=E lineer denklem sistemi iteratif ya da direkt yöntemler ile çözülür.

1.4.2.1 Discrete ordinates metodu

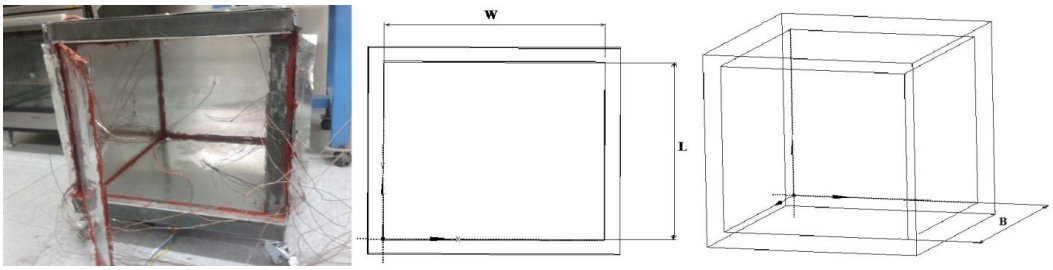
DO yöntemi ise ışınım transfer denklemini süreklilik, momentum ve diğer denklemlerin çözüldüğü uzayda çözülmesini sağlayan bir ışınım modelidir (Fluent,2006). Modelin en büyük avantajı gaz ışınımı da devreye sokarak su buharı nedeniyle karışımın ışınımı yuttuğu durumlarda iyi sonuç vermektedir. Bu yöntem ie ışınım transfer denklemi N tane yönde $\boldsymbol{4\pi}$'lik bir toplam katı açıda çözülür. Denklem içerisindeki integraller sonlu hacim yöntemine uygun olacak metodlar ile alınır. Katı

açı içerisinde yapılan ayrıklaştırma bir vektör ile yapılandırılmış ağlarda x, y ve z'de ifade edilir. Eğer ağ yapılandırılmamış ise mevcut koordinat sistemi olan $\boldsymbol{\eta, \zeta, \mu}$ koordinatlarında çözülür. Hesaplama yapılan her noktada gaz ışınımına maruz kalma yani Do gelen ışınım hesaplanır ve ardından gaz ışınımın etkisi de enerji denklemine kaynak terimi olarak eklenir, Versteeg (2007).

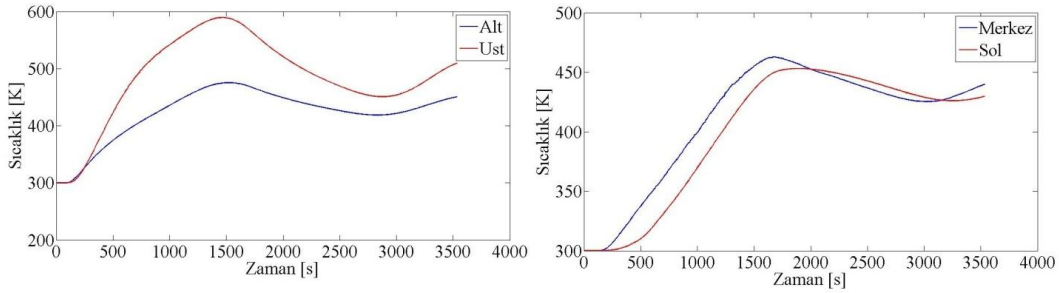
2. GAZ IŞINIMI VE NEM İLİŞKİSİ

2.1 Deney Düzeneği

Belirtildiği üzere tez çalışması kapsamında kaldırma kuvvetlerinin etkin olduğu, 3 boyutlu, sınır şartları zamana bağlı olduğu türbülanslı doğal taşınım incelenmiştir. Bu koşulları da sağlamak üzere 3 cm kalınlığında yalıtımla çevrelenmiş, L=370 mm, W=430 mm, B = 470 mm olmak üzere aşağıdaki deney düzeneği kurulmuştur. Alüminyum saçların kalınlığı ise 3 mm'dir. Alt ve üst duvarın üzerinde gömülü olarak iki ısıtıcı bulunmaktadır. Bu ısıtıcıların kontrolu ise PID kontroluru ile sağlanmakta olup, çalışma koşulları ileriki aşamalarda yapılacak çalışmalara uygun olarak yapılmıştır.

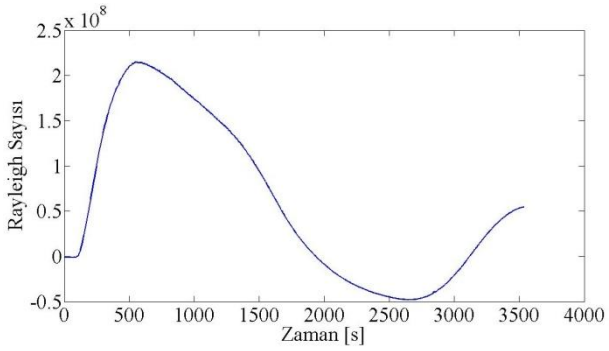


Şekil 2.1 : Model I – deney düzeneği



Şekil 2.2 : Model I – ölçülen sıcaklıklar

Deneysel çalışma ile elde edilen sıcaklıklar üzerinden gidilerek de Rayleigh Sayısı hesaplanılmıştır. Termoelemanlar ile tam 20 noktadan sıcaklık ölçümü alınmıştır. Deneyler %10 ve %30 olmak üzere iki farklı su buharı molar konsantrasyonunda gerçekleştirilmiştir. Sayısal sonucun doğrulanması için ise kavite merkez sıcaklığı ve sol duvar merkez sıcaklığı kullanılmıştır.



Şekil 2.3 : Model I – zamana bağlı Rayleigh sayısı

Görüleceği üzere, akış ortalama $0.6\,x\,10^8$ Rayleigh sayısı değeriyle türbülanslıdır. Son olarak sayısal çalışmanın yapılacağı zaman aralığı suyun tamamen buharlaştığı andan itibaren seçilmiştir. Suyun tamamen buharlaştığı an ise tekrarlanan deneyler ile tespit edilmiştir.

2.2 Sayısal Çalışma

3 boyutlu, zamana bağlı, süreklilik, momentum, enerji, kütle, türbülans kinetik enerjisi, türbülansın disipasyon hızı denklemleri çözüldüğü bu çalışmada, tüm denklemlerin zamana bağlı terimleri birinci dereceden implicit olarak ayrıklaştırılmıştır. Konvektif terimler ise birinci ve ikinci derecede Upwind yaklaşımı ile ayrıklaştırılmıştır. Implicit ayrıklaştırma herhangi bir zaman adımı aralığı için sayısal olarak stabil bir çözüm sunmasına rağmen zaman adımı türbülans zaman skalasına uygun olarak seçilmiştir. Yoğunluğun değişimi için ideal gaz yaklaşımı kullanılmıştır. Basınç-Hız eşleşmesi de SIMPLE metodu ile yapılmıştır. Geometri basit olduğundan kavite bölgesinde yapılandırılmış quadrilateral hücreler kullanılmış, yalıtım bölgesinde ise yapılandırılmamış tetrahedron tipinde hücreler kullanılmıştır.

Belirtildiği üzere ısıtıcı ile direkt temas eden yüzeylerin zamana bağlı sıcaklıkları UDF ile sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Deney düzeneğini saran yüzeylere üzere 296K free stream sıcaklığını ve 7 W/m^2K ısı taşınım katsayısı ile konveksiyon sınır

şartı tanımlanmıştır. Yalıtım ve kaviteyi bağlayan diğer tüm yüzeylere ise "Coupled" sınır şartı tanımlanmıştır.

Başlangıç şartları ise sayısal çalışma t=0 anından başlatılmadığından belirsizdir. Öncelikle sayısal çalışmanın başlangıcı olarak seçilecek t anını belirlemek için suyun tamamen buharlaştığı andan sonra ölçülen büyüklüklerin zamana göre değişimlerinin en az olduğu nokta seçilmiştir. Bunun amacı seçilen t anındaki sınır şartlarıyla daimi bir çözüm yapılması ve bu daimi çözümün sonuçlarını daimi olmayan çözüme başlangıç sınır şartı olarak verilebilmesidir. Bu yöntemin alternatifi ise ardarda bir şekilde farklı başlangıç sınır şartlarıyla sayısal çözümü yenilemek ve en uygun başlangıç şartını belirlemek olabilir ancak bu şekilde de fiziksel olarak gerçekci olmayan başlangıç şartları ile sayısal çözüme başlanması nedeniyle t anına yakın anlarda fiziksel olarak gerçekci olmayan bazı sonuçlar görülebilirdi. Başlangıç sınır şartının bu şekilde belirsiz olması doğal olarak sayısal sonuçları deneysel sonuçlardan uzaklaştıracaktır ancak bu çalışma bir karşılaştırma çalışması olduğundan bu durum kabul edilebilirdir. Sayısal çalışmanın gerçekleştiği aralık ve suyun tamamen buharlaştığı aralık aşağıdaki şekilde verilmiştir. Işınımın modellenmesi için ise iki farklı model kullanılmıştır. Biri Radiosity-Irradiosity Modelidir. Bu modeli için gerekli olan görme faktörleri ışın takibi yöntemi ile hesaplanmıştır. Diğer metod ise nemli ortamda akışkanın da ışınımla ısı geçişinde bulunduğu kabulune uygun olan DO metodur. DO için gerekli olan ışınımda bulunan akışkanın yutma katsayısı da WSGGM ile belirlenmiştir. Discerte Ordaintes metodu da DO/Enerji eşleşmesi yapılmadan ve gri-olmayan model kullanılmadan yapılmıştır. Açısal ayrıklaştırma ise θ ve ϕ açılarında with çift bölümde and tek pikselde yapılmıştır. Deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak merkez ve sol duvar-merkez sıcaklıkları Şekil 2.4 ve 2.5'de verildiği gibidir, ayrıca deneysel sonuçlardan sapmalar da tablo olarak verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Model I – sayısal sonucun doğrulanması (merkez kavite sıcaklığı)

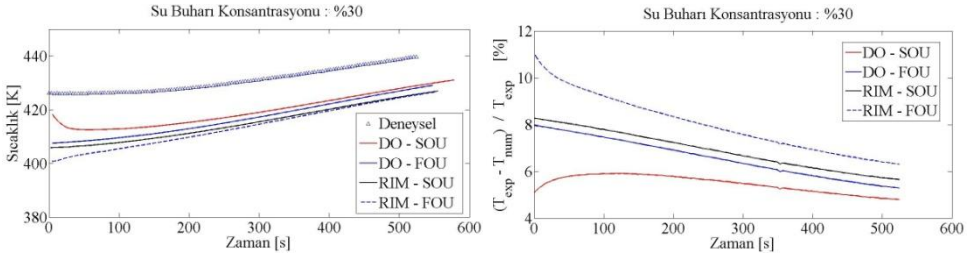
		Su Buharı Mol Oranı : %10		Su Buharı Mol Oranı : %30	
		RIM	DO	RIM	DO
Ağ		Maks. Sapma [%]	Maks. Sapma [%]	Maks. Sapma [%]	Maks. Sapma [%]
250000		4.85	3.58	-	-
460000	FOU	4.56	3.26	6.15	4.38
	SOU	-	-	4.78	3.21

800000	4.47	3.18	-	-
1200000	4.54	3.28	-	-

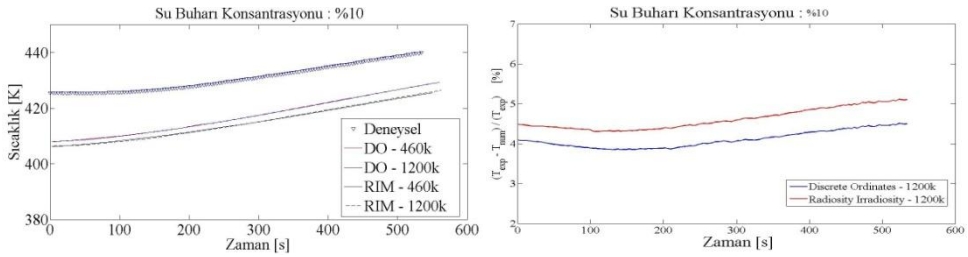
Benzer şekilde de Çizelge 2.2'de sol duvar sıcaklığıyla karşılaştırma yapılmıştır.

Çizelge 2.2 : Model I – sayısal sonucun doğrulanması (sol duvar sıcaklığı)

		Su Buharı Mol Oranı : %10		Su Buharı Mol Oranı : %30	
		RIM	DO	RIM	DO
Ağ		Maks. Sapma [%]	Maks. Sapma [%]	Maks. Sapma [%]	Maks. Sapma [%]
250000		7.39	7.24	-	-
460000	FOU	7.31	7.1	11.4	7.96
	SOU	-	-	8.26	5.91
800000		7.32	7.03	-	-
1200000		7.36	7.09	-	-



Şekil 2.4 : H_2O mol oranı : % 30 – merkez kavite sıcaklığı (sol), hata (sağ).



Şekil 2.5 : H_2O mol oranı : % 10 – merkez kavite sıcaklığı (sol), hata (sağ).

Gerçekci bir karşılaştırma sağlamak adına, sayısal çözüme ait tüm parametreler, rahatlatma faktörleri, basınç-hız eşleşmesi, ayrıklaştırma yöntemleri, zaman adımları aynı tutulmuştur.

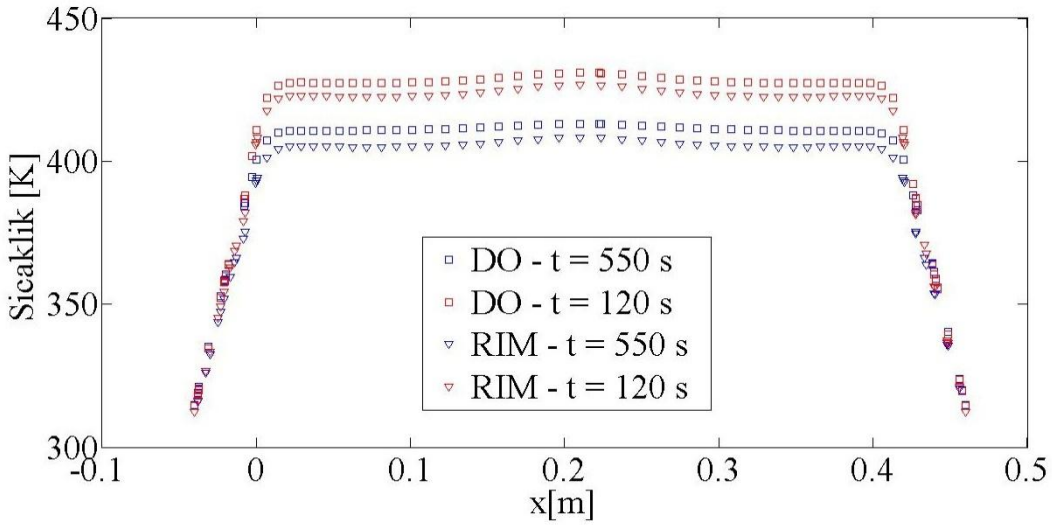
Çözüm ağı bağımlılığı çalışması, RIM ve DO metodları için de 460000'lik çözüm ağının 1200000'lük çözüm ağı ile aynı sonucu verebilecek düzeyde olduğunu göstermiştir Bu sebepten 460000'lik çözüm ağı kullanılmıştır.

Düşük su buharı molar konsantrasyonuna sahip ilk durum için, DO metodu RIM'e göre daha az sapma göstermesine rağmen, iki yöntem arasında büyük bir farklılık

yoktur. Bununla beraber bu farklılık bu düzeyde dahi gaz ışınımın ihmal edilemeyecek boyutta olduğunu göstermektedir. Yine de DO metodunun hesaplama zamanı açısından yüksek bir maliyeti olması sebebiyle RIM metodunun da tercih edilebileceğini göstermektedir.

İlk durumun aksine ise, ikinci durumda DO metodu RIM arasında önemli bir farklılık oluşmuştur. Konvektif terimlerin ikinci dereceden ayrıklaştırıldığı RIM sonuçları ancak birinci dereceden ayrıklaştırarak elde edilmiş DO sonuçlarının elde ettiği sapmalara yaklaşmıştır. Sonuç olarak her iki durum için de DO yönteminin RIM'e göre daha iyi sonuç verdiği yargısına varılmıştır.

Merkez kavite ve sol-duvar merkez sıcaklıkları iki modelde farklılık göstermekle beraber alt ve üst yüzeylere dik olan yan yüzeylerin merkezlerini birleştiren çizgi boyuncaki değişimleri yaklaşık olarak aynıdır.



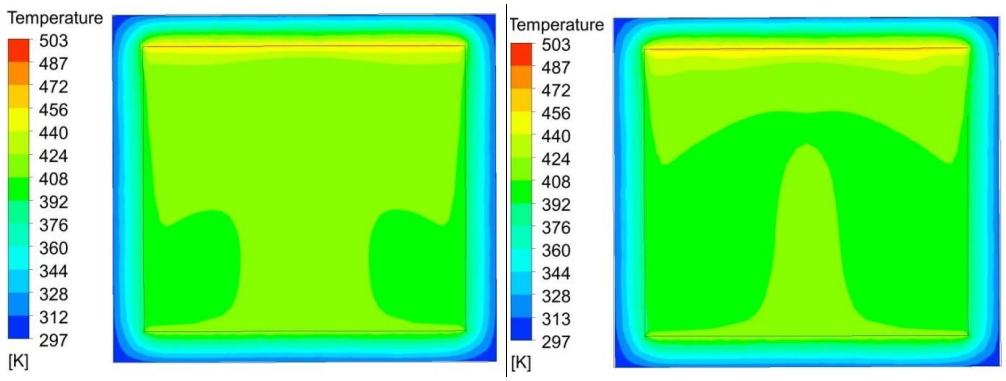
Şekil 2.6 : Yan yüzeyler arasında sıcaklığın değişimi

Görüldüğü gibi duvar üzerindeki sıcaklık gradyenleri birbirine yakındır, bu nedenle de karşılaştırma parametresi olarak Nusselt sayısı ya da ısı akısı değil söz konusu noktalardaki sıcaklıklar kullanılmıştır.

2.2.1 Su buharı konsantrasyonu : %10

3 farklı zaman adımında alt ve üst yüzeylerin merkezlerine oturtulan düzleme ait sıcaklık kontürleri RIM ve DO sonuçları için aşağıda sunulmuştur. Şekil 2.7'den görüleceği üzere DO t=120 s için daha homojen bir sıcalık dağılımı bulmuştur.DO metodu kullanıldığında enerji denkleminin içerisine eklenen kaynak terimi nedeniyle ışınımın etkileri sadece yüzeyde değil aynı zamanda yüzeyden uzak noktalarda da

görülmektedir. Bu nedenle de kavite içerisindeki sıcaklık üst ısıtıcı sıcaklığına daha fazla yaklaşmıştır. Bununla birlikte de duvar sıcaklığı her iki model için de yaklaşık değerlerde hesaplanmıştır.

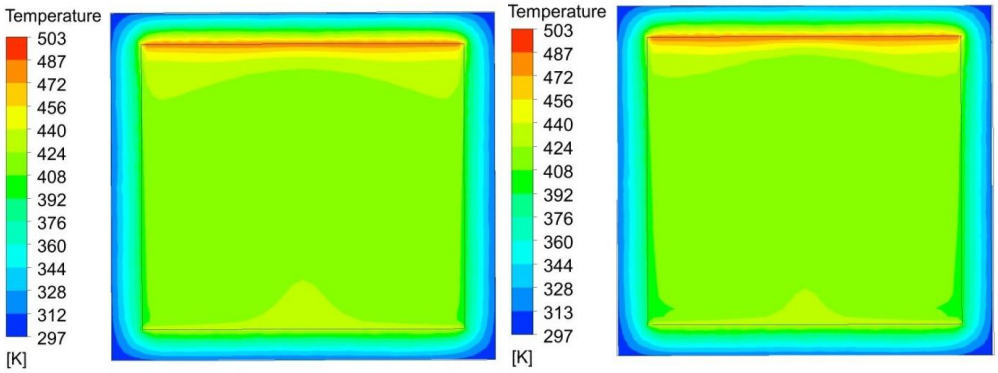


Şekil 2.7 : t=120 s, sıcaklık kontürü, DO (sol), RIM (sağ) - H_2O mol oranı : % 10

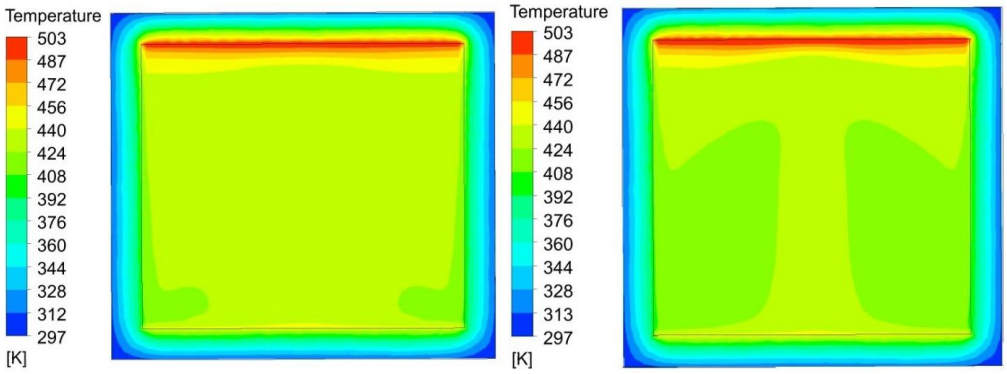
Ayrıca iki akışın genel yapısı incelendiğinde DO ile elde edilen sonucun kapalı bir hacimdeki kaldırma kuvvetleri ile devir daim edilen bir akışı göstermekle beraber, RIM sonucuna göre akışkanın bir gaz sütunu yapısını aldığını gözlemlenmiştir. Bunun nedeni ise RIM ışınımı sadece yüzeyler arasında gerçekleşen bir olay olarak kabul ettiğinden, yerel sıcaklık farkları dolayısıyla yerel kaldırma kuvvetleri büyük farklılık göstermektedir. Böylece de bazı bölgelerdeki negatif yöndeki kaldırma kuvvetleri nedeniyle akışkanın üst ısıtıcıya doğru hareketlendiği bölge sınırlanmıştır. DO sonuçlarına göre ise böyle bir durum söz konusu değildir çünkü artan nem oranı ile WSGGM'e göre de karışımın yutma katsayısı da arttığından akışkan ışınımı yutmuş ve sıcaklık homojen dağılarak sadece karakteristik uzunluk boyunca değişen bir "kapalı hacim" doğal konveksiyonu meydana gelmiştir.

Başlangıç değerlerinin, iki model tarafından farklı öngörülmesi nedeniyle t=120 s'de iki farklı tipte akış gözlemlenmesine rağmen, t=360 s'de tamamen benzer iki sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. İki durumun da sınır şartları aynı ancak başlangıç şartları farklıdır. Türbülans belirli bir zaman aralığından sonra başlangıç şartından bağımsız hale gelmektedir, bu bağlamda iki model de aynı akış alanını verdiğinden, RIM modelinde gözlemlenen gaz sütunu yapısının fiziksel olarak gerçekci olmadığı kanısına varılabilir.

DO ile elde edilen sonuç, kontürü sunulan önceki zaman adımı ile uyumlu iken RIM sonucu ise önceki zaman adımı ile uyumsuz olup tekrardan gaz sütunu yapısı gözlemlenmiştir.



Şekil 2.8 : t=360 s, sıcaklık kontürü, DO (sol), RIM (sağ) - H_2O mol oranı : % 10



Şekil 2.9 : t=550 s, sıcaklık kontürü, DO (sol), RIM (sağ) - H_2O mol oranı : % 10

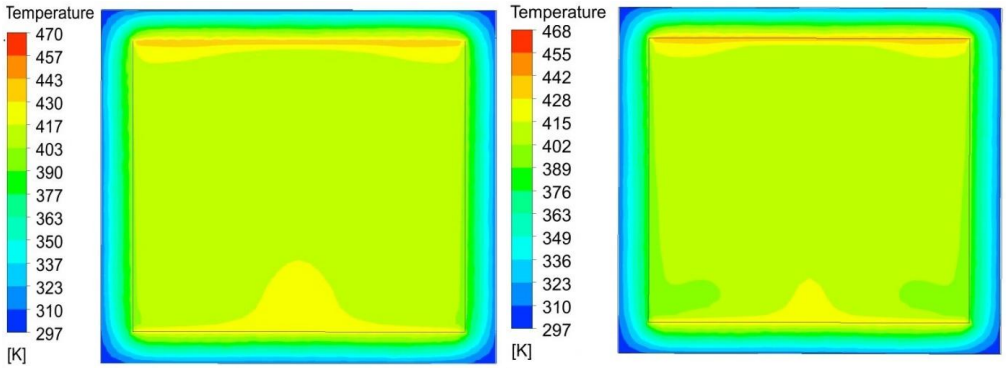
Mevcut durumda gaz sütunu oluşumu için iki gerek şarttan bahsedilebilir; birincisi sınır şartlarının zamana bağlı değişiminin bölgesel olarak kaldırma kuvvetlerinde değişiklik oluşturabilecek şekilde olması, ikincisi ise gaz ışınımında akışkanın yüksek derecede ışınımı yutarak homojene yakın bir sıcaklık dağılımı oluşturması ve böylece ışınım neşreden kaynaktan uzak noktalarda sadece sıcaklık farkının yani kaldırma kuvvetinin oluşmasıdır.

Bu düşünce ile beraber RIM-DO karşılaştırması yapıldığında RIM ve DO'nun merkez sıcaklık için benzer sonuçlar vermesine rağmen, DO'nun fiziksel olarak daha gerçekci sonuçlar ortaya koyduğunu söylemek mümkündür.

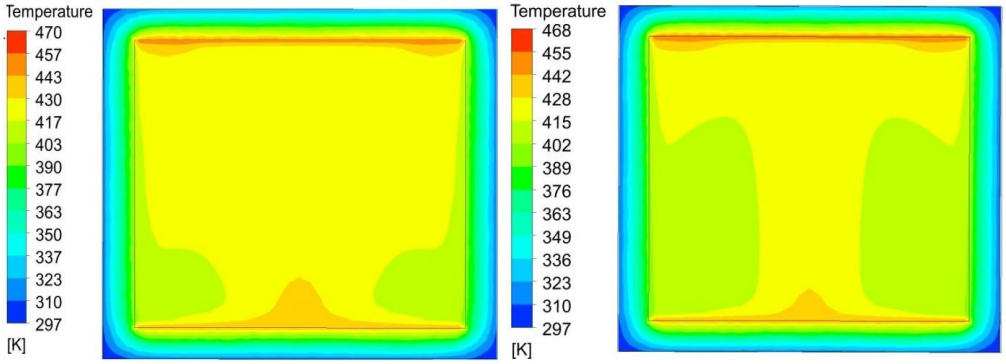
2.2.2 Su buharı konsantrasyonu : %30

RIM ve DO yöntemleri başlangıç şartı için benzer bir tahminde bulunmuş böylece de t=120 s'deki sıcaklık alanı da benzer olmuştur. Daha önce belirtildiği üzere sıcaklık kontürlerinde görülen ve gaz sütunu olarak adlandırılan bölgenin oluşumu yutma katsayısının artışı ile açıklanmaya çalışılmıştı. Ancak RIM metodunda yani gaz

ışınımını hesaba katmayan ışınım modelinin sonuçlarında ise benzer bir durum gözlemlenilmiştir.

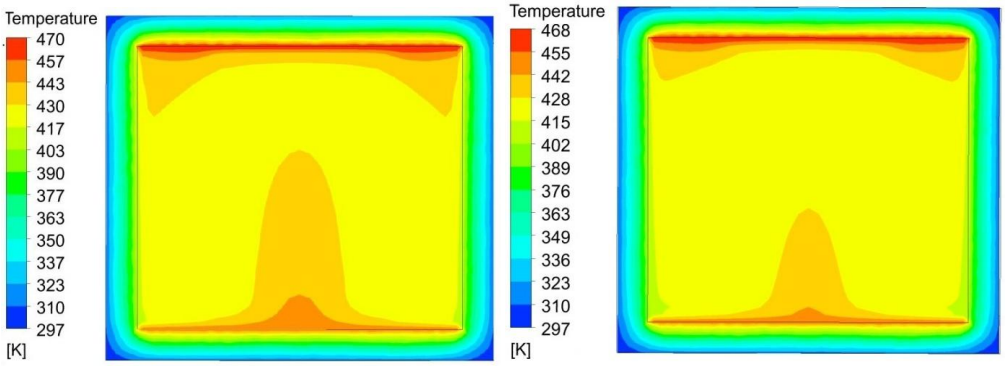


Şekil 2.10 : t=120 s, sıcaklık kontürü, DO (sol), RIM (sağ) - H_2O mol oranı : % 30



Şekil 2.11 : t=360 s, sıcaklık kontürü, DO (sol), RIM (sağ) - H_2O mol oranı : % 30

Su buharının mol oranı arttıkça, akışkanın yoğunluğu azalacaktır. Peclet sayısı yoğunluk ile doğru orantılı olduğundan akış Peclet sayısı azaldığı için akıştaki difüzyon etkileri artacaktır. Dolayısıyla yüksek sıcaklık gradyenleri duvara yakın noktalarda değil, difüzyon etkilerinden uzak olan kavite merkezinde görülecektir.



Şekil 2.12 : t=550 s, sıcaklık kontürü, DO (sol), RIM (sağ) - H_2O mol oranı : % 30

DO ve RIM karşılaştığında söz konusu bölge iki modelin sonuçlarında da gözükmektedir. Ancak yoğunluğun azalmasıyla oluşan etkiye ek olarak DO

modelinin gereği olarak akışkanın gaz ışınımını yutmasıyla bu bölgenin daha büyük ve belirgin olduğu görülmektedir.

Sonuç olarak %30'luk mol fraksiyonunda yapılan bu sayısal çalışmanın sonuçları irdelendiğinde DO modelinin kullanılmasının gerekliliği bir kez daha ortaya konulmuştur.

2.2.3 Işınımın modellenmesi üzerine öneriler

RIM-DO karşılaştırmalı sonuçları göstermiştir ki iki model benzer sapma oranlarına sahip oldukları durumda dahi DO problemin fiziğine daha uygun bir sıcaklık alanı belirlemiştir. Nemin yani su buharı konsantrasyonunu artmasıyla ise hem sıcaklık alanı olarak hem de deneysel sonuçların doğrulanması açısından DO, RIM'e göre daha tutarlı olmuştur. RTE harici transport denklemlerinin de ikinci dereceden ayrıklaştırılması ile hatanın daha da azaltılabileceği gözlemlenmiştir. Ayrıca ışınım sınır şartları opak olduğundan ayrıca çözüm ağında geçirgen sınır şartı ya da simetrik sınır şartı bulunmadığından $\boldsymbol{\theta}$ ve $\boldsymbol{\phi}$ katı açılarından iki bölmede birer pikselle açısal ayrıklaştırma yapmanın yeterli olduğu görülmüştür. Toparlamak gerekirse, bu öncül çalışmada yüksüz durumda RIM kullanılabileceği ancak yüklü durumda su buharı konsantrasyonundan bağımsız olarak DO kullanılması gerektiği ve DO yönteminin de ayrık olarak, $\boldsymbol{\theta}$ ve $\boldsymbol{\phi}$ katı açılarından iki bölmede birer pikselle açısal ayrıklaştırma yaparak, WSGGM kullanılarak ve diğer transport denklemleri ikinci dereceden ayrıklaştırılarak çözülmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

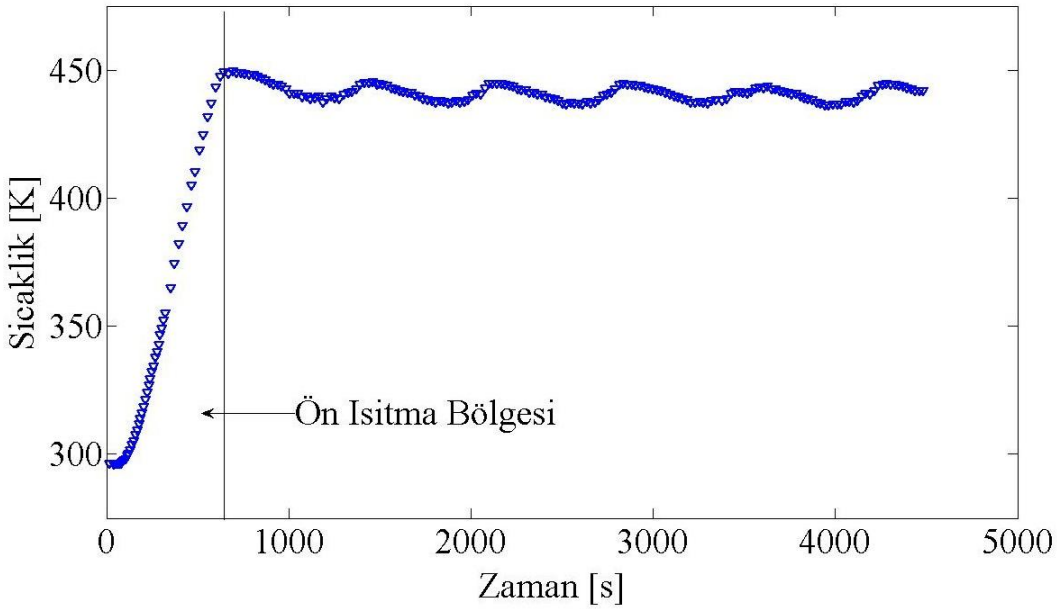
3. MODEL II – NEMSİZ ORTAMDA TÜRBÜLANSLI AKIŞ

Model I üzerinde yapılan sayısal çalışmaların sonuçları üzerinden gidilerek bu kısımındaki sayısal çalışmalarda RIM yönteminin kullanılmasına karar verilmiştir. RIM ile elde edilen sonuçlara ek olarak bir DO çalışması da yapılmış nemsiz, yani yüksüz durumdaki akışın modellenmesinde gaz ışınımın önemi anlaşılmaya çalışılmıştır. Ayrıca modellenen fiziksel ortam (ankastre fırın) içerisindeki momentum ve ısı geçişi de incelenerek ileriki çalışmalara öncülük edecek kavite içerisindeki enerji etkinliği ve sayısal çözüm öneriler sunulmuştur. Bu çalışmalar Temel (2012) çalışmasında elde edilen sonuçlar ile kurulan bilgi birikimi temel alınarak yapılmıştır. Bu tez çalışması ile ilgili olan bildirinin sunulduğu tarihten sonra ise sayısal model geliştirilerek, bu bölümdeki sonuçlar elde edilmiştir.

3.1 Deney Düzeneği

Deney düzeneği 240 m3 iç hacme sahip İTÜ Makine Fakültesi Yüksek Sıcaklıkta Isı Geçişi Laboratuvarı'nda kurulmuştur. Odada, destekleyici kuruluş tarafından daha önce kurulmuş bulunan Beko LG 7800D ürün kodlu ve 5 kW'a kadar çıkan ısıl yükü karşılayabilecek durumda olan duvar tipi mono split klima kullanılarak deneyler için gerekli fırın çevresi koşulları sağlanmıştır. Deney köşesi, kapalı hacmin yerleştirileceği mobilya kısmını simüle edecek şekilde mdf malzemeden ve hacmin dış şasisinin ön kısmının boşluksuz dayanacağı şekilde tasarlanmıştır. Deney setinde sıcaklık, akım, gerilim ve güç büyüklükleri ölçülmüştür. Bu büyüklüklerden enerji tüketim değerleri hesaplanmıştır. Deney panoları vasıtasıyla, J ve K tipi termoelemanlarla ölçülen sıcaklık verileri izotermal kütleye iletilmekte, veri çoklayıcı izotermal kütlede de ikinci bağlantıyı yaparak (multiplexer) karta iletilmekte, burada direnç termometresi ile kalibre edilerek veri kaydedici (datalogger) cihaza aktarılmakta ve tüm bu işlemlerin ardından ara yüz programı vasıtasıyla bilgisayarda işlenmektedir. Enerji ve güç değerleri bilgisayara panoya yerleştirilmiş enerji analizörü vasıtasıyla aktarılmakta ve zamana bağlı olarak ara yüz

programında da görüntülenebilmektedir. Akım ve gerilim değerleri de aynı yöntem itibariyle, enerji analizörünün içerisinde yer alan multimetre cihazından veri kaydediciye ve yine bilgisayara zamana bağlı olarak kaydedilerek aktarılmaktadır.
Deney hacmi olarak, destekleyici kuruluş olan Arçelik A.Ş tarafından temin edilen 9657 ETI ev tipi ankastre fırın kullanılmıştır. Fırında ısıtıcı kaynağı olarak alt ısıtıcı, üst ısıtıcı ve turbo ısıtıcısı bulunmaktadır. Üst ısıtıcı kavitenin üst kısmında fırın hacmine bakarken, alt ısıtıcı iç şasinin altına yerleştirilmiş durumdadır. Fırın, iç şasi (kavite), dış şasi, yalıtım, havalandırma ve turbo ısıtıcı bölümlerinden oluşmaktadır. Sayısal sonuçların doğrulanması için kullanılan kavite-merkez sıcaklığının ise zamana bağlı değişimi ise aşağıdaki gibidir.

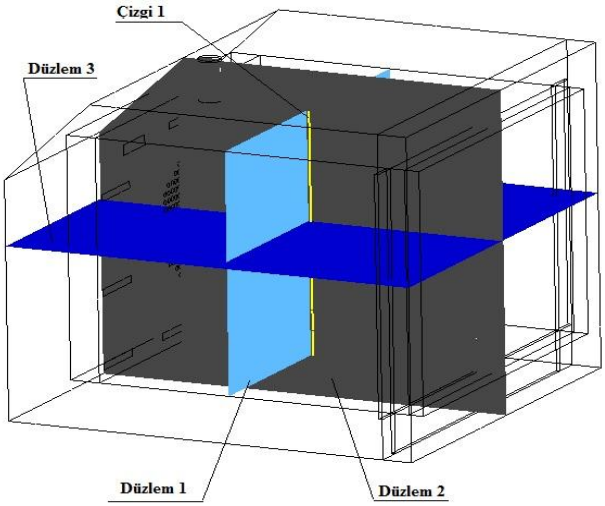


Şekil 3.1 : Model II – merkez kavite sıcaklığı deneysel.

Ön ısıtma bölgesi olarak gösterilen ve sıcaklığın zamanla değişiminin çok yüksek olduğu bölge yüksüz durum için modellenmiştir.

3.2 Sayısal Çalışma

Tez çalışmasının bu bölümünde, 3 boyutlu, zamana bağlı, momentum ve ısı geçişi sayısal olarak incelenmiştir. Nem kaynağı bulunmadığı bu modelde, yüzey ışınımın baskın olması nedeniyle RIM sonuçları temel alınmış ancak yine de deneysel sonuçlara en yakın RIM sonucu ile DO sonucu karşılaştırılmıştır.
Sayısal çalışmada kullanılan fiziksel model ise aşağıda gösterilmiştir.



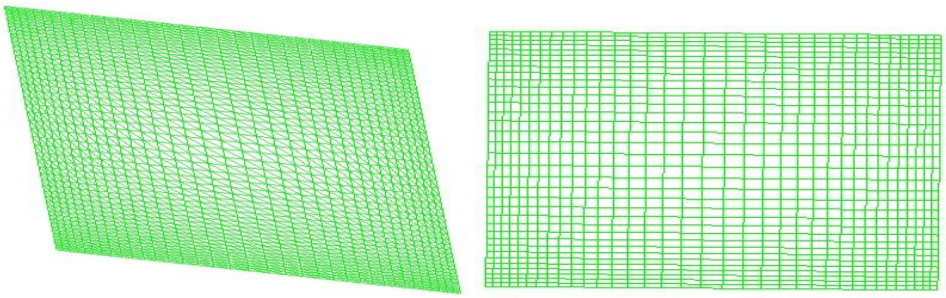
Şekil 3.2 : Model II – düzlemler.

Sayısal çalışmanın yapıldığı fiziksel modele fan koruma sacının delikleri ve conta açıklıklarını kaviteye bağlayan kanallar ayrıntılı olarak eklenmiştir. Hücre sayısı ise yaklaşık olarak 900000'dir.

Çözüm ağını oluştururken dikkate alınan ilk konu ise çözüm ağındaki duvara en yakın hücrenin türbülans sınır tabakanın hangi bölgesinde olduğudur. Şayet bu durumu belirten y^+ değerleri türbülans gerilmelerinin baskın olduğu salt-türbülans gözlenilen bir bölgede olunduğuna işaret edilirse, duvar yakınında sayısal çözüm güvenilir olmaktan çıkmaktadır. Bu sebeple öncelikli olarak y^+ değerleri incelenmiştir ve bu değerleri gösteren kontürler aşağıda verilmiştir, $y^+ < 5$ olduğundan kavitenin özellikle iç duvarlarında ağ yapısı viskoz-yarı tabakaya dek inmiştir ki bu da sayısal sonuçların deneysel sonuçlar tarafından doğrulanmasındaki en önemli etkilerden biridir.

Ek olarak bacada oluşturulan çözüm ağı da sayısal çözümün gerçekciliği açısından önemlidir. Bacadaki hız değerleri 0.5 m/s ile 1.5 m/s arasında değişmektedir. Bacanın çapı da 3 cm olup, söz konusu değerlerle Reynolds sayısı hesaplandığında, Reynolds sayısının 1500 ile 4500 arasında değiştiği söylenebilir. Bu da bacadaki akışın sürekli olarak laminerden türbülansa geçip tekrardan laminerleştiğini göstermektedir. Bilindiği üzere, duvarlar ile çevrilmiş akışlarda laminerden türbülansa geçiş olayı spot olarak oluşan instabilite bölgeleri ile oluşmaktadır. Bu bölgeler de doğal olarak atalet terimlerinin yüksek olduğu cidardan uzak noktada oluşmaktadır. Laminerden türbülansa geçişte oluşan bu instabilite bölgeleri, tekrardan akışın laminerleşmesiyle yok olmaktadır. Akışın tekrardan

laminerleşmesinin sebebi ise türbülanslı akışta basınç kaybının daha yüksek olması ve bu basınç kaybıyla hızın düşmesi şeklinde açıklanabilir. Söz konusu bu laminar-türbülans ve türbülans-laminer geçişi muhtemelen iki cidara ait sınır tabakaların birleştiği noktada, yani sayısal çalışmanın yapıldığı durum içinse bacanın orta noktasına doğru olması muhtemeldir. Bu açıklanan sebeplerden ötürü, baca boyunca oluşturulan çözüm ağı kavite-baca giriş bölgesinde olduğu kadar baca içerisinde yani instabilite bölgelerinin oluştuğu noktalarda da yeterince ince olmalıdır. Ayrıca akış duvarlar ile sınırlandığından, duvara yakın noktalarda her bir bağımlı değişkenin gradyeni artmaktadır. Bu sebeple yüzeyler için çözüm ağını oluştururken kesişme noktalarına doğru daha ince bir ağ oluşturulmalıdır. Aynı şekilde genel çözüm ağı da duvara yakın noktalarda incelmelidir. HAD çalışmaları için genel-geçer bir doğruluğa sahip olan bu yaklaşım ayrıca k-epsilon modelinin uygulanması için ayrı bir zorunluluk olduğu söylenebilir. Tüm yönlerde gerilmeleri çözmek yerine isotropik yaklaşım ile türbülans kinetik enerjisi denklemini çözen bu model, duvara yani isotropinin kaybolduğu bölgelere yaklaşıldığında deneysel verilerden uzaklaşması muhtemeldir. Bu durum ince olmayan bir ağ üzerinde ise çok daha önemli bir hale gelmektedir, bu nedenle duvarlara doğru ince çözüm ağı oluşturulması zorunludur. Yüzey ağları Şekil 3.3'te gösterildiği gibidir.



Şekil 3.3 : Kavite yan duvar çözüm ağı, cam çözüm ağı.

Görüldüğü gibi, duvarların kesişim noktasına yaklaşıldığında hücre büyüklüğü azalmaktadır ki bu da yukarıda açıklanan sebeplerle tercih edilen bir durumdur.

Çözüm ağı oluşturulurken, zaman ve mekandaki adımlar da en az yukarıda sayılan faktörler kadar önemli olduğundan üzerinde düşünülmesi gereken bir husustur. Mekandaki adımlar, çözüm ağı oluşturulduğu anda zaten belirlenmiştir ancak yine de bu adımların uygun olup olmadığı kontrol edilmelidir. Modellenen akış türbülanslı akış olduğundan, temel metodoloji zamansal ve mekansal anlamda türbülanslı eddie'lerden skala olarak en büyüğünün ve türbülanslı olmayan en küçük akış

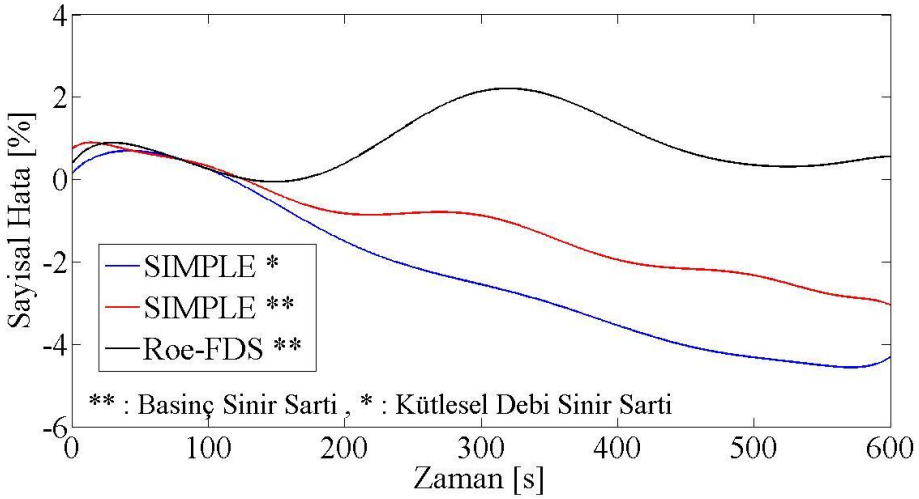
skalasının sayısal çözüme dahil edilmesi olmalıdır. Bunu kontrol edebilmek adına integral zaman ve integral uzunluk skalaları hesaplanmalıdır ya da en azından tahmin edilmelidir. L karakteristik uzunluk, l integral uzunluk skalası olmak üzere, l=0.07L ya da l=0.1L gibi bir tahminde bulunmak uygundur. Akışı devir-daim eden kuvvet kaldırma kuvveti olduğundan, karakteristik uzunluk olarak da kavitenin yüksekliğini almak mümkündür, bu durumda türbülanslı eddie'lerin tahmini büyüklüğü 3 cm'e denk gelmektedir ki, her iki model için de oluşturulan çözüm ağında da en büyük cell boyutunda dahi bu rakam aşılmamaktadır. Bu da mekansal anlamda, deneysel bir dille gözlemleme frekansının uygun olduğunu göstermektedir. İntegral uzunluk skalası, hızın zaman skalasıyla çarpımı olarak ifade edilebileceğinden, zaman skalası da yaklaşık olarak (kavite içerisindeki hızın maksimum 0.1 olduğu tahminiyle, ki bu tahmin sayısal sonuçlarla doğrulanmıştır) 0.3 sn olarak tahmin edilmiştir ki bu da zaman adımı seçiminde stabiliteye ek olarak ikinci bir parametre ortaya koymaktadır. Ayrıca sayısal difüzyon problemini de engellemek için konvektif terimler ikinci dereceden upwind yaklaşımı ile ayrıklaştırılmıştır.

Sayısal çözümde iki farklı yaklaşım uygulanmıştır, sunulan 3 sonuçtan ikisi için denklemler ayrı ayrı çözülmüş ve hız-basınç eşleşimi için SIMPLE yöntemi kullanılmıştır. Diğer durum için ise denklemler birlikte çözülmüş ve konvektif akılar Roe-FDS ile hesaplanmıştır. Daha çok sıkıştırabilir akışlarda kullanılan Roe-FDS yönteminin kullanılmasının nedeni ise ileride yapılabilecek çalışmalarda yüksek emme basıncı ve değişik baca çaplarında oluşabilecek basınç dalgalanmalarının SIMPLE ve türevi algoritmalar ile çözülmesinin güçlüğüdür. Roe-FDS yöntemi ile çözülerek bu çalışmalara bir temel oluşturulması amaçlanmıştır.

Sayısal olarak elde edilen kavite merkezindeki sıcaklık değeri, deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve sayısal sonucun deneysel sonuçtan sapma miktarı, sayısal modelin doğrulanabilmesi için gerek ve yeter şart olarak kabul edilmiştir. Deneysel verilerden sapma oranı ise aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

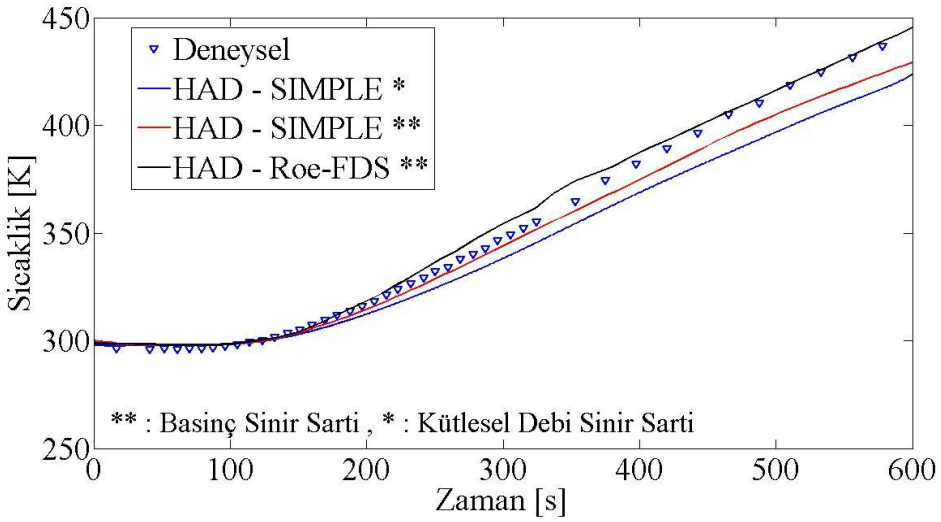
$$\epsilon_{sayısal} = \frac{T_{deneysel} - T_{sayısal}}{T_{deneysel}} * 100 \qquad (\mathbf{3.1})$$

Görüleceği üzere, basınç sınır şartı ile yapılan SIMPLE ve Roe-FDS durumları için deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edilmiştir. Kütlesel debi sınır şartı ile yapılan çalışmada sonuç daha kolay yakınsamakla beraber, sabit debi girilmek durumunda kalındığından, basınç sınır şartına oranla deneysel verilerden daha uzak kalınmıştır.



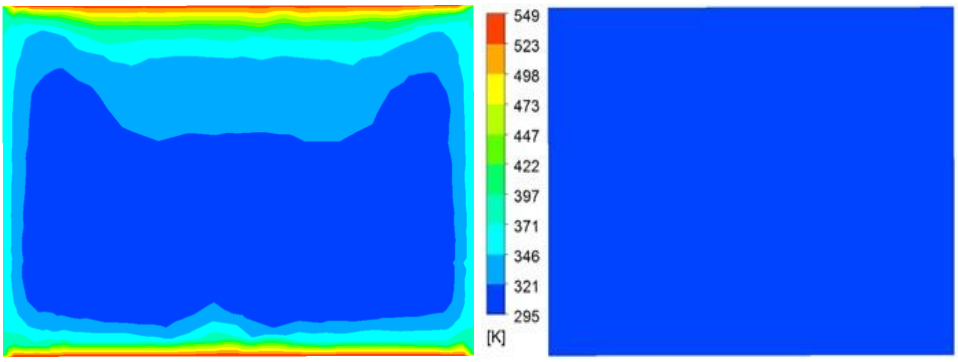
Şekil 3.4 : Model II - sayısal sonuçların deneysel sonuçlardan sapması.

Deneysel veriden sapma değerlerinin yanında ek olarak sıcaklık değerleri de deneysel verilerle karşılaştırılmıtşrı ve sonuçlar aşağıdaki grafikte sunulmuştur.



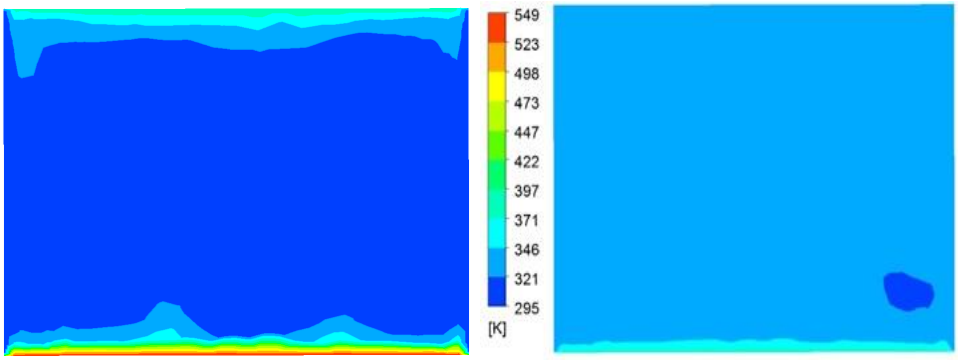
Şekil 3.5 : Model II - merkez kavite – deneysel ve sayısal sonuçlar.

Kavite içerisindeki ısı ve momentum transportunu incelemek adına, farklı zaman adımındaki sıcaklık, hız kontürleri ve akım çizgileri, deneysel sonuçlara en yakın durum için aşağıda sunulmuştur. Sıcaklık ve hız vektörlerini, global ve lokal skalada karşılıklı olarak verilmiştir. Bu şekilde fırının çalışma anı boyunca ve o anlık olarak değişimler daha açıkca ortaya konulmaya çalışılmıştır. Son olarak t, toplam analiz süresi olmakla beraber, kontürlerin alındığı zamanda bu t süresinin oranı olarak verilmiştir.

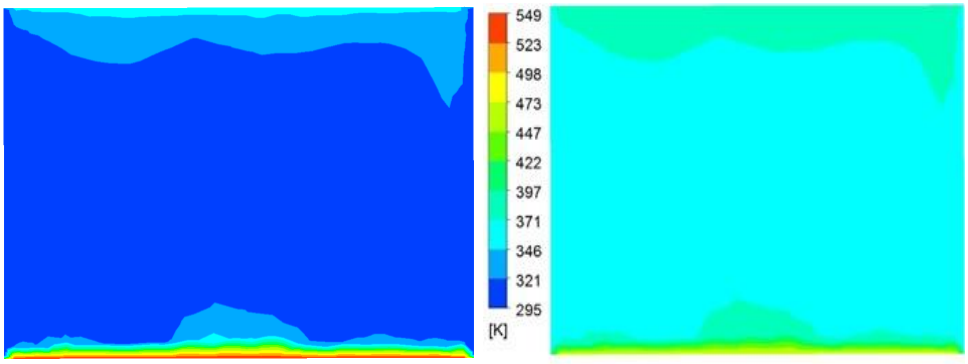


Şekil 3.6 : Düzlem 1, sıcaklık dağılımı (a.lokal, b.global), 0.25t.

Daha önce belirtildiği gibi Peclet sayısının temsil ettiği gibi akış genel anlamda, advektif etkilerin baskın olduğu bir akış tipindedir bu sebeptendir ki, sıcaklık kontürlerinde pişirmenin gerçekleştiği kavitenin merkez bölgesinde, homojene yakın bir sıcaklık dağılımı gözlenmiştir. Bacanın 11 mm simetri ekseninden kayık olması ise kontürlerin simetrik olmamasına yol açmıştır.



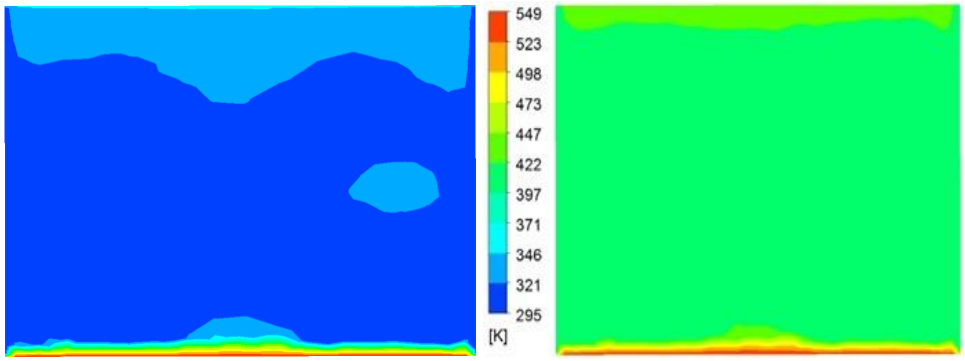
Şekil 3.7 : Düzlem 1, sıcaklık dağılımı (a.lokal, b.global), 0.5t.



Şekil 3.8 : Düzlem 1, sıcaklık dağılımı (a.lokal, b.global), 0.75t.

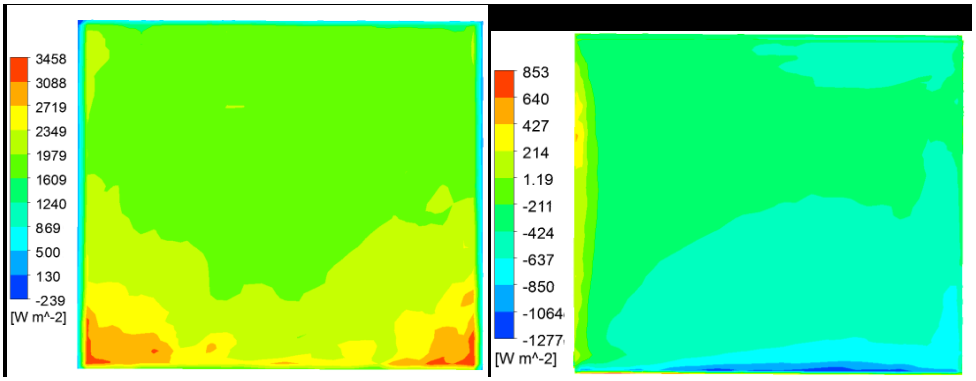
Normal şartlarda 11 mm'lik bir eksenden kaymanın bu şekilde bir asimetri yaratmaması gerektiği söylenebilir ancak yüksüz durum için modellenen ön ısıtma

evresinde zamana bağlı olarak tanıtılan sınır şartları sürekli olarak değiştiğinden ve kontrol hacmi içerisinde simetrik olmayan sıcaklık dağılımı gözlemlenmiştir. Ön ısıtma bölgesinin sonrasında yani çevrim bölgesinde ise sıcaklık zamana göre değişmekle beraber bu değişim düşük olduğundan bu şekilde bir asimetrinin oluşması beklenmemektedir.



Şekil 3.9 : Düzlem 1, sıcaklık dağılımı (a.lokal, b.global), t.

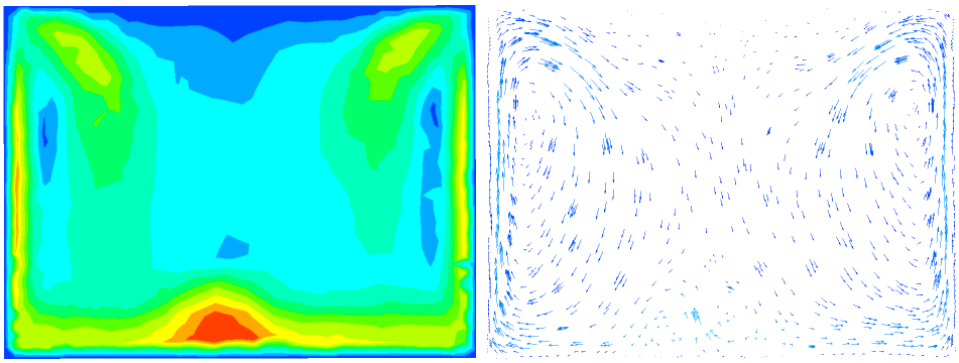
Alt ve üst ısıtıcıda ise beklenildiği üzere yüksek sıcaklık gradyenleri görülmüştür ki bu da yüksek ısı akısı değerlerinin tespit edilmesini açıklamaktadır (Şekil 3.10.a). Ayrıca yan duvarlarla ilgili olarak da ısı akısının da yer yer pozitif değer alması da, yan duvarların da kavitedeki havaya olan ısı geçişi bağlamında, alt ve üst ısıtıcıya yardımcı bir ısıtıcı gibi davrandığını göstermektedir (Şekil 3.10.b).



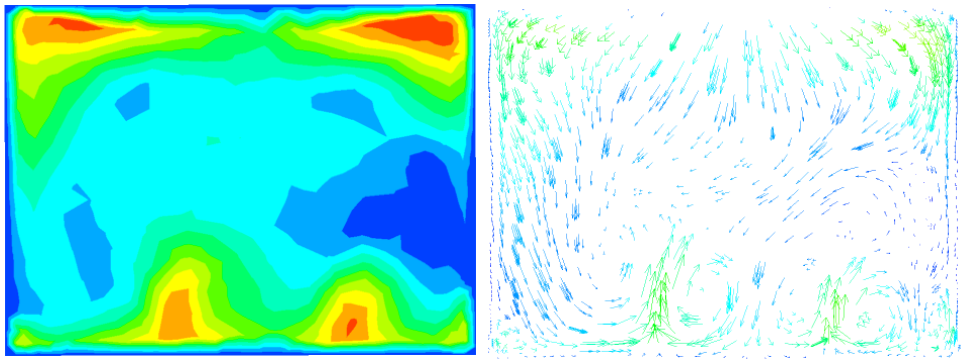
Şekil 3.10 : Toplam ısı akısı (a.alt ısıtıcı, b.yan duvar), t.

Alt ısıtıcının sıcaklığı kavite içerisindeki en yüksek sıcaklık olduğundan (Şekil 3.6, 3.7, 3.8, 3.9), alt ısıtıcıya yakın bölgelerdeki havanın sıcaklığı da benzer şekilde yüksek olmaktadır. Bu sıcaklık değeri de o yükseklikte duvara denk gelen noktadaki sıcaklıktan fazla olduğundan Şekil 3.10.b'de görüleceği üzere, yan duvarın alt kısmından ısı kaybı meydana gelmiştir. Benzer bir durum yan duvarın üst kısmında da gözleneiblir. Ancak bu durum yan duvarın, kavitenin arkasına yakın bölgelerinde

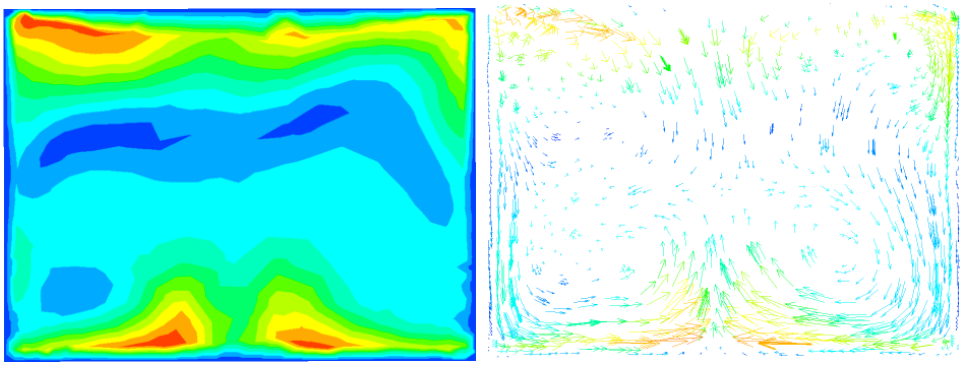
gözlenmemiştir. Bunun nedeni Şekil 3.2.'den görüleceği üzere, bacanın kavitenin arkasına doğru yerleştirilmiş olmasıdır. Bacaya yakın bölgelerdeki emme basıncı nedeniyle basıncın düşmesi sebebiyle, akışkan sıcaklığı düşmüş ve yan duvar bu bölgelerde ısıtıcı gibi davranmıştır. Ayrıca alt ısıtıcının üzerindeki sıcaklık gradyenleri incelendiğinde bölgesel olarak, ısı yayınımda bir pik olduğu görülebilmektedir. Bunun sebebini anlayabilmek için de, aynı düzlemde hız kontürleri ve vektörleri incelenmiştir.



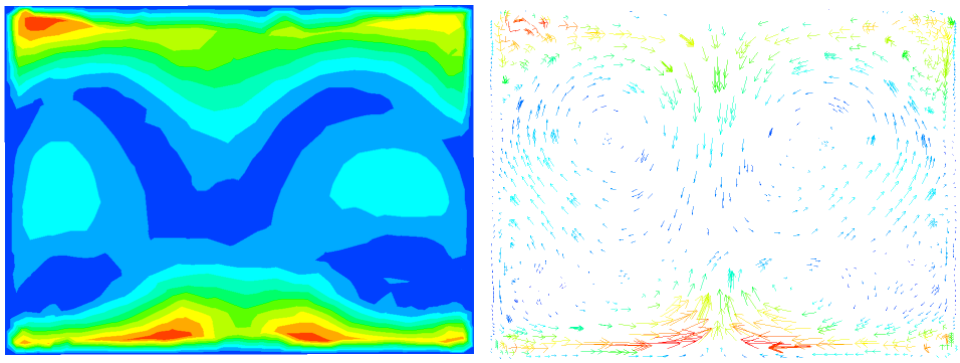
Şekil 3.11 : Düzlem 1, hız dağılımı (a.lokal-kontür, b. global-vektör), 0.25t.



Şekil 3.12 : Düzlem 1, hız dağılımı (a.lokal-kontür, b. global-vektör), 0.5t.



Şekil 3.13 : Düzlem 1, hız dağılımı (a.lokal-kontür, b. global-vektör), 0.75t.

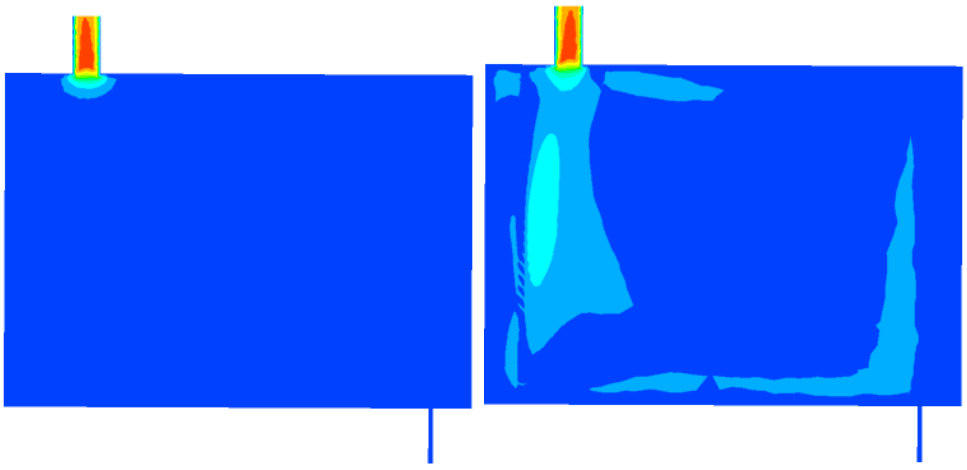


Şekil 3.14 : Düzlem 1, hız dağılımı (a.lokal-kontür, b. global-vektör), t.

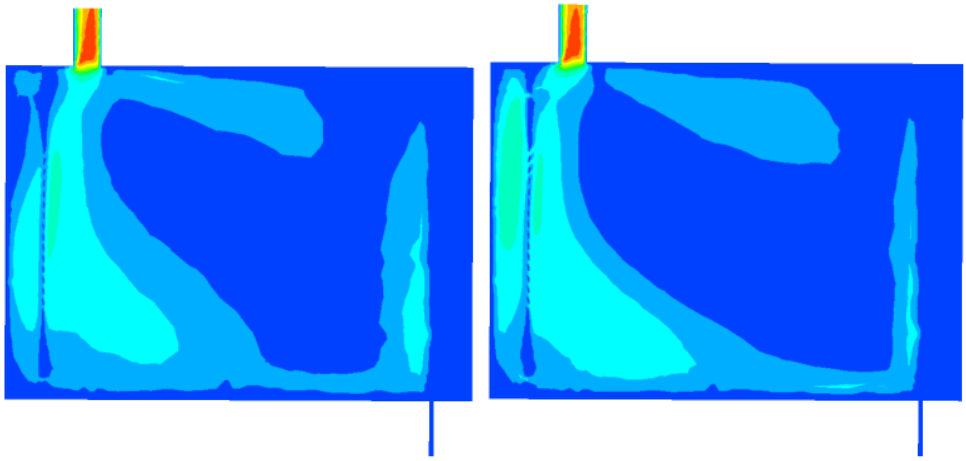
Hız kontürleri ve sıcaklık kontürleri örtüşük olarak incelendiğinde, alt ısıtıcı üzerinde spot olarak görülen yüksek hız değerlerinin konumları, sıcaklık kontürlerinde sıcaklık gradyeninin – yönsel anlamda – artış gösterdiği yerlerle aynıdır. Buradan açıkça şu yargıya varmak mümkündür ki; alt ısıtıcı yüzeyi üzerinde görülen her bir instabilite kavite içerisindeki akışkanı ısıtmak anlamında pozitif bir etkendir. Bu yargının pratik anlamda, ısı geçişinin iyileştirilmesi anlamında nasıl kullanılabileceği daha sonra tartışılacaktır. Ancak bu olayın fiziği ise şu şekilde özetlenebilir. Başlangıçta kavite içerisindeki havanın hızı düşüktür, ya da diğer bir söylemle sıcaklık farkları henüz çok yüksek olmadığından kaldırma kuvvetleri, sayısal çalışmanın yapıldığı zaman aralığının diğer kısmına göre düşüktür. Bu sebeple kavitenin ancak duvara yakın bölgelerinde hız vektörleri ve yükselen hava ile alçalan havanın karşılaştığı dönümlülük bölgeleri bulunmaktadır (Şekil 3.11). Kaldırma kuvvetlerinin etksinin artmasıyla, önce sıcaklığı artıp kavitenin üst bölümüne ulaşan ardından da sıcaklığının düşmesiyle alt bölgeye doğru hareketlenen hava, alt ısıtıcının etkisiyle tekrardan kinetik enerjisini kazanıp hareketlenir ancak, sıcaklık farkları henüz yeteri kadar yüksek olmadığından, Şekil 3.12.'den görüleceği üzere hava tekrardan alçalır ve alt duvarın üstünde Şekil 3.11'dekine benzer dönümlülük bölgeleri oluşturur. Daha sonra ise sıcaklık farklarının artmasıyla, Şekil 3.13.'ten görüleceği üzere havanın yükseldiği ve tekrardan alçalmasıyla oluşan bu dönümlülük bölgelerinin skalaları artar. Şekil 3.12'de gözlemlenen bu dönümlülük bölgeleri, farklı momentum akısı taşıyan iki akım çizgisi gruplarının kesişmesinden oluşan instabilite bölgeleri gibi gözükürken, Şekil 3.13'te ise doğal konveksiyona özgün birer yapı haline gelmişlerdir. Şekil 3.14'de ise, kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranın yeterince artmasıyla akış tamamen türbülanslı hale gelmiş ve bunun sonucu olarak ise daha önceden betimlenmeye çalışılan dönümlülük bölgeleri

tamamen belirli hale gelmiştir. Sunulmuş olan hız vektörlerinden çıkarılabilecek bir başka önemli sonuç ise, yüzeyde yüksek hız değerlerinin görülmesidir ki bu da yan duvarların ısı kaybeden yüzeyler olarak çalıştığı zaman aralıkları için kaviteden yalıtıma olan ısı geçişini artıran bir faktördür. Bunun engellenmesi için yüzeyler pürüzlü ve dalgalı yüzeylerle kaplanmış, böylece yüzeydeki sürtünme kuvvetleri artırılarak akışkan hızı düşürülmeye ve duvara yakın difüzyonun baskın olduğu ancak pişirme yapılan bölgede ise adveksiyonun baskın olduğu bir akış yaratılmaya çalışılmıştır. Ayrıca yüzey pürüzlülüğünün türbülanslı artırdığı bilindiğinden, yan duvarı geçip ısıtıcı üzerine giden daha türbülanslı bir akış oluşturulmuş, böylece de ısıtıcılardan kaviteye geçen ısı akısı artırılmaya çalışılmıştır. Bu konudan yüzey özelliklerinin değiştirilmesi başlığındaki çalışmalarda detaylıca bahsedilecektir. Düzlem 1'e ek olarak Düzlem 2 ve Düzlem 3'e ait hız kontürleri sunulmuştur.

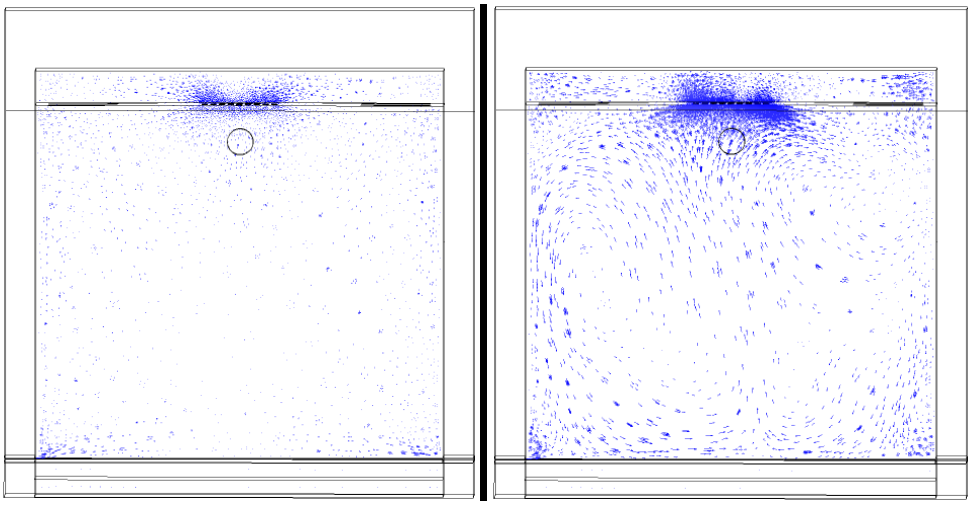
Şekil 3.15 ve Şekil 3.16'da görülebileceği üzere, pişirmenin gerçekleştiği kavite merkezinde hız değerleri düşükken, hız değerleri duvara yakın bölgede yüksektir. Bu ısı ve momentum transportu açısından, enerji etkinliğini düşüren bir durumdur. Bu durumdan dolayı, ısı ve momentum pişirme bölgesinde yayınmak yerine duvara doğru yayınmaktadır ki bu ısı kaybını ve doğal olarak enerji tüketimi artırmaktadır. Momentum akısının yayılım yönü Şekil 3.17 ve Şekil 3.18'de verilen vektörler üzerinden de net bir şekilde görülebilmektedir. Tüm bu sonuçlar daha önce öne sürülen gözlemlerle uyuşmaktadır ve son olarak sunulan bu sonuçlar da önceki sonuçları destekler niteliktedir.



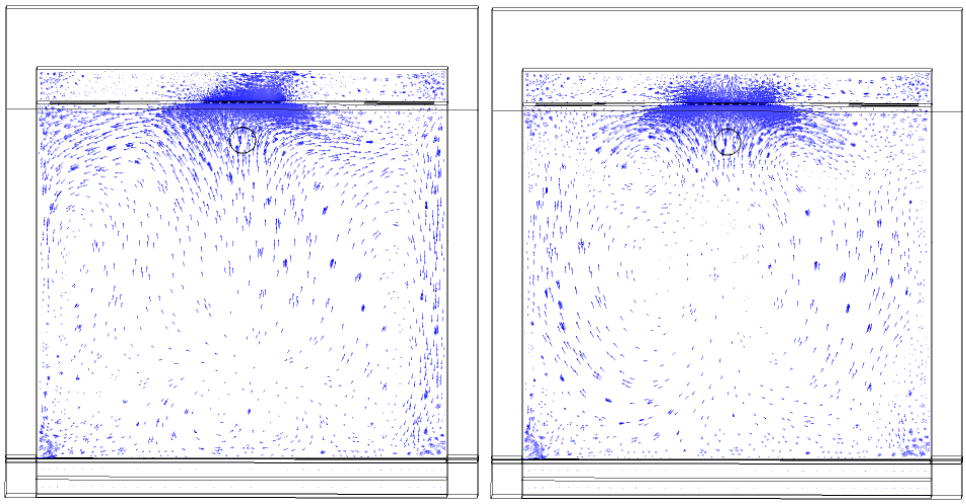
Şekil 3.15 : Düzlem 2, hız dağılımı (a. 0.25t, b. 0.5t).



Şekil 3.16 : Düzlem 2, hız dağılımı (a. 0.75t, b. t).



Şekil 3.17 : Düzlem 3, hız vektörleri (a. 0.25t, b. 0.5t).



Şekil 3.18 : Düzlem 3, hız vektörleri (a. 0.75t, b. t).

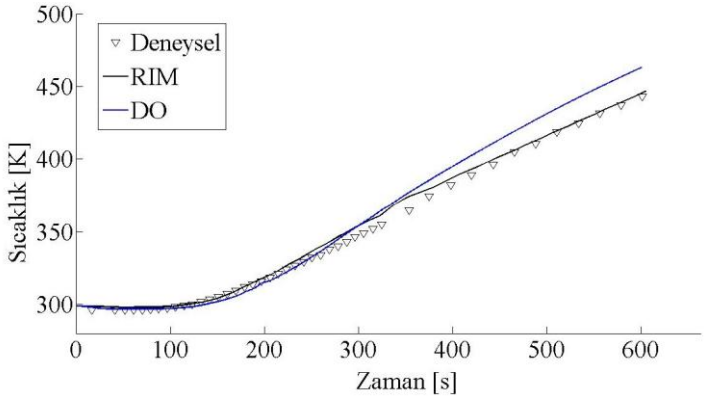
Bu sebeplerden ötürü önceden sunulmuş olan iyileştirme fikrini tekrar etmek mümkündür. Ayrıca pürüzlü ya da dalgalı duvar profili kullanmak ısı geçişi alanını da değiştirdiğinden ışınımla olan ısı geçişinde de bir değişikliktir ve buna ek olarak

da gaz ışınımı göz önününe alındığında kavite içerisinde yapılacak olan her değişiklik –geometrik, yüzey özellikleri, kavite boyutlar vs– ışınımla olan ısı geçişini de etkilemektedir. Özetlemek gerekirse, bu çalışma başlığı altında sayısal olarak, kavite içerisindeki ısı ve momentum transportu incelenmiş, deneysel sonuçlarla doğrulanmış. Mevcut durum analiz edilmiş ve yapılabilecek iyileştirilmelerden bahsedilmiştir.

3.3 DO Çalışması

Aynı sınır şartları ve çözüm ağında RIM çalışmasına ek olarak DO çalışması da yapılmıştır ve sonuçlar deneysel olarak elde edilmiş merkez kavite sıcaklığı ile karşılaştırılmıştır.

Şekil 3.19'dan görüldüğü üzere, her iki yöntemin sonuçları da deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır ve deneysel sonuçlardan sapma oranları da göstermiştir ki bu denli karmaşık bir problem için oldukça tutarlıdır. Discrete Ordinates yöntemi, RIM'e göre daha detaylı bir model olmasına rağmen, deneysel sonuçlardan sapma oranı daha yüksek çıkmıştır. Kuru hava olduğu durumda, hacim içerisindeki hava ışınıma katılmadığından, DO yöntemini kullanmak hesaplama zamanı açısından gereksiz olduğu sonucuna varılabilir. DO için çözülen transfer denklemi yakınsamış olmasına rağmen böyle bir sonucun elde edilmesinden yola çıkılarak modelin daha kompleks ve daha gerçekci olmasının daha doğru sonuçlar elde edileceği anlamına gelmemesi gerektiği sonucuna varılmıştır.



Şekil 3.19 : Model II – DO-RIM karşılaştırma.

Sonuç olarak kuru havanın söz konusu olduğu durumlarda sayısal çalışmanın RIM ile yürütülmesi gerektiği kanısına varılmıştır.

4. MODEL II – NEMLİ ORTAMDA TÜRBÜLANSLI AKIŞ

Bu bölümde, Model II'deki geometriye ek olarak kavite merkezine nem kaynağı olarak su emdirilmiş tuğla konulmuştur. Deney düzeneği olarak Model II için kullanılan düzeneğin aynısı kullanılmış. 278 K sıcaklığında kavite merkezine yerleştirilen tuğlanın sıcaklığı 55 K arttığı anda pişirme tamamlandığı kabul edilmiş ve pişirme zamanı da böyle belirlenmiştir. Enerji tüketim değeri için ise çevrim ve ön ısıtma zamanında tüketilen enerjiler ölçülerek, hacim olarak kullanılan fırının toplam enerji tüketim değeri hesaplanılmıştır. Tüm deneyler Model II için olduğu gibi CELENEC standartlarında gerçekleştirilmiştir.

Nem kaynağı yani tuğlanın su emme miktarına göre deneyler üç farklı durum için yapılmıştır. Tam, yarım ve çeyrek olarak anılan bu üç durumun kütlesel konsantrasyon oranları, 0.01, 0.005, 0.0025'dir. Bu değerler tuğla bölgesi için h2o transport denkleminin başlangıç şartıdır. Üç durumda 180K statik çalışma durumu için gerçekleştirilmiştir.

Yüklü durumun sayısal çalışmasında, yüksüz durumdan farklı olarak, sayısal çalışma sadece ön ısıtma bölgesi için değil, ön ısıtma ve çevrim bölgesi için yapılmıştır. Şekil 3.1'den görülebileceği üzere, yüksüz durum için çevrim bölgesinde oluşan salınımlar periyodik olduğundan, sanki sürekli (quasi-steady state) kabulü yapmak mümkün iken, yüklü durumda tuğla sıcaklığında bir salınım olmadığından böyle bir kabul yapmak mümkün değildir. Bu sebepten ötürü yüklü durum için sayısal çalışma çevrim bölgesini de içermek durumundadır.

Ek olarak tuğla bölgesinin başlangıç şartı olarak girilen su buharı konsantrasyonuna göre kavite içerisindeki akış alanı değiştiğinden, su buharı konsantrasyonu için de bir transport denklem çözülmelidir.

Model I sonuçlarına dayanarak da bu sayısal çalışmalar gaz ışınımını hesaba katılarak yapılmalıdır. Gaz ışınımı için gerekli olan yutma katsayısı da WSGGM kullanılarak tespit edilecektir.

Enerji ve h2o haricinde tüm denklemlerin konvektif terimleri ikinci dereceden upwind yaklaşımı ile ayrıklaştırılmış, SIMPLE yöntemi ile basınç-hız eşleşimi kullanılmıştır. Implicit çözülen denklemlerde, zamansal türevler de birinci dereceden ayrıklaştırılmıştır. Basınç terimi de "Body Force Weighted" ile ayrıklaştırılmıştır.
Sayısal sonuçları doğrulamak için de deneysel olarak ölçülen tuğla sıcaklığının zamanla değişimi kullanılmıştır.

4.1 Buharlaşan Suyun Kaynak Terimi Olarak Eklenmesi

Su emdirilen tuğlada sıcaklığın artmasıyla beraber, su buharlaşmaktadır. Buharlaşmayı modelleyebilmek adına enerji ve su buharı transport denklemine kaynak terimleri eklenmelidir. Ancak ticari HAD yazılımı Fluent'in herhangi bir değişiklik yapılmadığı takdirde çözmüş olduğu enerji ve "species" transport denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = k\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \mu\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(-C_p\rho\overline{u_i'T'}\right) + \epsilon \qquad (\mathbf{4.1})$$

$$\rho\frac{DC}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(D_{AB}\frac{\partial(\rho C)}{\partial x_i} - \rho\,\overline{u_i'C'}\right) \qquad (\mathbf{4.2})$$

Söz konusu kaynak terimleri, C programla dilinde yazılan bir grup UDF ile eklendiğinde ise bu transport denklemleri ise;

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = k\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \mu\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(-C_p\rho\overline{u_i'T'}\right) + \epsilon + S_{enerji} \qquad (\mathbf{4.3})$$

$$\rho\frac{DC}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(D_{AB}\frac{\partial(\rho C)}{\partial x_i} - \rho\,\overline{u_i'C'}\right) + S_{kütle} \qquad (\mathbf{4.4})$$

Algoritması verilen UDF'in çalışma akışını özetlemek gerekirse, birinci UDF tuğla boşluk yüzeylerinde doyma basıncını hesaplarken ikinci UDF tuğla boşluklarında doyma basıncı hesaplamaktadır. Bu iki UDF'in hesaplamaları kullanılarak da kaynak terimlerinin eklendiği UDF'te ise tuğladan kaviteye geçen ısı ve kütle akısı hesaplanmaktadır.
Buradaki kaynak terimleri ise;

$$S_{kütle} = -\acute{\Gamma}\,(spv)\frac{\Delta P}{\Delta y} = -\frac{\acute{\Gamma}\,(spv)}{\Delta y}\left(P_{sat} - P_{satinf}\right) = \beta_t\left(P_{sat} - P_{satinf}\right) \qquad (\mathbf{4.5})$$

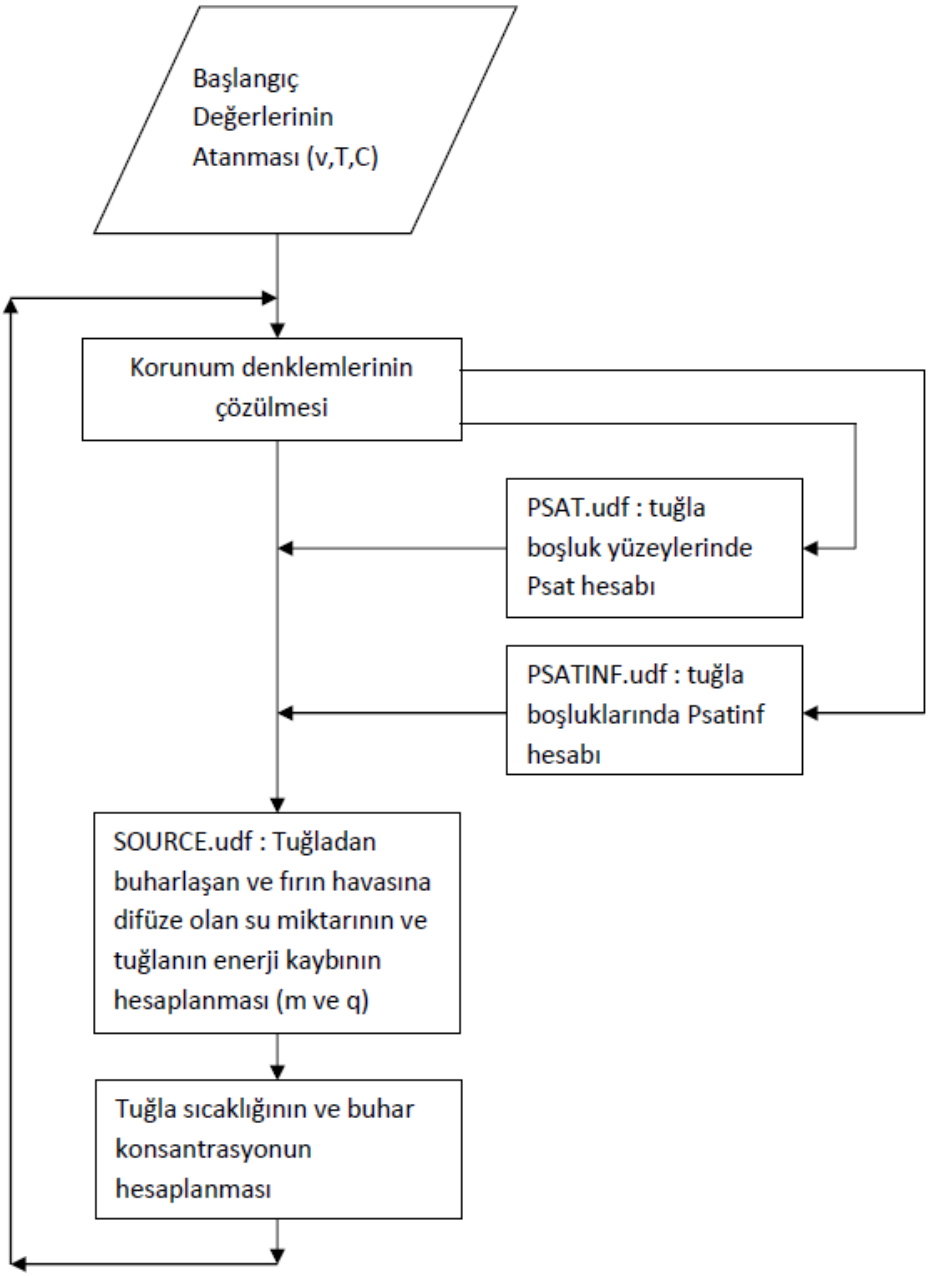
Tuğla geçirgenlik değeri : $\acute{\Gamma}$ = 4.6 ng/smPa
'Surface per unit volume' : spv = $8x10^3\ cm^{-1}$
Tuğlanın karakteristik uzunluğu : Δy

Tuğla katı kısımdaki boşluk yüzeylerindeki su buharının kısmi basıncı : P_{sat}

Tuğla boşluklarındaki su buharının o sıcaklıktaki doyma basıncı : P_{satinf}

Suyun belirli bir sıcaklıktaki doyma basıncı şu şekilde hesaplanmıştır:

$$\ln P_{sd} = \frac{-1.04e+04}{T} - 1.1e+01 - (2.70e-02)\,T + (1.28e-05)T^2 - (2.47e-09)T^3 + 6.54\ln T \qquad (\mathbf{4.6})$$



Şekil 4.1 : UDF algoritması

Enerji denklemine eklenecek olan kaynak terimi ise;

$$S_{enerji} = \beta \left(-\beta_t \left(P_{sat} - P_{satinf}\right)\right) h_{fg} \qquad (\mathbf{4.7})$$

şeklindedir.

Burada, $\left(-\beta_t \left(P_{sat} - P_{satinf}\right)\right)$, buharlaşan su miktarını, h_{fg} ise o sıcaklıkta buharlaşma entalpisini göstermektedir. β ise sayısal düzeltme katsayısıdır.

Buharlaşma entalpisi için ikinci dereceden entalpi değişim fonksiyonu tanımlanmıştır:

$$h_{fg} = -0.0036\,T^2 - 2.035\,T + 2495.1 \qquad (\mathbf{4.8})$$

Sonuç olarak korunum denklemlerinin kaynak terimi eklenmiş hali aşağıdaki gibidir:

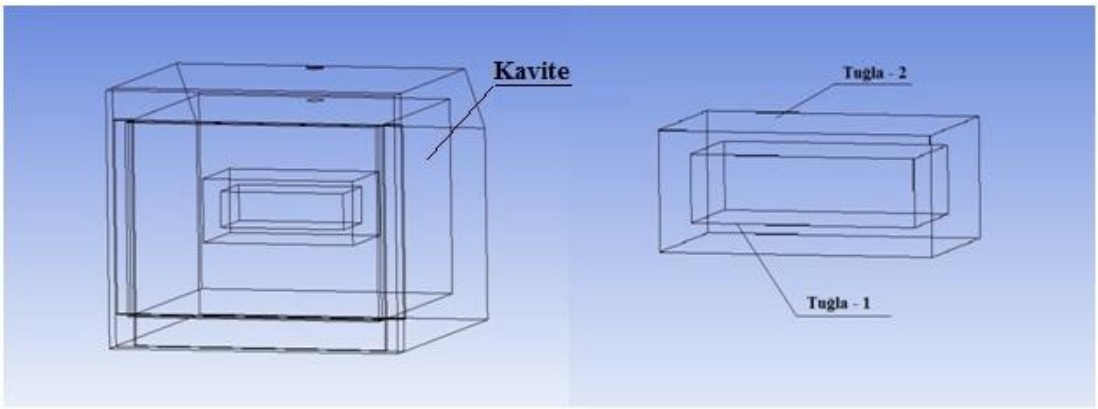
$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = k\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \mu\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(-C_p \rho \overline{u_i' T'}\right) + \epsilon$$

$$+ \beta \left(-\beta_t \left(P_{sat} - P_{satinf}\right)\right) h_{fg} \qquad (\mathbf{4.9})$$

$$\rho \frac{DC}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(D_{AB}\frac{\partial(\rho C)}{\partial x_i} - \rho\,\overline{u_i' C'}\right) + \beta_t \left(P_{sat} - P_{satinf}\right) \qquad (\mathbf{4.10})$$

Söz konusu UDF'ler birbirleriyle bağlantılı olduklarından "compiled" olarak çalıştırılmıştır. Fluent ise bir başka genel derleyici .NET FRAMEWORK 2.2 altından çalıştırılmıştır.

4.2 Mevcut Modellemenin İyileştirilmesi

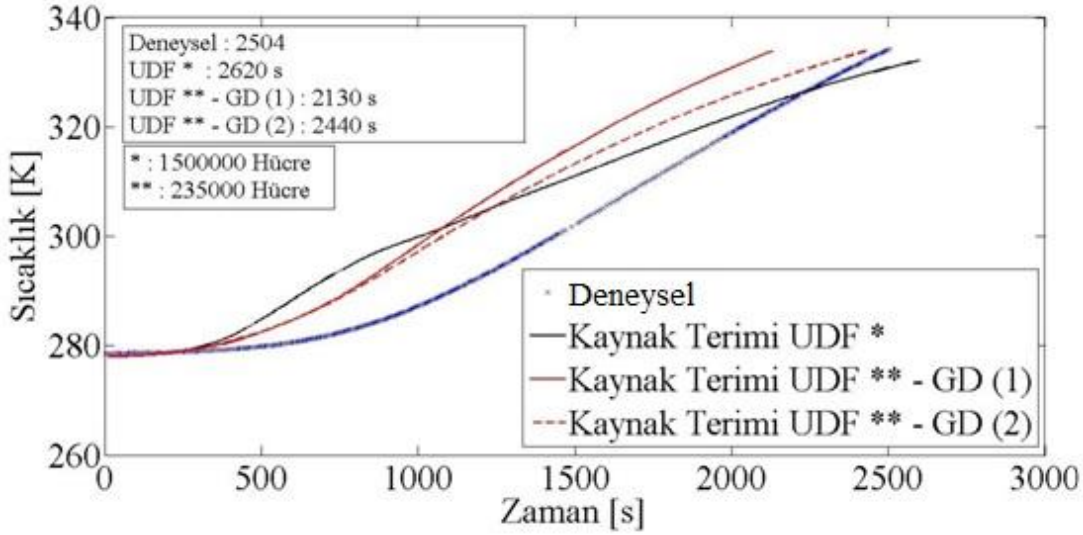


Şekil 4.2 : Tuğla etrafındaki sanal "bölge"

S.A.Kayıhan (2012) tarafından geliştirilen ve detayları 4.1. bölümünde verilen UDF'de doyma basıncı gradyeni alınırken, kullanıcı tarafından açılan hafızalarda kavite ve tuğla-1 için değerler tutulur. Gradyen de kavite ve tuğla arasındaki değerler

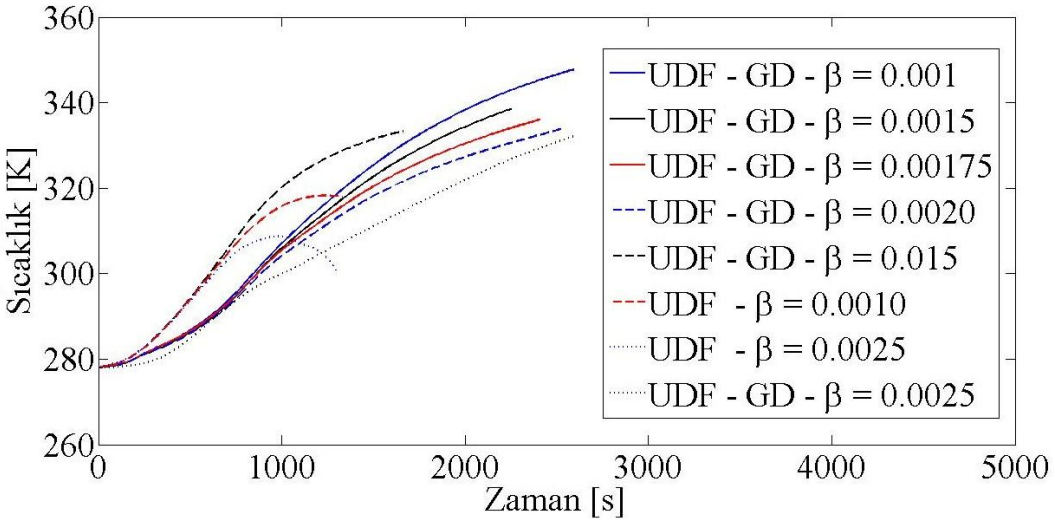
arasında alınır ancak 4.5 eşitliğinde görüleceği üzere söz konusu akı difüzyon akısıdır ve dolayısıyla serbest akış bölgesi olarak tanımlanabilecek kavite bölgesinden değil tuğlaya mümkün olan en yakın noktadan alınmalıdır. Mevcut UDF komutları ile böyle bir gradyen almak mümkün değildir. Ancak tuğla etrafına ikinci "sanal" bir hacim yani tuğla-2 oluşturularak ve gradyen bu iki hacim arasında alınarak bu düzeltilebilir.

Gradyeni düzeltilmiş UDF olarak anılacak olan bu ikinci yaklaşım ile ilk yaklaşım karşılaştırılmış ve sonuçlar aşağıda sunulmuştur.



Şekil 4.3 : Mevcut modelleme-gradyeni düzeltilmiş durum karşılaştırma

Görüleceği üzere ilk yaklaşımla 1.5 milyon hücre ile elde edilen sonuçtan daha tutarlı bir sonuç ikinci yaklaşım ile 235000'lik kaba bir çözüm ağı ile elde edilmiştir. GD ile kastedilen gradyeni düzeltilmiş UDF'tir. Her iki yaklaşım için de en uygun düzeltme katsayıları kullanılarak sayısal çalışmalar yapılmıştır. Kaynak terimine getirilen katsayının belirlenmesi ile ilgili yürütülen çalışmanın metodolojisi şu şekilde özetlenebilir öncelikli olarak deneysel sonuçları tutturmak gayesi taşımadan farklı değerler için sayısal çözümün davranışı incelenmiş ve bu katsayının hangi aralığında fiziksel olarak gerçek dışı sonuçlar elde edildiği araştırılmıştır. Bu amaçla 20'den fazla sayısal çalışma yapılmıştır. Ancak metodolojiyi anlatabilmek adına 8 çalışmanın sonuçları sunulmuştur.



Şekil 4.4 : Katsayının tuğla merkez sıcaklığının zaman bağlı değişimi üzerindeki etkisi

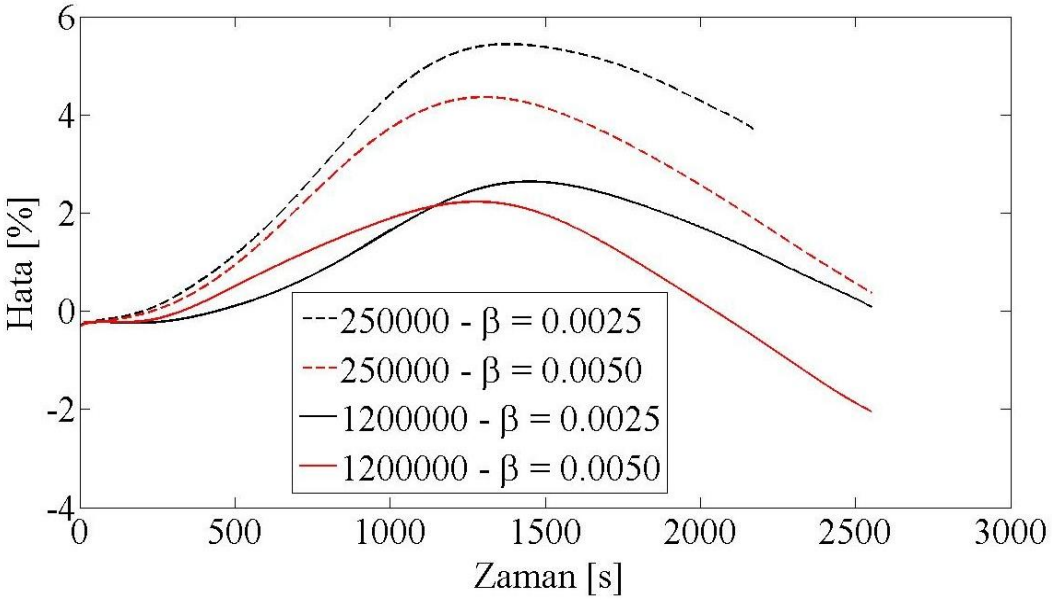
Görüleceği üzere gradyen düzeltilmediği takdir fiziksel olmayan sonuçlar elde etmek mümkündür UDF – $\beta = 0.0025$ durumunda görülebileceği üzere sıcaklık artmasına rağmen tuğlanın sıcaklığı azalmıştır ki gerçek dışı bir durumdur. Gradyen düzeltilse dahi bu tarz bir durum ile karşılaşmak mümkündür ancak yapılan bu değişiklik ile söz konusu fiziksel olmayan değişimin ancak pişirme sona erdikten sonra görülme imkanı vardır. Bununla beraber çok yüksek katsayılar kullanıldığı takdirde aynı problem gradyeni değiştirilmiş durum için de vardır. Sıcaklığın düşmesi durumu da ya çok büyük katsayılar nedeniyle transport denklemine diğer terimlere oranla çok büyük bir kaynak terimi eklenmesiyle çözümün gerçeklikten uzaklaşması nedeniyle olmakta (UDF-GD için bu şekildedir) ya da UDF içerisinde alınması gereken gradyen olduğundan çok farklı alındığından yine sayısal çözümün gerçeklikten uzaklaşması ile olmaktadır.

Deneysel sonuçlardan sayısal sonuçların uzak olması ise çözüm ağı düzeltilerek ortadan kaldırılmıştır ve sonuçlar doğrulanarak sayısal çalışma sürdürülmüştür.

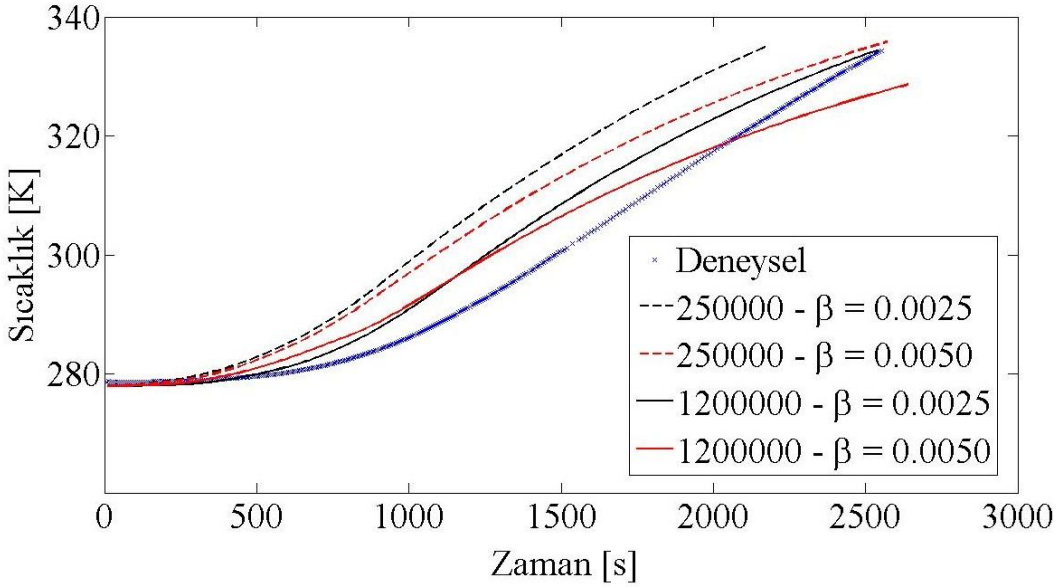
4.3 Sayısal Çalışma ve Sonuçlar

4.3.1 Tam yüklü – 1/1

Deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak tuğla merkez sıcaklığının zamana göre değişimi ve deneysel sonuçtan sapma oranları aşağıda sunulmuştur.



Şekil 4.5 : Düzeltme katsayısı – sayısal hata – 1/1.

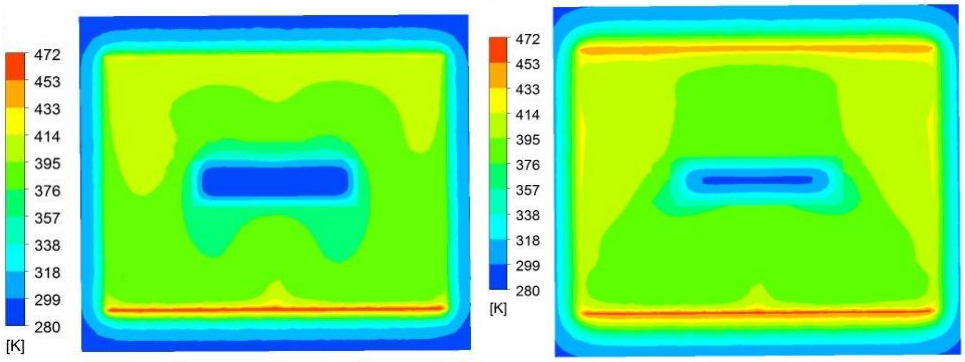


Şekil 4.6 : Düzeltme katsayısı – tuğla merkez sıcaklığı – 1/1.

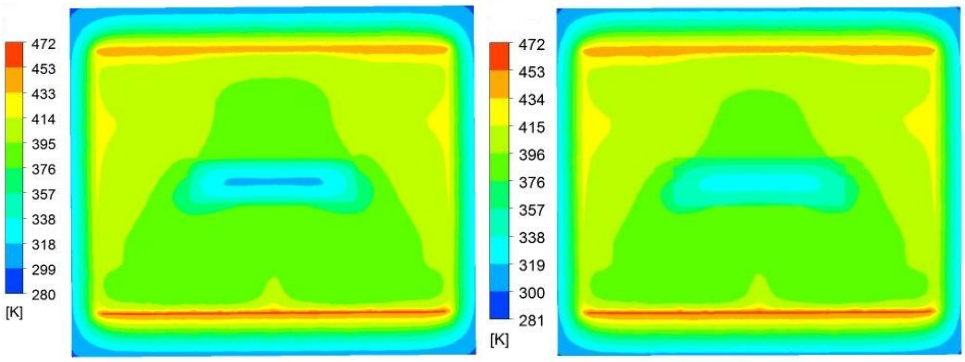
1200000 hücreye sahip, $\beta = 0.0025$ katsayısının kullanıldığı durumda maksimum sapma %2.65 olurken ortalama sapma ise %1.26 olmuştur. Hatanın en yüksek olduğu noktada ise sayısal olarak hesaplanan sıcaklık deneysel sıcaklıktan 6.2K daha yüksek çıkmıştır.

Sınır şartları zaman bağlı, 3 boyutlu, buharlaşma olan, gaz ışınımının dikkate alındığı, türbülanslı bir akışın sayısal olarak incelenmesi için bu hata düzeyleri kabul edilebilir seviyededir.

Hacim içerisindeki akışın detaylı olarak incelenebilmesi için sıcaklık, hız, su buharı konsantrasyonu ve do gelen ışınım kontürleri sunulmuştur.



Şekil 4.7 : Düzlem 1, sıcaklık, t=600 s (sol), t=1200 s, 1/1.



Şekil 4.8 : Düzlem 1, sıcaklık, t=1200 s (sol), t=2400 s, 1/1.

Sıcaklık kontürlerinden görüleceği üzere t=600 s için verilen sıcaklık alanında, Model II sonuçlarından açıklanan durumdan ötürü simetriden kayma meydana gelmiştir. Ancak ön ısıtmanın bittiği andan itibaren kontürler alt ve üst ısıtıcıların sıcaklıklarının zamanla daha az değişmesi sebebiyle simetrik bir hale gelmiştir. Yine Model II'deki sonuçlara benzer şekilde alt ısıtıcının orta noktasındaki yüksek hız değerleri nedeniyle sıcaklık değeri yüksek çıkmıştır.

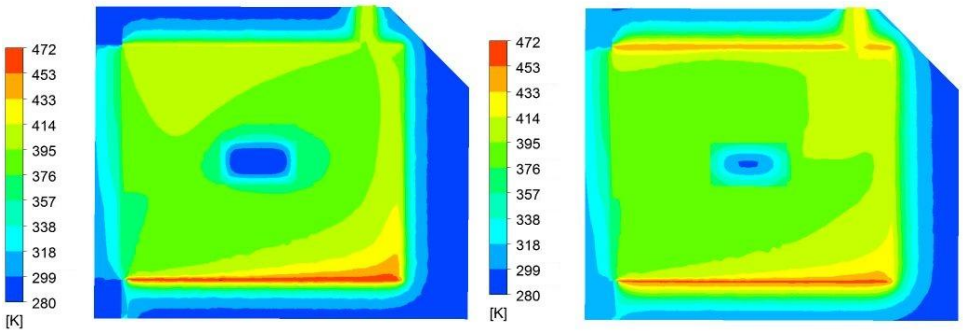
Ayrıca su buharı konsantrasyonu arttıkça karışımın yoğunluğu azaldığından dolayı tuğla üzerinden düşük yoğunluğa sahip su buharı-hava karışımı kaldırma kuvvetleri ile hareket etmektedir ki bu hareket de tuğla üzerindeki sıcaklık değerlerinin kavite duvarlarına yakın bölgelerdeki sıcaklık değerlerinden az olmasını açıklamaktadır.

Benzer bir durum da tuğlanın alt bölgesi için görülmektedir. Hacim içerisindeki en sıcak yüzey alt duvar olmasına rağmen, alt duvar ile temas eden bölgedeki sıcaklıklar tuğla üzerindeki sıcaklıklara yakın olarak hesaplanmıştır. Bunun sebebi ise yoğunluğu azalıp yükselen havanın yoğunluğunun artmasıyla yani sıcaklığının

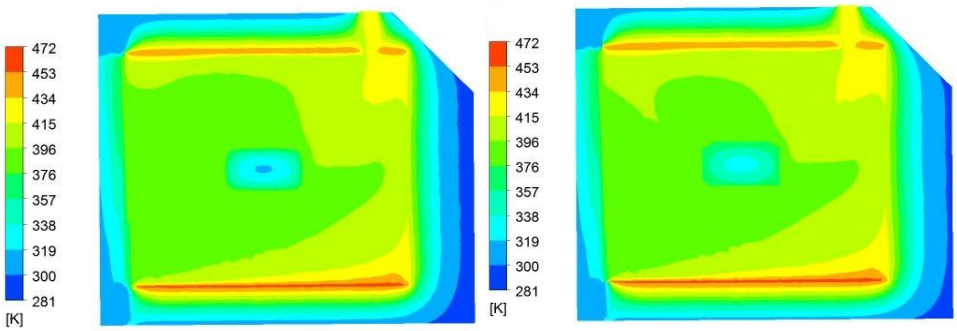
düşmesiyle alçalıp, alt ısıtıcıdan gelen sıcak karışıma karışıp o bölgedeki sıcaklığı düşürmesi olarak açıklanabilir.

Duvarlar üzerindeki sıcaklık gradyenleri incelendiğinde ise doğal olarak en yüksek sıcaklık gradyenin de alt ısıtıcıda olduğu görülmektedir. Bununla beraber yine Model II'ye benzer olarak yan duvarlarda sıcaklık gradyenin yönü değişmektedir.

Tuğlanın gözenekli yapısı ve tuğlanın ısı iletim katsayısının düşük olması nedeniyle 1800 s'ye kadar tuğla merkezi ile yüzeyleri arasında sıcaklık farkı oluşmuş ancak pişirmenin sonunda sıcaklık homojene yakın bir dağılıma sahip olmuştur.



Şekil 4.9 : Düzlem 2, sıcaklık, t=600 s (sol), t=1200 s, 1/1.



Şekil 4.10 : Düzlem Düzlem 2, sıcaklık, t=1800 s (sol), t=2400 s (sağ), 1/1.

Düzlem 2'ye ait verilen kontürlerden görüleceği üzere, conta açıklıklarından giren hava ile camın alt bölgesinden tuğla altında doğru düşük sıcaklık bölgeleri gözlemlenmiştir. 600 s'ye kadar conta açıklığından giren havanın sıcaklığı tuğla sıcaklığından yüksek olduğundan bu tuğlanın sıcaklığında bir artma meydana getirmiştir. Bu hava akımı bacadan çekilen hava ile birleşerek ön ısıtmaya kadar tuğlanın altında ve üstünde benzer bir sıcaklık alanı meydana getirmiştir.

Ön ısıtma sonrasında tuğla sıcaklığının, conta açıklığından giren havanın sıcaklığının üstüne çıkması ile bacanın etkili olduğu bölgede farklı bir sıcaklık alanı oluşmuştur. Böylece de 1200 s, 1800 s, 2400 s için verilen kontürlerden görüleceği üzere conta

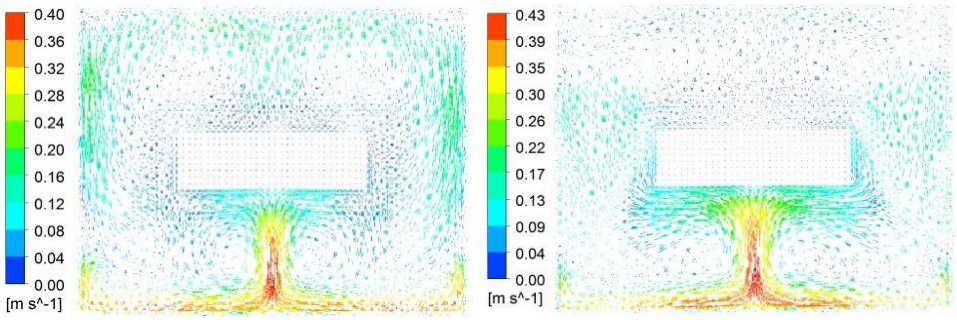
açıklığından giren havanın etkisi tuğladan bacaya kadar olan bölgede etkili olmamıştır.

Conta açıklığından giren hava 296 K ile girmesine rağmen kısa bir mesafede yüksek sıcaklıklara çıkarak tuğlanın sıcaklığının artmasında olumlu bir rol oynamıştır.

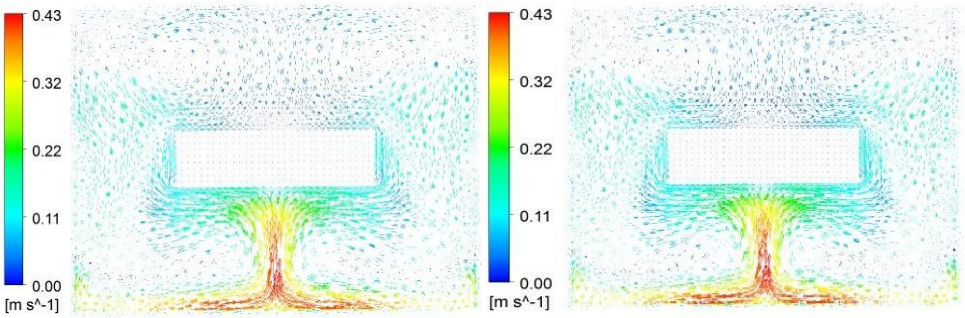
Tuğlanın üst bölgesi ile cam arasında düşük sıcaklık değerlerinin görülmesi ise camın bacaya uzak olmasıyla ilgilidir. Bu bölgede hızlar çok düşük olduğundan momentum ve ısı difüzyon ile iletilmiş bu sebepten üst ve alt ısıtıcıdaki yüksek sıcaklık değerleri bu bölgede görülmemiştir.

Son olarak çift camda yüksek sıcaklık değerleri camın üst bölgesinde görülmüş, bu hem ısınıp yükselen havanın yukarıya doğru hareketlenmesi ile hem de conta açıklığından giren havanın düşük sıcaklığı sebebiyle ile açıklanabilir.

Düzlem 1'e ait hız vektörleri ise aşağıda verilmiştir.



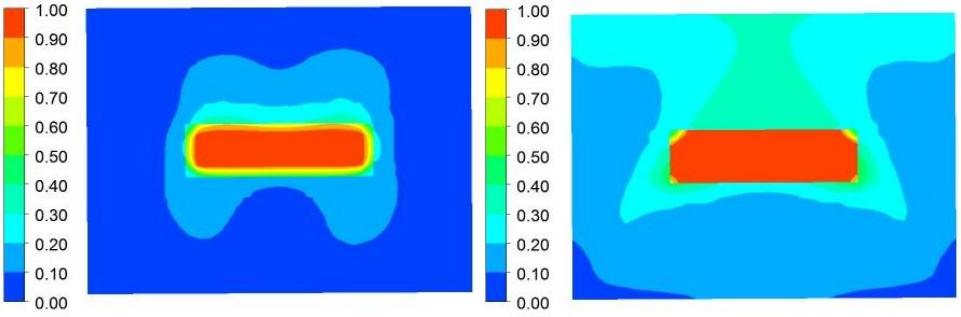
Şekil 4.11 : Düzlem 1, hız vektörü, t=600 s (sol), t=1200 s (sağ), 1/1.



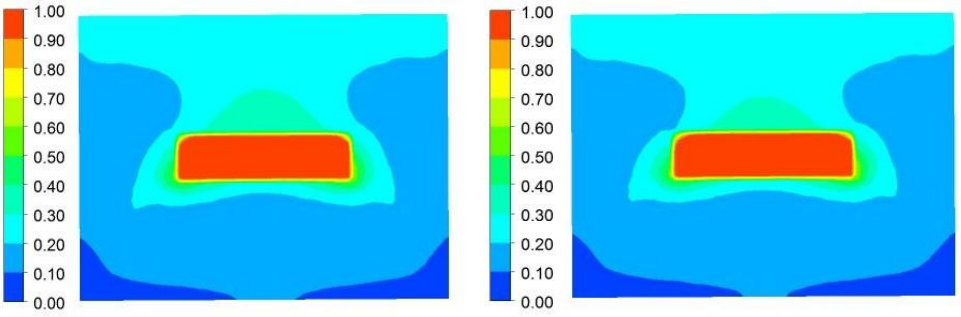
Şekil 4.12 : Düzlem 1, hız vektörü, t=1800 s (sol), t=2400 s (sağ), 1/1.

Düzlem 2'ye ait sıcaklık kontürlerinde gözlenmiş olan ön ısıtmaya kadar conta açıklığından giren taze havanın baca tarafından çekilen karışım ile birleşmesi durumu, Düzlem 1'e ait hız vektörlerinden de doğrulanabilir. 600 s'de tuğlanın üst bölgesindeki hız değerleri diğer üç ana göre daha yüksek olarak gözükmektedir. Bu da sıcaklık kontürlerine dayanarak yapılmış olan yorumu doğrulamaktadır.

Ek olarak tuğla nedeniyle yükselen karışım tuğlaya çarparak iki yöne dağılmış ve gaz sütununa benzer bir yapı meydana gelmiştir. Akış genel yapısı itibariyle Model II'de elde edilen iki merkez döngüye sahip doğal konveksiyon akışına benzemektedir ancak tuğlanın etkisi ile tuğlanın alt bölgesinde hızlar yüksekken üst bölgede hızlar düşük kalmıştır. Ayrıca t=600 s için verilen vektör alanında görülmektedir ki hacmin sağ ve sol duvarlarında yüksek hız gradyenleri gözlemlenmiştir ki bud a Model II'de öne sürülen duvara yakın adveksiyon baskın olan akışın nem kaynağı olan durum için de geçerli olduğunu göstermektedir. Bu durum pürüzlü duvar kullanımın nem kaynağı olduğu durum için de hacim içerisindeki ısı ve momentum transferini iyileştireceğini göstermektedir.



Şekil 4.13 : Düzlem 1, Kütlesel H_2O konsantrasyonu, t=600 s (sol), t=1200 s (sağ), 1/1.



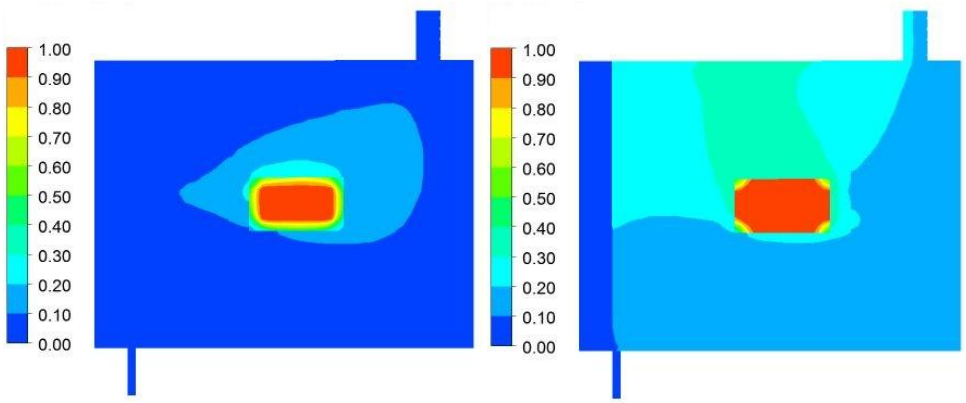
Şekil 4.14 : Düzlem 1, Kütlesel H_2O konsantrasyonu, t=1800 s (sol), t=2400 s (sağ), 1/1.

Su buharının kütlesel konsantrasyonu için verilmiş kontürlerden görüleceği üzere su buharıyla yoğunluğu azalan karışım kaldırma kuvvetleri yardımıyla hacmin üst bölgesine hareket etmiştir. Ön ısıtmanın sonunda kaldırma kuvvetleri bu denli baskın değilken ön ısıtma sonrasında ise derişiklik farkından doğan kaldırma kuvvetleri artmıştır. Doğal olarak da su buharının en az olduğu bölge ise hacmin alt bölgesi olmuştur.

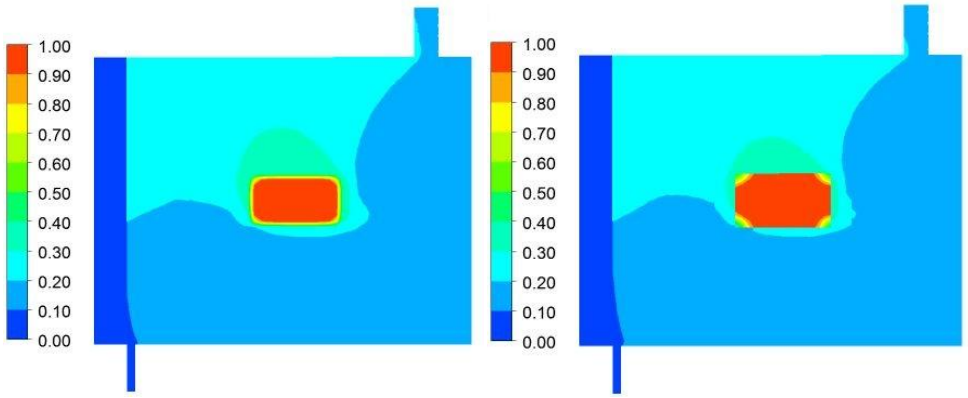
1200 s için verilen kontürden görüleceği üzere tuğlanın üst bölgesinde yüksek derişiklik bölgesi oluşmaktadır ancak zamanla baca ile bu bölgenin büyüklüğü azalmaktadır.

Ayrıca sıcaklık kontürlerinde görülen simetriklik, su buharı konsantrasyonu için de geçerli olmaktadır.

Düzlem 2 için verilen su buharı konsantrasyon kontürleri ise aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.15 : Düzlem 2, Kütlesel H_2O konsantrasyonu, t=600 s (sol), t=1200 s (sağ), 1/1.



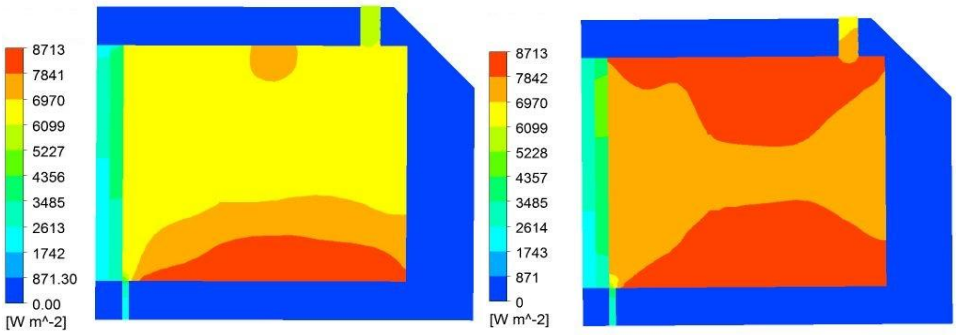
Şekil 4.16 : Düzlem 2, Kütlesel H_2O konsantrasyonu, t=1800 s (sol), t=2400 s (sağ), 1/1.

Beklenildiği üzere baca tarafından tahliye edilemeyen su buharı tuğlanın üstü ile cam arasındaki bölgede kalmıştır. Bununla berbaer Düzlem 1'e ait su buharı kontürlerinde görülen tuğla üstündeki yüksek derişiklik bölgesi de bacanın etkisiyle zamanla beraber azalmıştır.

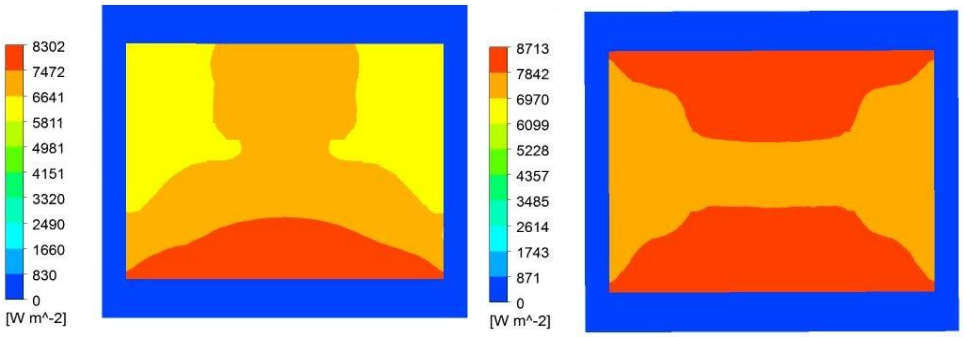
Sıcaklık ve hız için gözlemlenen ön ısıtma sonrası daimileşen akış tipi su buharı konsantrasyonu için gözlemlenmiştir ki buradan ön ısıtma sonrasındaki alt ve üst

ısıtıcıdaki salınımların anlık değişimler yaratmakla beraber akışın genel yapısını değiştirmediği görülmüştür.

Karışımın ışınıma maruz kalmasının bir ölçütü olan "do-irradiation" kontürler 600 s ve 2400 s için iki düzlem için de verilmiştir. Ön ısıtma sonrasında do gelen ışınım değerlerinin sıcaklık, su buharı konsantrasyonu ve hız gibi az bir değişim gösterdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.17 : Düzlem 2, DO gelen ışınım, t=600 s (sol), t=1200 s (sağ), 1/1.

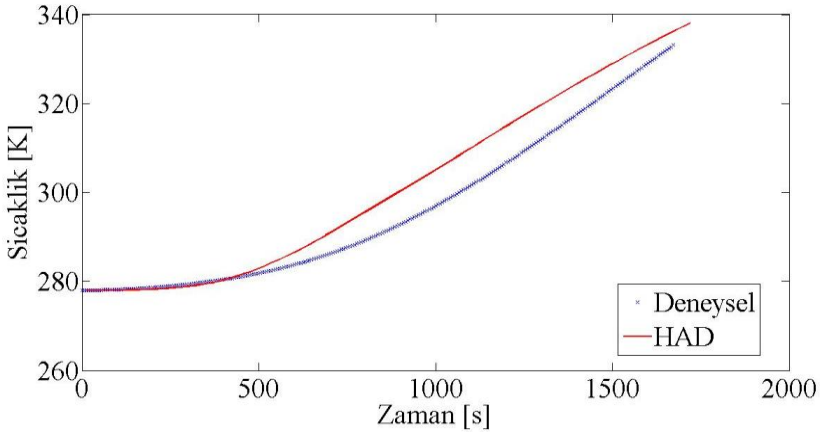


Şekil 4.18 : Düzlem 2, DO gelen ışınım, t=1800 s (sol), t=2400 s (sağ), 1/1.

Beklendiği üzere gaz ışınıma en fazla maruz kalan bölgeler en sıcak yüzeyler olan alt ve üst ısıtıcıya yakın bölgelerdir. Ayrıca t=2400 s için verilen kontürde görüleceği üzere conta açıklığından hacime giriş yapan taze hava das u buharı konsantrasyonu ve sıcaklığı artarak ışınıma maruz kalmaktadır. Bacadan atılan karışım ise sıcaklığı giderek azaldığından ışınıma daha az maruz kalmaktadır. Do gelen ışınım kontürlerine dayanarak ulaşılan önemli bir sonuçta, hacim içerisindeki momentum ve ısı geçişini artırmak için etkili yollardan biri hacim içerisindeki karışımı ışınıma daha fazla maruz bırakmaktan öte pişirmenin gerçekleştiği hacim merkezindeki do gelen ışınım değerlerini artırabilmektir. Bu tarz bir ısı geçişi mekanizması farklı yayma oranı değerine sahip yüzeyler ile sağlanabilmesi mümkündür.

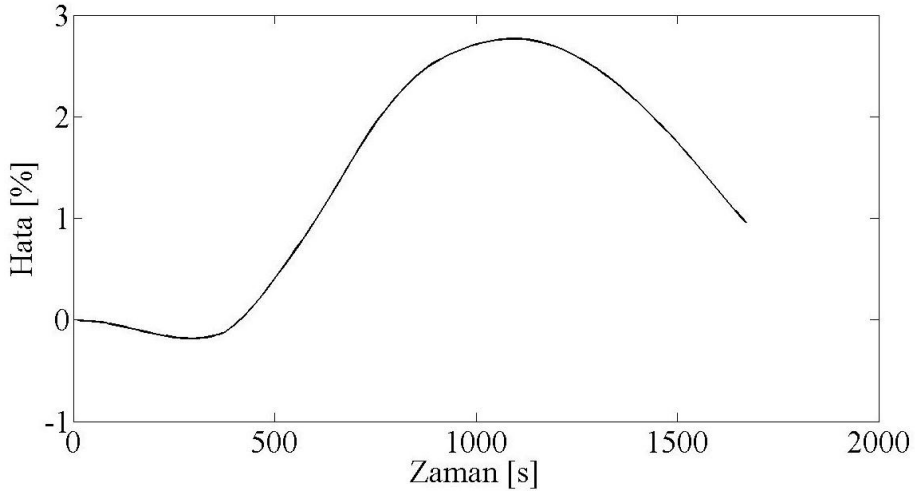
4.3.2 Yarım yüklü – 1/2

Tam yüklü için kullanılan sayısal yöntem kullanılmıştır. Tuğla merkez sıcaklığının zamanla değişimi sayısal ve deneysel sonuçlar için karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Görüleceği üzere sayısal sonuç ile deneysel sonuç uyumlu çıkmıştır. Pişirme süresi için benzer bir tahminde bulunmuştur.



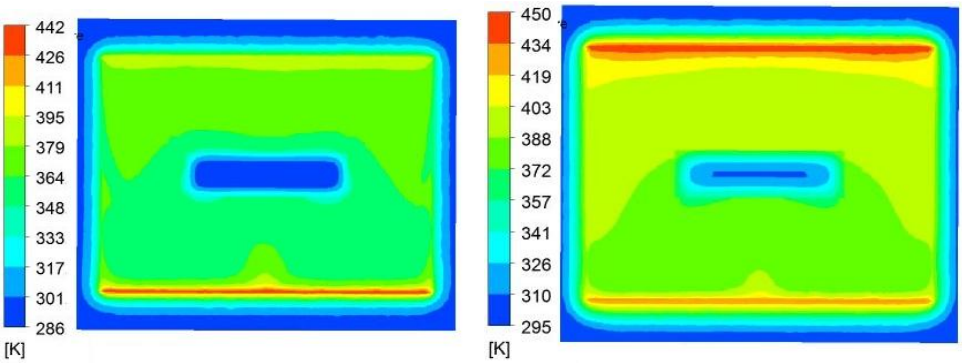
Şekil 4.19 : Tuğla merkez sıcaklığı – 1/2.

Sapma ise maksimum %2.78, ortalama ise %1.40 olarak bulunmuştur.



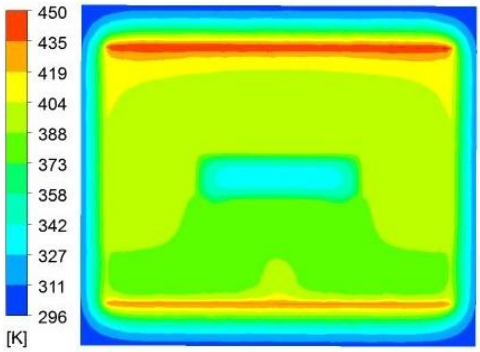
Şekil 4.20 : Sayısal hata – 1/2.

Kavite içerisindeki akışı inceleyebilmek adına 500 s, 1000 s ve 1500 s için iki düzlem için de hız, sıcaklık, su buharı konsantrasyonu, do gelen ışınım kontürleri verilmiştir. Düzlem – 1 için sıcaklık kontürleri,



Şekil 4.21 : Düzlem 1, sıcaklık, t=500 s (sol), t=1000 s (sağ), 1/2.

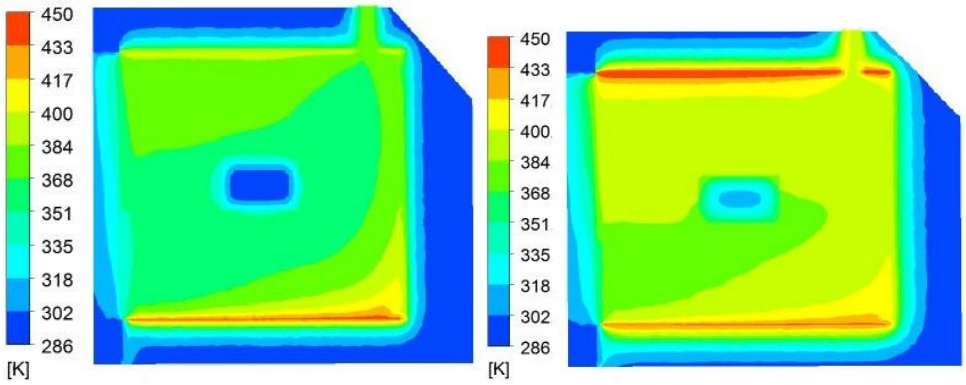
Tuğlanın alt bölgesindeki sıcaklık dağılımı tam yüklü duruma benzemekle beraber tuğlanın üst bölgesinde su buharı konsantrasyonu yeterince yüksek olmadığından kaldırma kuvveti yaratacak seviyede olmamıştır. Bu nedenle de alt ısıtıcı ile ısıtılan hava-su buharı karışımının sıcaklığına tuğla üst bölgesinde erişilmemiştir. Ayrıca alt duvarın ortasındaki yüksek sıcaklık bölgesi de tam yükteki duruma benzer şekilde oluşmuştur.



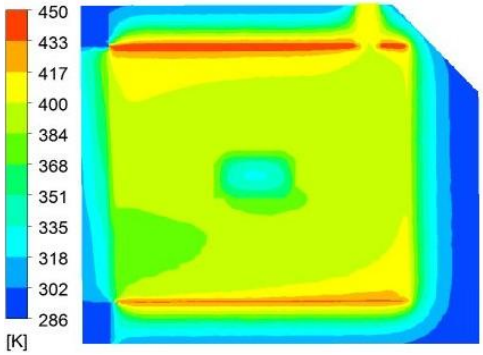
Şekil 4.22 : Düzlem 1, sıcaklık, t=1500 s, 1/2.

Son olarak pişirmenin sonlanmasına yakın 1500 s'de tuğla içerisindeki sıcaklık yaklaşık olarak homojen bir hale gelmiştir. Tam yüklü durumda ise homojene yakın bir dağılım 1800 s'de elde edilmişti. Bu da su buharı kütlesel oranının yükseldikçe homojen bir sıcaklık dağılımı elde etmenin zorlaştığını bu da nem oranı yüksek olan gıdaların pişirmesiyle ilgili özel bir çalışma yapılabileceğini göstermektedir. Yarım yüklüde de tam yüklüye benzer bir şekilde ön ısıtmaya kadar conta açıklığından giren taze havanın etkisi bacadaki emme basıncının etkisi ile birleşerek conta açıklığındaki sıcaklığı tuğlanın üst bölümüne taşımıştır. Daha sonra ise 1000 s için verilen kontürden görüleceği üzere tuğladaki nem miktarı önemli bir kaldırma

kuvveti yaratacak seviyeye ulaşmamış bu nedenle de tuğla sıcaklığı tuğla üst bölgesinden daha az kalmıştır.

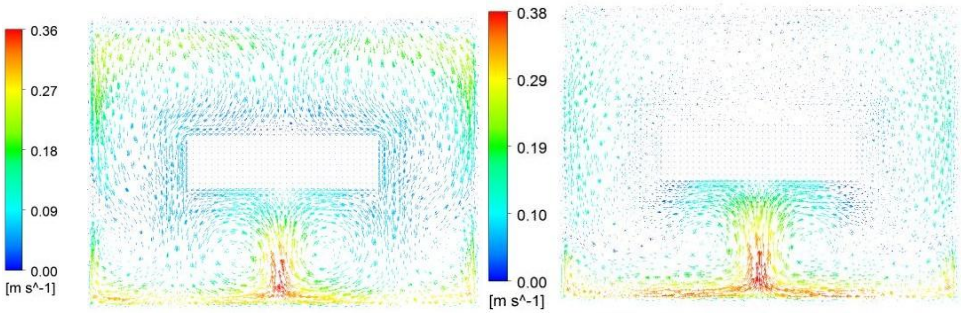


Şekil 4.23 : Düzlem 2, sıcaklık, t=500 s (sol), t=1000 s (sağ), 1/2.



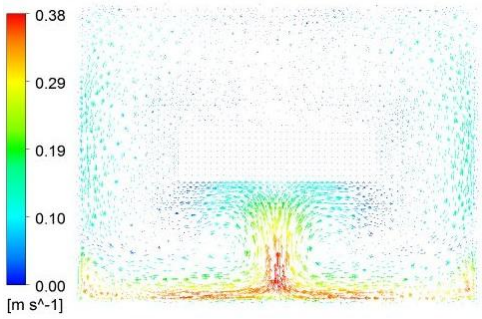
Şekil 4.24 : Düzlem 2, sıcaklık, t=1500 s, 1/2.

Pişirmenin tamamlandığı 1500 s'deki sıcaklık kontürlerinden görülmektedir ki derişiklik farkına dayalı bir kaldırma kuvveti oluşmadığından tuğla etrafında düşük sıcaklıklar görülmemiştir. Contadan giren taze hava ile camın alt bölgesine doğru sıcaklık düşmekle beraber bacanın etkisiyle de kavite içerisinde sıcaklık 400 K – 384 K arasında kalmıştır. Düzlem 1 ve Düzlem 2 için sunulan sıcaklık kontürlerine ek olarak Düzlem 1 için de hız vektörleri 500 s, 1000 s ve 1500 s için sunulmuştur.



Şekil 4.25 : Düzlem 1, hız vektörü, t=500 s (sol), t=1000 s (sağ), 1/2.

Yarım yüklü için sunulan hız vektörleri 500 s ve 1000 s göz önüne alındığından tam yüklü durumla benzerlik göstermekle beraber pişirmenin sonlanmak üzere olduğu 1500 s için ise tam yüklü durumunda pişirmenin bittiği ana göre tuğlanın üst ve yan bölgelerindeki hızlar daha düşük olmuştur.



Şekil 4.26 : Düzlem 1, hız vektörü, t=1500 s, 1/2.

3 zaman adımı için ise de hızlar mertebe olarak tam yüklünün altında kalmıştır ki bu durum sıcaklık kontürlerinde olduğu gibi su buharı konsantrasyonun tam yüklüye göre daha düşük bir kaldırma kuvveti yaratması nedeniyle oluşmuştur.

Bununla beraber Şekil 4.12 – sağ ile Şekil 4.26'da verilen hız vektörleri karşılaştırıldığında tuğlanın sağ ve sol yüzeylerinde düşük hız değerleri görülmüştür bunun nedeni ise yine tam ve yarım yük için derişiklik farkından kaynaklanmaktadır. Pişirme daha az bir su buharı konsantrasyonu ile başladığından karışımın yoğunluğu yarım yükte daha fazladır. Bu nedenle de tuğladan derişiklik farkıyla karışım kavite üst yüzeyine doğru yükselmemektedir. Yerçekimi yönüne ters yönde azalan bu momentum akısı nedeniyle de tuğla yan yüzeylerinde daha düşük hızlar görülmüştür. Bu tuğla üzerindeki kütle ve ısı geçişini azaltmakla beraber alınması gereken nem daha düşük olduğundan pişirme daha kısa bir zamanda bitmiştir.

4.3.3 Çeyrek yüklü – 1/4

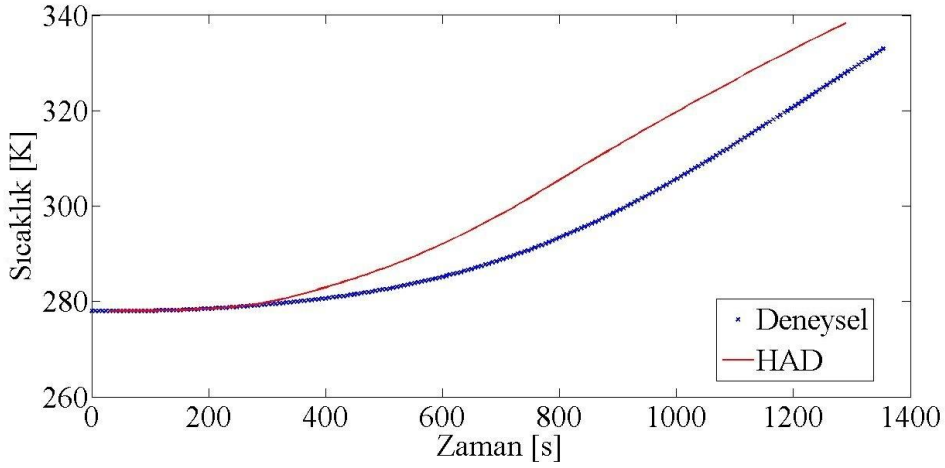
Çeyrek yüklü için yapılan sayısal çalışma da maksimum %4.65 sapma ve ortalama %2.35 sapma ile deneysel sonuçlar ile doğrulanmış. Deneysel olarak 1360 s olarak belirlenen pişirme süresi, sayısal çalışma ile 1210 s olarak tespit edilmiştir. Kavite merkez sıcaklığının zaman bağlı değişimi deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Zamana bağlı sıcaklık ve deneysel sonuçlardan sapma değerlerinden görüleceği üzere tuğla merkez sıcaklığının değişiminin trendi aynı olmakla beraber ön ısıtma

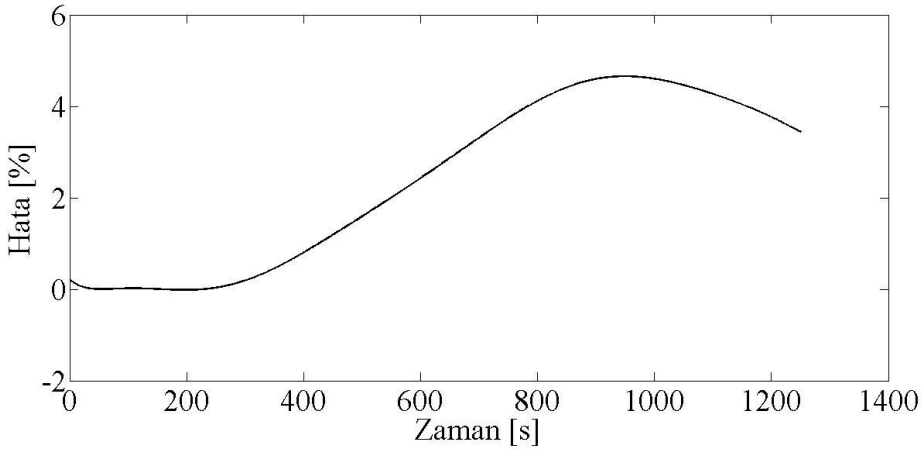
evresinde tuğladaki termal ataletin yenildiği ve sıcaklığın artmaya başladığı nokta deneysel ve sayısal sonuçlar için farklı olmuştur.

Bilindiği üzere gözenekli ortamın modellenmesi için gerekli olan yani atalet ve viskoz direnç değerleri S.A.Kayıhan (2012)'den alınmıştır. Ancak bu doktora tezinde de belirtildiği üzere bu değerler yaklaşık olarak belirlenmiştir. Sayısal çözümün deneysel değerlerden farklılaşmasının nedeni olarak bu değerlerin deneysel olarak kullanılan gözenekli nem kaynağı için tespit edilmemiş olması öne sürülebilir.

Yine de söz konusu sapma değerleri ile bu çeyrek yüklü durum için sayısal çalışma doğrulanmıştır.

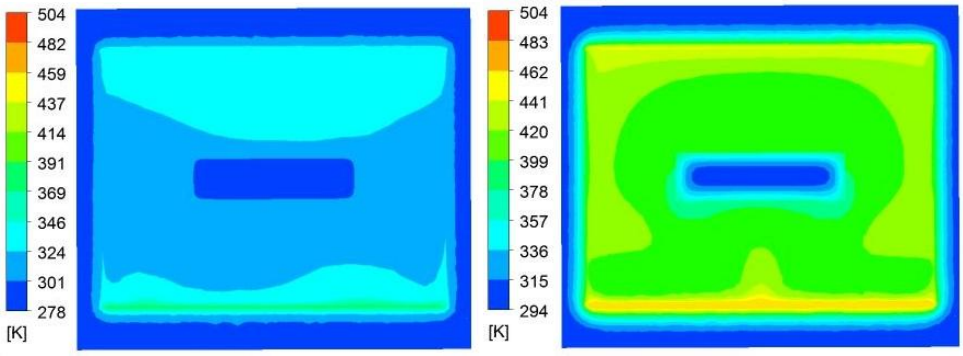


Şekil 4.27 : Tuğla merkez sıcaklığı – 1/4.

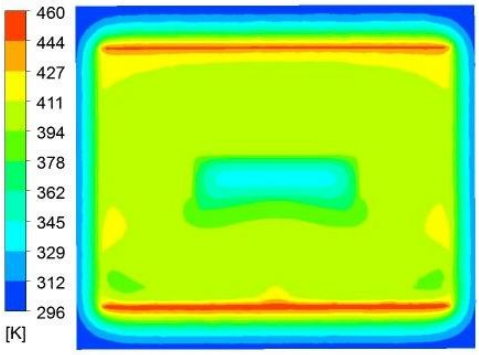


Şekil 4.28 : Sayısal hata – 1/4.

Çeyrek durum için düzlem-1'e ait sıcaklık kontürleri 250s, 750s ve 1300s için aşağıda sunulmuştur.



Şekil 4.29 : Düzlem 1, sıcaklık, t=250 s (sol), t=750 s (sağ), 1/4.

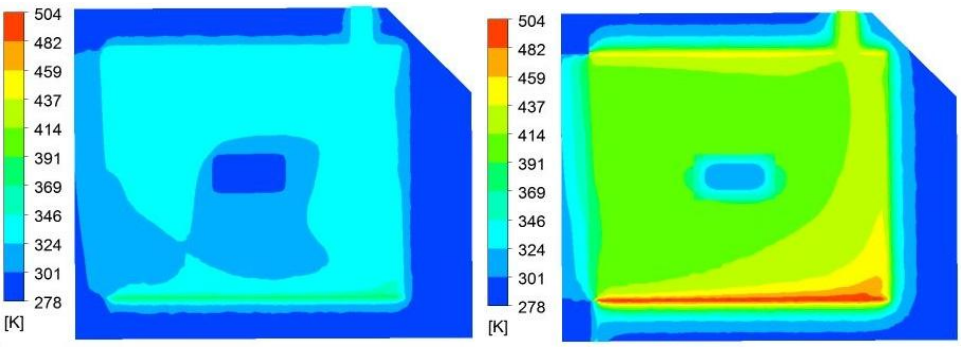


Şekil 4.30 : Düzlem 1, sıcaklık, t=1300 s, 1/4.

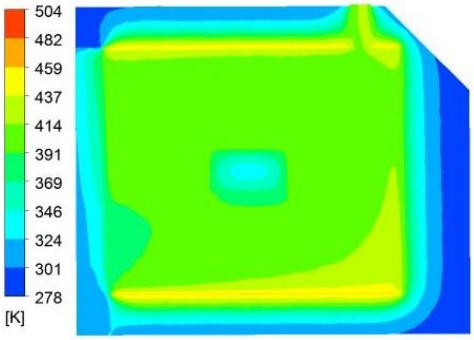
Model II üzerinde yapılan sonuçlardan elde edildiği üzere ön ısıtma evresinde sıcaklığın simetrik dağılıma sahip olmayabileceği ortaya konmuştu. Bu açıdan 250s için verilen sıcaklık kontüründe akışın tam olarak simetrik olmayışı şaşırtıcı değildir. Alt ısıtıcının sıcaklığının daha yüksek olmasına rağmen tuğlanın üst bölgesinin sıcaklığı daha yüksek olmuştur. Kaldırma kuvvetleri henüz bacanın yarattığı etkiye üstün gelecek kadar yüksek değildir bu nedenle bacanın etkisine daha açık olan üst bölgede taşınımın artması ile sıcaklıklar daha da yükselmiştir. Önceki çalışmalar da 500 s'de böyle bir durumun görülmemesi kaldırma kuvvetlerinin bacanın etkisinden daha yüksek olması ile açıklanabilir.

750 s'de ise alt ısıtıcının orta noktasında gözlemlenen gaz sütunu nedeniyle söz konusu bölgede sıcaklıklar yüksek çıkmış ancak yüzeyin geri kalan bölgesinde ise difüzyona dayalı bir akış olduğu söylenebilir. Akış artık tamamen simetrik olmakla beraber tuğlanın sıcaklığı da artmıştır ancak tuğlanın düşük ısı iletim katsayısı nedeniyle tuğla merkezi 294 K'de kalmıştır.

Pişirmenin sonlarına doğru ise tuğla sıcaklığı homojenleşmeye başlamış ancak bununla beraber nemi alındığından dolayı tuğlanın üst bölgesine tuğla yüzey sıcaklığı taşınmamıştır.

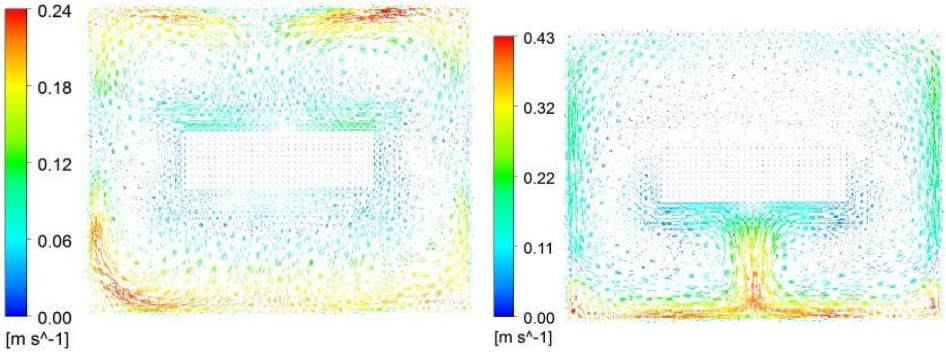


Şekil 4.31 : Düzlem 2, sıcaklık, t=250 s (sol), t=750 s (sağ), 1/4.



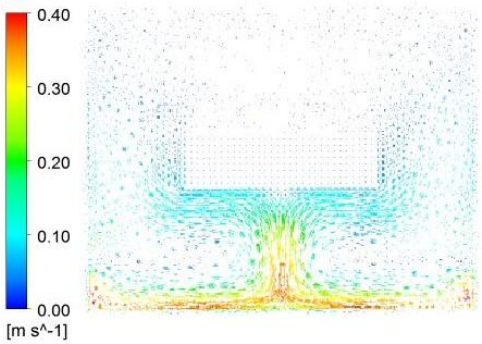
Şekil 4.32 : Düzlem 2, sıcaklık, t=1300 s, 1/4.

Düzlem – 2 için verilen sıcaklık kontürleirnden görüleceği üzere conta açıklığından giren havanın yarattığı etki, tam ve yarım yüklü için elde edilen sonuçlarla benzerdir. Bununla beraber tuğladaki su buharı konsantrasyonun düşük olması nedeniyle derişiklik farkından kaynaklanan bir akış meydana gelmemiştir.



Şekil 4.33 : Düzlem 1, hız vektörü, t=250 s (sol), t=750 s (sağ), 1/4.

Hız vektörlerinden görüleceği üzere t=250 s anında yüksek hız değerleri tuğlanın üst bölgesinde görülmektedir. Şekil 4.27 incelendiğinde bu anın tuğlanın sıcaklığının fazlaca değişmediği aralığa düştüğü görülmektedir. 750 s ve 1300 s ise alt yüzeyde önceki çalışmalarda ortaya çıkan gaz sütunu benzeri yapı oluşmuş ve sıcaklık artmıştır. Yani tuğlanın sıcaklığı alt yüzeyden yükselen havanın sıcaklığı ile artmaktadır.



Şekil 4.34 : Düzlem 1, hız vektörü, t=1300 s, 1/4.

Dolayısıyla tuğla sıcaklığını artırabilmek için yapılması gereken gaz sütunu olarak adlandırılan akış yapısını daha önce oluşturmaktır. Bunun için ise alt yüzeyin sıcaklığının artılmalıdır. Kavite duvarlarının yayma oranı azaltılırsa Kirchoff Kanun'una göre yayma oranı yutma oranı ile eşit olduğundan kavite duvar sıcaklıkları düşecektir ancak bununla beraber en yüksek sıcaklığa sahip olan yüzey ise daha az ışınım akısı göndereceğinden sıcaklığı yükselecektir. Dolayısıyla düşük yayma oranlı yüzeyler ile bu gaz sütunun oluşumunu hızlandırarak pişirme süresini azaltmak mümkündür.

Model III olarak anılan bu model üzerinde yapılan sayısal çalışmalar özetlenirse,

Tuğladan buharlaşma ile olan kütle ve ısı geçişini modellemek için A.S.Kayıhan (2012) tarafından geliştirilen UDF, mevcut durumda uygulanmaya uygun hale getirilmiş ve geliştirilmiştir.

Farklı yük içerikleri için sayısal çalışma yapılmış her durum için maksimum %5 hata ile sayısal sonuçlar doğrulanmıştır.

Hacim içerisindeki momentum, ısı ve kütle transferi incelenmiş, Model II sonuçlarına dayanılarak ortaya konulan pürüzlü duvar fikrini destekleyici sonuçlar elde edilmiştir.

Sıcak yüzeylerin kavite duvarlarına olan ışınım akısını azaltarak pişirme performansını artırmak adına düşük yayma oranlı yüzey kullanılması fikrini destekleyici sonuçlar elde edilmiştir.

5. YAYMA ORANI – ENERJİ ETKİNLİĞİ İLİŞKİSİ

Model II ve Model III üzerinde yapılan sayısal çalışmalar göstermiştir ki düşük yayma oranlı yüzeyler ile kavite içerisindeki ısı ve kütle transferini artırarak pişirme zamanını düşürmek mümkündür. Bu çalışma başlığı altında da $\epsilon = 0.85$ değerinden $\epsilon = 0.01$ değerine kadar farklı yayma oranları için karşılaştırma yapılmıştır. Bu karşılaştırma çalışmasında Model III için kullanılan sayısal yönteme (WSGGM ile DO yöntemi) ek olarak RIM çalışması da yapılmıştır. Sayısal çözümde 450000 hücre sayısına sahip ağ kullanılmıştır. Karşılaştırma parametresi olarak tuğla sıcaklığının 333 K geldiği an yani pişirme zamanı ele alınmış her durum için de çevrim ve ön ısıtma süreleri göze alınarak enerji tüketim değerleri tespit edilmiştir.

Bilindiği üzere alt ve üst yüzeylerin sıcaklıkları doğrudan ısıtıcı sıcaklıkları ile ilişkilidir, ısıtıcı sıcaklıkları ise çalışma modu ile ilişkilidir. Bu düşünce ile Model II ve Model III için sınır şartı olarak bu yüzeylerin sıcaklıkları kullanılmıştır. Ancak düşük yayma oranı kullanılması durumunda bu yüzeyler yaydığı ışınım akısı değişeceğinden sıcaklıkları da değişecektir. Dolayısıyla sınır şartı olarak tüm yayma oranı değerleri için aynı sıcaklık değerlerini kullanmak mümkün değildir. $\epsilon = 0.85$ durumu için elde edilen sınır şartlarını kullanarak RIM ve DO ile bir sayısal çalışma yapılmış ancak $\epsilon = 0.20$ durumu için sonuçlar sayısal değerler ile doğrulanamamakla beraber düşük yayma oranı kullanılarak elde edilmesi beklenen iyileştirme elde edilmemiştir. Sonuç olarak $\epsilon = 0.20$ ve $\epsilon = 0.85$ durumları için sayısal çalışmalar yürütülmüş ve tek değişim yayma oranı olduğundan alt ve üst yüzeyler için sıcaklığın değişimi sadece zamanın değil yayma oranının fonksiyonu olarak da ifade edilmiştir. Bu da bir UDF ile ticari yazılıma verilmiştir. Söz konusu fonksiyonun açık ifadesi

$t_1 = -150.0 * \epsilon + 190.0$ $\quad t_2 = -330.0 * \epsilon + 620.0$

$t_3 = -1017.0 * \epsilon + 1661.0$ $\quad t_4 = -1153.8 * \epsilon + 2050.8$, olmak üzere

$0 < t < t_1$ aralığında

$$T(\epsilon, t) = 296.0 \qquad (\mathbf{5.1})$$

$t_1 < t < t_2$ aralığında

$$T(\epsilon,t) = \left(\frac{160 * \epsilon - 264}{180 * \epsilon - 430}\right) * t + (106 + 150 * \epsilon) * \left(\frac{160 * \epsilon - 264}{180 * \epsilon - 430}\right) \quad (\mathbf{5.2})$$

$t_2 < t < t_3$ aralığında

$$T(\epsilon,t) = \left(\frac{-76.92 * \epsilon + 165}{-687 * \epsilon + 1041}\right) * t + (722.39 * \epsilon - 938.0) * \left(\frac{-76.92 * \epsilon + 165}{-687 * \epsilon + 1041}\right) \quad (\mathbf{5.3})$$

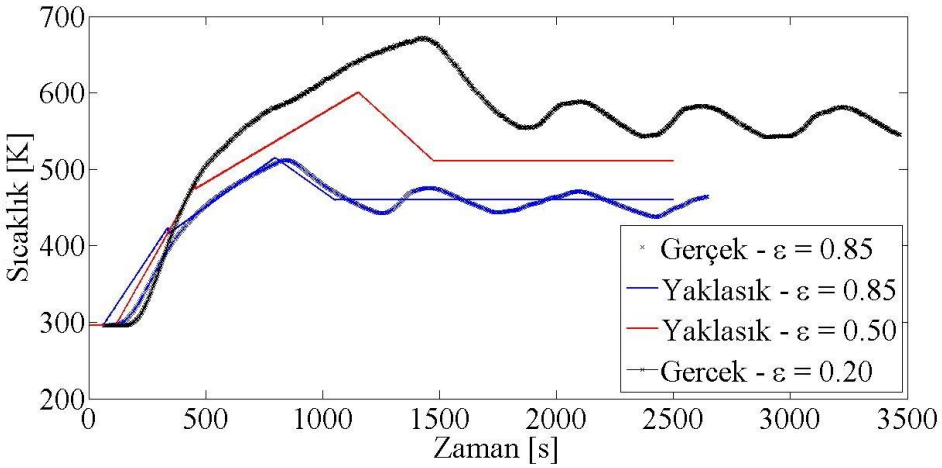
$t_3 < t < t_4$ aralığında

$$T(\epsilon,t) = \left(\frac{-83.11 * \epsilon + 125.7}{136.8 * \epsilon - 369.8}\right) * t + (772.39 * \epsilon - 938.0) * \left(\frac{-83.11 * \epsilon + 125.7}{136.8 * \epsilon - 369.8}\right) \quad (\mathbf{5.4})$$

$t > t_4$ aralığında

$$T(\epsilon,t) = \left(\frac{-83.11 * \epsilon + 125.7}{136.8 * \epsilon - 369.8}\right) * t + (772.39 * \epsilon - 938.0) * \left(\frac{-83.11 * \epsilon + 125.7}{136.8 * \epsilon - 369.8}\right)\Big|_{t_5} \quad (\mathbf{5.5})$$

Sıcaklık, yayma oranı ve zamanın bir fonksiyonu olarak lineer fonksiyonlar ile ifade edilmiştir.

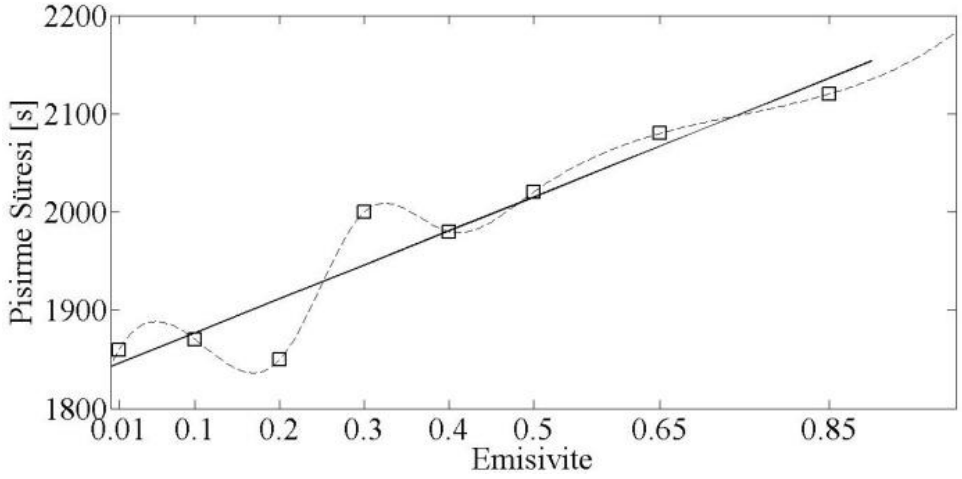


Şekil 5.1 : Gerçek ve yaklaşık yüzey sıcaklıkları.

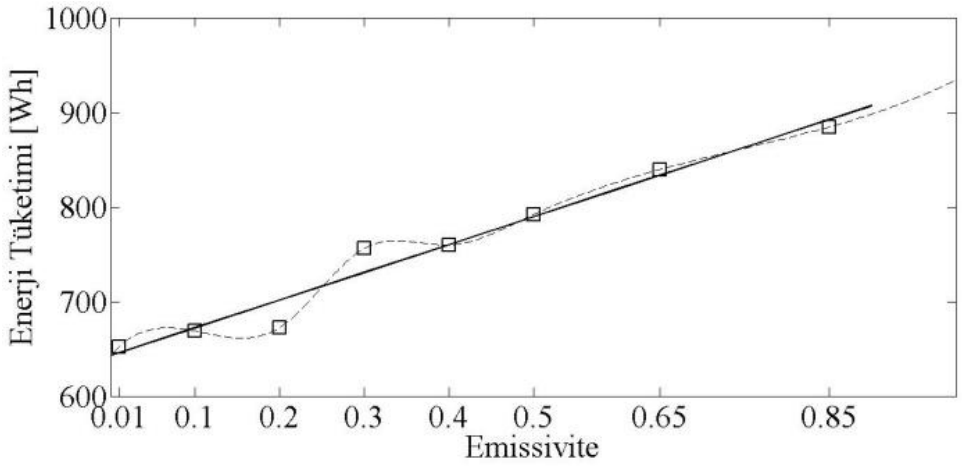
Beklenildiği üzere yayma oranı düşmesi ile Model III'te açıklanan sebeplerden ötürü yüzey sıcaklığı da yükselmiştir. Yayma oranı ve zamana bağlı olan bu değişim de grafikteki gibi ifade edilmiştir.

Çevrim bölgesindeki salınımlar yaklaşımda bulunmamaktadır. Model III'deki sonuçlar göstermiştir ki ön ısıtma evresinden sonra sınır şartları zamana göre

değişmekle beraber sıcaklık alanı ve hız alanı önemli değişim göstermemektedir. Bu nedenle bu bölgede sıcaklığın belirli bir değere set edildiği kabulünü yapmak mümkündür.

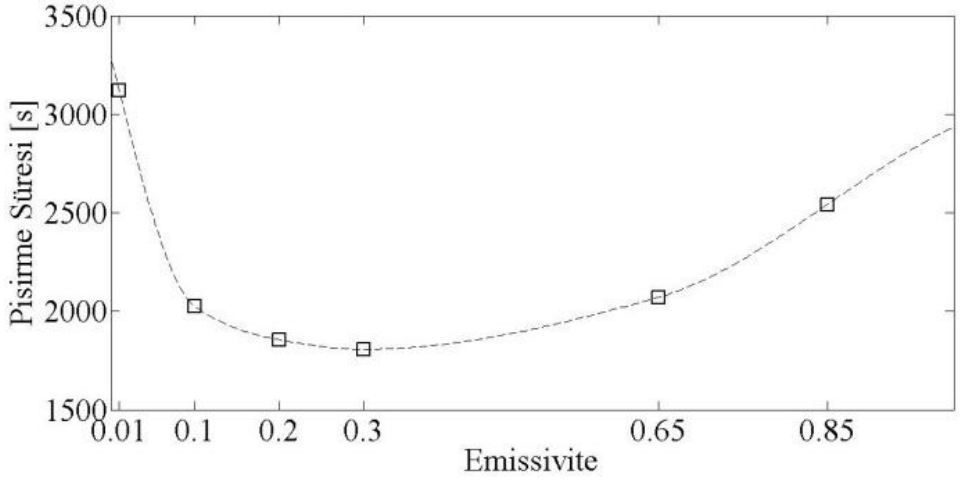


Şekil 5.2 : Yayma oranı – pişirme süresi ilişkisi (DO)

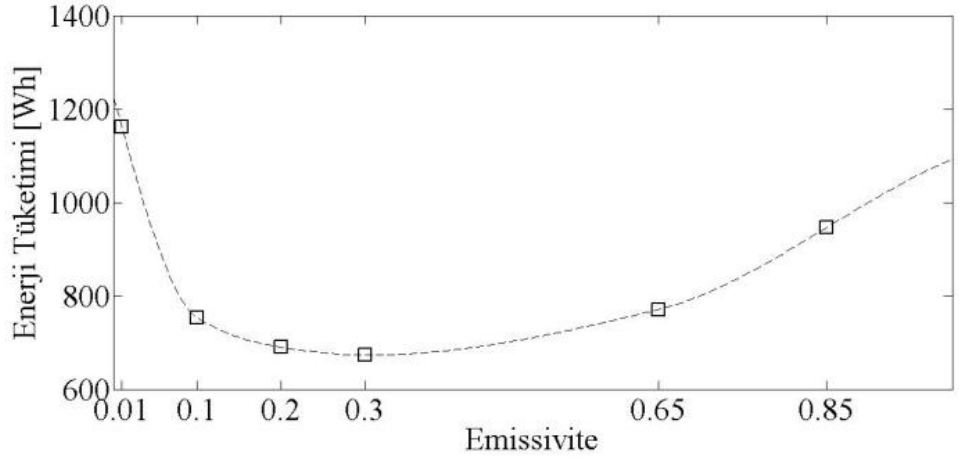


Şekil 5.3: Yayma oranı – enerji tüketimi ilişkisi (DO).

DO için 8, RIM için de 6 farklı yayma oranı değeri için sayısal çalışmalar yürütülmüştür. Sonuçlardan görüleceği üzere düşük yayma oranı değerleri için RIM ve DO farklı sonuçlar vermiştir. Işınım toplam olarak yüzey ışınımı ve gaz ışınımı olarak ikiye ayrılırsa, düşük yayma oranı değerlerinde gaz ışınımı baskın olacaktır. Bu nedenle de RIM sonuçları için $\epsilon = 0.3$ değerinin altında görülen sonuçlar fiziksel olarak gerçekci bulunmamıştır.



Şekil 5.4 : Yayma oranı – pişirme süresi ilişkisi (RIM).

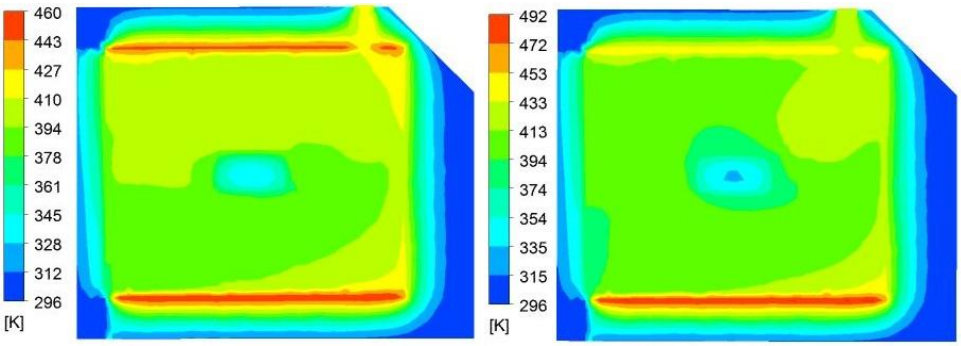


Şekil 5.5 : Yayma oranı – enerji tüketimi ilişkisi (RIM).

Normal şartlar altında düşen yayma oranı ile ısıtıcı sıcaklığının arttığı bilinmektedir, bu kavite içerisindeki kuru hava-su buharı karışımının sıcaklığını da yükseltecek ve karışımın yutma katsayısı da artarak daha çok ışınımı yutup sıcaklığı daha kısa bir sürede artacaktır. Bu da pişirme süresini kısaltacaktır. Ancak sunulmuş olan nedenden dolayı RIM sonucunda bunun tersi bir durum gözlenmektedir. Sonuç olarak karşılaştırma için DO sonuçları ele alınmıştır.

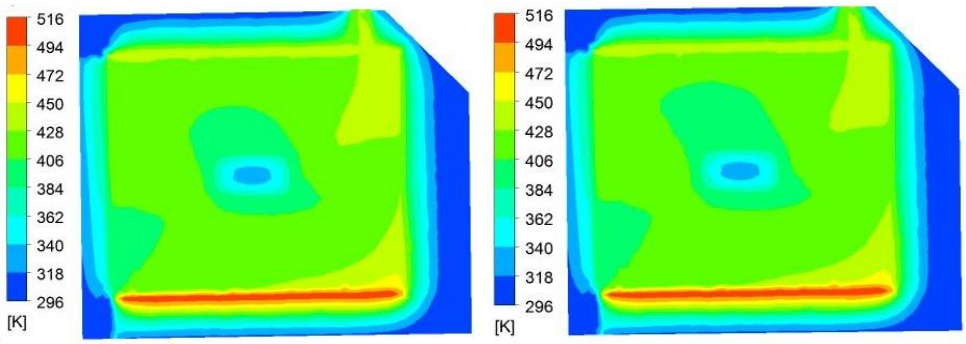
Grafikten görüleceği üzere $\epsilon = 0.4$ değerine dek lineer bir değişim görülmesine rağmen bu değerin altında salınımlar meydana gelmiştir. Daha önce belirtildiği üzere düşen yayma oranı ile yutma katsayısı artarak pişirme hızlanmaktadır. Ancak bununla beraber tuğladan daha yüksek sıcaklıkta olan ve yayma oranı düşürülmüş yüzeyler tuğlaya daha düşük ışınım yaymaktadır. Bu da pişirme performansını olumsuz etkileyen bir durumdur ki $\epsilon = 0.4$ değerinin altında bu iki etkinin birbirine üstün gelmesi nedeniyle söz konusu salınımlar meydana gelmiştir. Örneğin $\epsilon = 0.3$

değeri için pişirmenin olumsuz etkilendiği görülmüştür ki burada azalan ışınım akılarıyla oluşan olumsuz etkinin, yutma katsayısının artmasıyla oluşan olumlu etkiyi baskıladığı görülmüştür. $\epsilon = 0.2$ değerinde ise tam tersi bir durum söz konusu olmuş ve pişirme süresi oldukça azalmıştır. Daha düşük değerlerde ise yutma katsayısının artmasıyla oluşan olumlu etki baskın olmuş ve pişirme süresi azalmıştır. Daha düşük değerlerin $\epsilon = 0.2$ durumuna göre daha kötü bir pişirme performansı sunmasının nedeni ise yüzeylerin oldukça düşük ışınım yayması ile açıklanabilir. Sonuçları yorumlanmış olan tüm çalışmalar Model III geometrisi içi yapılmıştır ancak belirtmek gereklidir ki ortaya çıkan salınımların yeri ve genliği ya da daha genel bir ifade ile yayma oranı ile pişirme süresi ilişkisi pişirme yapılan hacmin geometrisine, çalışma moduna doğrudan doğruya bağlıdır. Bu nedenle de yayma oranı ve pişirme süresi arasında genel geçer bir ilişki vermek olanaksızdır. Her bir durum için pişirme anındaki sıcaklık kontürleri aşağıda verildiği gibidir.

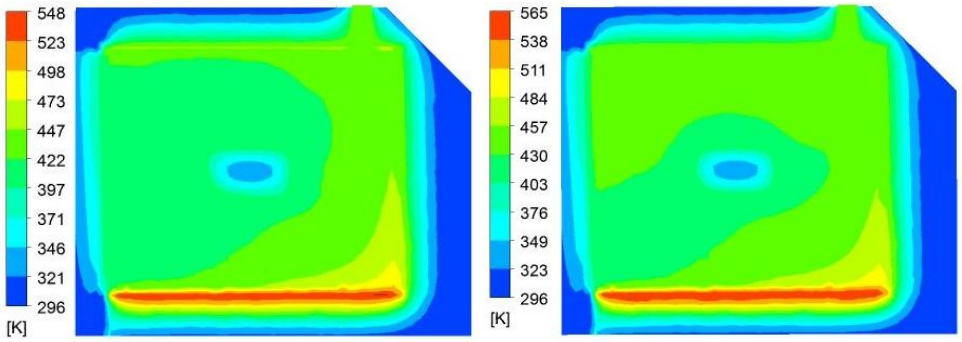


Şekil 5.6 : Pişirme Anı, $\epsilon = 0.85$ (sol), $\epsilon = 0.65$ (sağ).

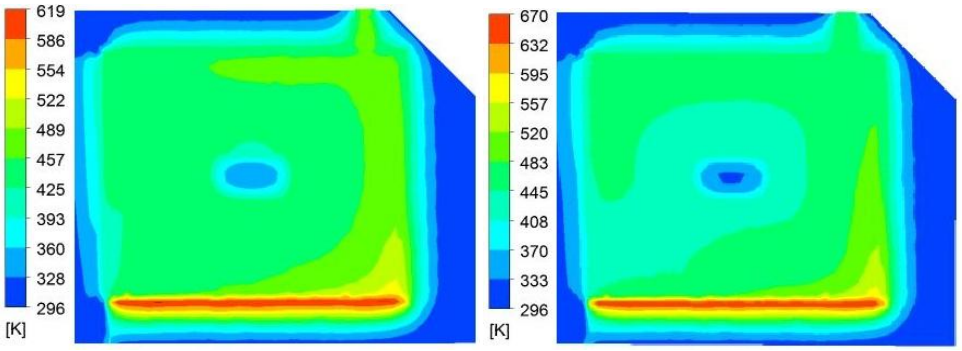
Görüleceği üzere yayma oranının düşmesi ile kavite içerisindeki sıcaklıkları artmıştır. Bu karışımın yutma katsayısını artırarak kavite içerisindeki ısı ve kütle transferini olumlu olarak etkilemiştir.



Şekil 5.7 : Pişirme Anı, $\epsilon = 0.5$ (sol), $\epsilon = 0.4$ (sağ).



Şekil 5.8 : Pişirme Anı, $\epsilon = 0.3$ (sol), $\epsilon = 0.2$ (sağ).



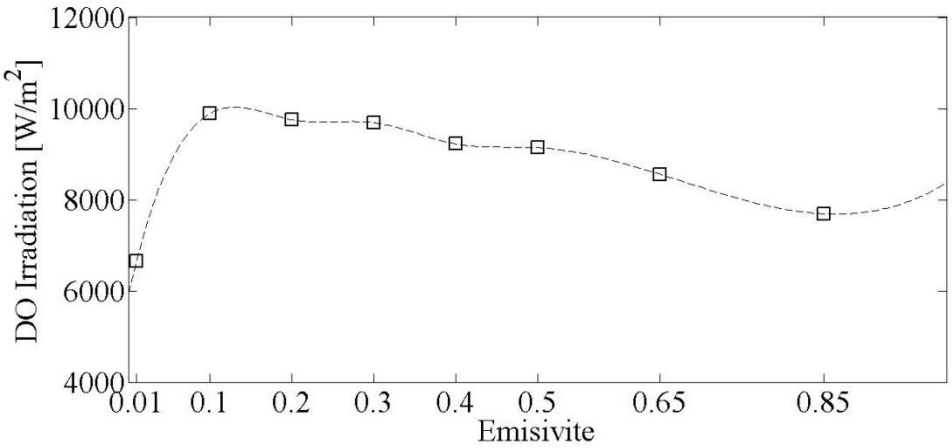
Şekil 5.9 : Pişirme Anı, $\epsilon = 0.1$ (sol), $\epsilon = 0.01$ (sağ).

Ayrıca artan sıcaklık ile kaldırma kuvvetleri de artmış bu da Model III'de bahsedildiği üzere sadece tuğlanın alt bölgesinde yüksek hızlar değil tuğla etrafında da yüksek hızlar oluşturmuştur ki yayma oranı değeri düştükçe tuğlanın etrafındaki sıcaklık alanı homojenleşmiştir.

Farklı yayma oranı değerlerinin fırının pişirme performansına etkisinin önemli bir diğer ölçütü olarak da tuğla bölgesindeki ortalama ışınıma maruz kalma değeri yani Do gelen ışınım olduğu kabul edilmiştir. 8 farklı yayma oranı ve kontürlerin verildiği an için bu değer aşağıdaki gibidir. Görüleceği üzere düşen yayma oranı ile sıcaklıklar artmış dolayısıyla da tuğla daha fazla ışınıma maruz kalmıştır. Ancak yayma oranının 0.01 olduğu durum için yüzeyler çok az ışınım yaydığından bu değer azalmıştır. Buna rağmen $\epsilon = 0.01$ durumunda iyileştirme elde edilmesinin sebebi ise yine de yok sayılamayacak orandaki ışınıma ek olarak diğer durumlara oranlara çok yüksek sıcaklıklar nedeniyle taşınım ile kütle ve ısı geçişini artmasıdır.

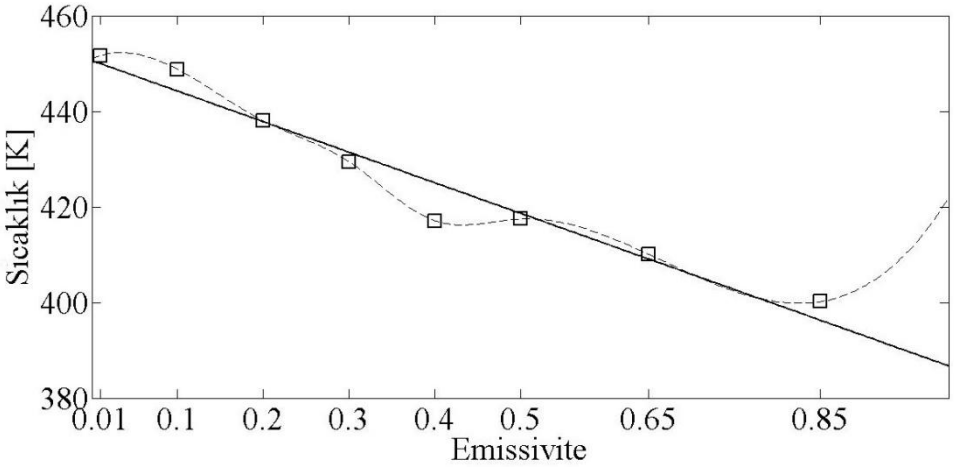
Farklı yayma oranı değerleri için verilen kavite içerisindeki hız, sıcaklık ve türbülans kinetik enerjilerinin değişimi sıcaklık kontürleri üzerinde gidilerek yapılan yorumları doğrulamaktadır. Yayma oranının düşmesiyle beraber sıcaklık artmış, kaldırma kuvveti artmış diğer bir deyişle akış daha türbülanslı hale gelmiş ve sonuç olarak da

hızlar artmıştır. Bu sonuç göstermektedir ki ışınımla ısı geçişinde bulunan türbülanslı bir akışı incelerken ışınım ve taşınımı ayrı düşünmek olanaksızdır. Varılan bu sonuç da Model I'de elde edilen DO'nun kullanılması gerekliliğini bir kez daha ortaya koymaktadır.

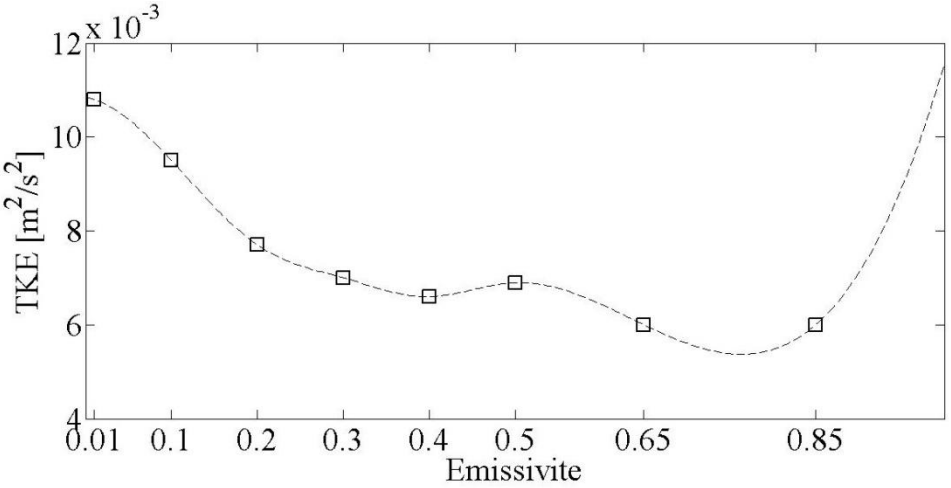


Şekil 5.10 : Yayma oranı – DO gelen ışınım ilişkisi.

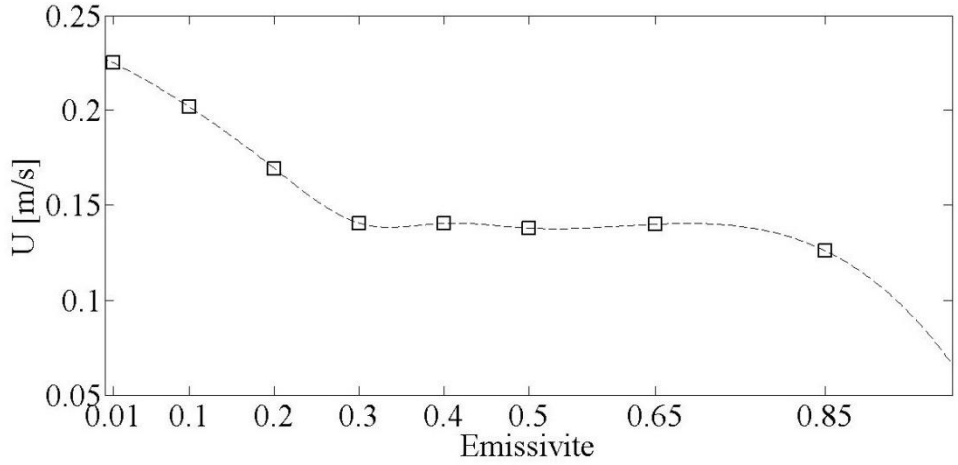
Kavitedeki ortalam sıcaklık, hız ve türbülans kinetik enerjisinin değişimi ise,



Şekil 5.11 : Yayma oranı – sıcaklık ilişkisi.



Şekil 5.12 : Yayma oranı – türbülans kinetik enerjisi ilişkisi.



Şekil 5.13 : Yayma oranı – hız ilişkisi.

Özetlemek gerekirse bu tez çalışmasının son başlığında Model I, II ve III'ten elde edilen bilgiler ışığında pişirme yapılan bir hacimdeki ısı ve kütle transferini artırabilmek için düşük yayma oranlı yüzeyler kullanılmış ve pişirme zamanında %10'a varan bir iyileşme sağlanmıştır. RIM ve DO metodları karşılaştırmalı olarak incelenmiş ve önceden elde edilen sonuçlara paralel olarak DO yönteminin ışınımın modellenmesinde daha uygun bir yöntem olduğuna karar verilmiştir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında içerisinde nem kaynağı bulunan bir hacimdeki 3 boyutlu, sınır şartları zamana bağlı, ışınımla ısı geçişinde bulunan türbülanslı bir akış ele alınmıştır. Bu çalışmada incelenen konular ise,

- Su buharı konsantrasyonu transport denkleminin başlangıç şartına göre ışınımın modellenmesindeki farklılıklar
- Farklı ışınım modellerine göre hacim içerisindeki akışın yapısı
- Gözenekli ortamdaki suyun buharlaşmasının kaynak terimi olarak modellenmesi
- Sıcaklık ve derişiklik farkıyla oluşan kaldırma kuvvetinin türbülanslı akışa etkisi
- Yüzey yayma oranının, enerji tüketimine, pişirme zamanına, hacim içerisindeki akışa etkisi

Deneysel sonuçlar ile doğrulanan sayısal çalışmalar sonucunda ise şu sonuçlar elde edilmiştir.

- Su buharı konsantrasyonu arttıkça, gaz ışınımı önemli olmaktadır. Bu nedenle de nemli ortamdaki bir akış incelenirken DO ile ışınımın modellenmesi gerekmektedir.
- Kuru hava kabulu yapılabilecek durumlarda ise DO yöntemini kullanmak hem hesaplama zamanı açısından olumsuz bir durum yaratmakta hem de DO sonuçları RIM'e oranla deneysel sonuçlardan daha uzak çıkmaktadır. Bu nedenle kuru hava söz konusu olduğunda RIM kullanılmalıdır.
- Su buharı konsantrasyonundan bağımsız olarak pişirmeyi modellemek için kullanılan tuğla yüzeylerine su buharı için çözülen denkleme ait olarak "coupled" sınır şartı verilemediğinden bu yüzeyler "interior" olarak tanıtılmak durumundadır.

- Tuğla yüzeyleri duvar olarak tanıtılmadığında ve RIM kullanıldığında bu yüzeyler ışınımla ısı geçişine katılmadığından, RIM ile pişirme gerçekci olarak modellenememektedir.
- Karışımın yutma katsayısının tayini için WSGGM'ini kullanmak mümkündür.
- Kayıhan (2011) tarafından geliştirilen UDF, düzeltme katsayısı dikkate alınmak kaydıyla daha kompleks problemler için kullanılmaya uygundur.
- Sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki farkın tuğlanın gözenekli yapısını tanımlarken kullanılan özelliklerin ölçümlerden değil literatürden alınmış olmasından kaynaklandığını savunmak mümkündür.
- Mevcut UDF, bu tez çalışmasında belirtilen iyileştirme ile kullanıldığı takdirde daha düşük hücre sayısı ile çalışarak deneysel veriler ile daha tutarlı sonuçlar elde etmek mümkündür.
- Yüzey yayma oranı düşürülerek pişirme performansını iyileştirmek mümkündür.
- Yayma oranı düştükçe hacim içerisindeki sıcaklık ve hız artmaktadır. Akış daha türbülanslı hale gelmektedir ki bu da pişirme performansını olumlu etkileyen bir durumdur.
- Akış ile temas eden yan yüzeylerin pürüzlülüğünü artırıp pişirme performansını artırmak mümkündür.

İleriki çalışmalara konu olabiliecek bazı öneriler ise,

- Tüm sayısal çalışmalar hacim içerisinde doğal konveksiyonun baskın olduğu durum için gerçekleştirilmiştir. Yayma oranının pişirme performansına olan etkisi hacim içerisindeki akışın ek olarak fan ile de sağlandığı durum için incelenmelidir.
- Kullanılan UDF'te bulunan düzeltme katsayısı temel olarak iki sebep ile kullanılmaktadır. İlki gradyenin düzeltilmesi, ikincisi ise gradyenin bir karakteristik uzunluk alınarak tek yönlü alınmasıdır. UDF tuğlanın her yönünde akı hesaplayacak şekilde genişletilebilir.
- Şayet programlama zorulukları nedeniyle çok yönlü akı hesabı söz konusu değilse düzeltme katsayısının daha parametrik bir çalışma ile problemin başlangıç şartına yani su buharı konsantrasyonuna bağlanması daha da iyi bir modelleme sağlayabilir.

- Su buharı konsantrasyonu temel alınarak yapılan iyileştirme yeterli olmadığı takdirde ise bu katsayının hacim içerisindeki anlık sıcaklık ile ilişkili olduğu iddiası öne sürülebilir ki bu da anlık sıcaklığa bağlı olarak düzeltme katsayısının değiştirilmesinin denenebileceğini ortaya koymaktadır.
- Alt ve üst ısıtıcıyla temas eden ve sıcaklıkları ısıtıcılarla doğrudan ilişkili olan yüzeyler için sıcaklık sınır şartı girilmiştir. Ancak yayma oranı değişikliği gibi ısıtıcıların çalışma modunu değiştiren bir değişiklikte aynı sınır şartı ile farklı durumları modellemek mümkün değildir. Bu durumu ortadan kaldırmak için ısıtıcıların "bölge"lerine ısı üretimleri enerji denklemine kaynak terimi olarak eklenebilir. Bu şekilde sayısal model daha genel bir hal alacaktır.
- Yukarıdaki önerme ile ilintili olarak ısıtcıların çevrim bölgesinde açılıp kapanmaları nedeniyle enerji denklemine süreksiz bir terim eklenmesi söz konusu olacaktır. Bu durum da ilerideki çalışmalar da sayısal modellemede zorluklara sebep verebilir. Bunu ortadan kaldırmak için ısıtıcılardan gerçekleşen ısı üretimi sürekli fonksiyonlar ile örneğin Güç serisi ya da Fourier serisine açılarak verilebilir.

Bu tez çalışması süresince aşağıdaki bilimsel yayınlar yapılmıştır.

1. Model I üzerindeki sayısal ve deneysel çalışmalar ile "Experimental and numerical investigation of coupled heat and mass transport in a participating medium, Isik O, Temel O, Onbasioglu S.U., 7th International Symposium on Radiative Transfer"
2. Model II sonuçlarına dayanarak yapılan iyileştirmeler ile ilgili olarak "Investigation of different wall profiles on energy consumption and baking time in domestic ovens, Isik O., Temel O., Celik A., Sari T., Onbasioglu S.U., Experimental Fluid Mechanics Conference 2012, Czech Rebuplic"
3. Model II bölümdeki nem kaynağı olmadığı durumdaki sayısal çalışma ve pişirme performansını iyileştiren bir tasarım ile ilgili olarak da "Developing a New Design to Improve Radiation Heat Transfer in an Oven-Like Cavity, O. Temel, O. Isik, S.U. Onbasioglu, 9th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics"

KAYNAKLAR

[1] **G.V. Kuznetsov, M.A. Sheremet,** 2008, Conjugate heat transfer in an enclosure under the condition of internal mass transfer and in the presence of the local heat source, International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009) 1–8

[2] **H. Bouali, A. Mezrhaba, H. Amaoui, M. Bouzidi**, 2000, Radiation—natural convection heat transfer in an inclined rectangular enclosure, International Journal of Thermal Sciences 45 (2006) 553–566

[3] **GABRIEL N. SCHENKER and BRUNO KELLER**, 1995, Line-by-line calculations of the absorption of infrared radiation by water vapor in a box shaped enclosure filled with humid air, Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 38, No. 17, pp, 3127 3134, 1995

[4] **G.V. Kuznetsov, M.A. Sheremet,** 2009, Conjugate natural convection with radiation in an enclosure, International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009) 2215–2223

[5] **K.S. Reddy, N. Sendhil Kumar,** 2008, Combined laminar natural convection and surface radiation heat transfer in a modified cavity receiver of solar parabolic dish, International Journal of Thermal Sciences 47 (2008) 1647–1657

[6] **A. Mezrhab, H. Bouali, H. Amaoui, M. Bouzidi,** 2006, Computation of combined natural-convection and radiation heat-transfer in a cavity having a square body at its center, Applied Energy 83 (2006) 1004–1023

[7] **Bittagopal Mondal, Subhash C. Mishra,** 2009, Simulation of Natural Convection in the Presence of Volumetric Radiation Using the Lattice Boltzmann Method, Numerical Heat Transfer, Part A, 55: 18–41, 2009

[8] **Daniel R. Rousse,** 2000, Numerical predictions of two-dimensional conduction, convection, and radiation heat transfer. I. Formulation, Int. J. Therm. Sci. (2000) 39, 315–331

[9] **R. Capdevila, O. Lehmkuhl, G. Colomer and C.D. Perez-Segarra,** 2012, Study of turbulent natural convection in a tall differentially heated cavity filled with either non-participating, participating grey and participating semigrey media, 2012 *J. Phys.: Conf. Ser.* **395** 012155

[10] **M.W. Glass.,** 1995, "Chaparral - A library package for solving large enclosure radiation heat transfer problems". Sandia National Laboratories. Albuquerque, NM. 1995

[11] **M.F. Cohen and D.P. Greenberg**., 1985, "The Hemi-Cube: A Radiosity Solution for Complex Environments". Computer Graphics. Vol. 19, No. 3. pp. 31-40. 1985.

[12] **G. D. Raithby and E. H. Chui.,** 1990, A Finite-Volume Method for Predicting a Radiant Heat Transfer in Enclosures with Participating Media. J. Heat Transfer, 112:415-423, 1990.

[13] **E. H. Chui and G. D. Raithby.,** 1993, Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method. Numerical Heat Transfer, Part B, 23:269-288, 1993.

[14] **J. Y. Murthy and S. R. Mathur.,** 1998, A Finite Volume Method For Radiative Heat Transfer Using Unstructured Meshes. AIAA-98-0860, January 1998.

[15] **T. F. Smith, Z. F. Shen, and J. N. Friedman**., 1982, Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model., J. Heat Transfer, 104:602-608, 1982.

[16] **A. Coppalle and P. Vervisch.,** 1983, The Total Emissivities of High-Temperature Flames., Combustion and Flame, 49:101-108, 1983.

[17] **JP Abraham, EM Sparrow,** 2004, A simple model and validating experiments for predicting the heat transfer to a load situated in an electrically heated oven, JP Abraham, EM Sparrow - Journal of food engineering, 2004 - Elsevier

[18] **N. Chhanwala, A. Anishaparvina, D. Indranib, K.S.M.S. Raghavaraoc, C. Anandharamakrishnana,** 2010, Computational fluid dynamics (CFD) modeling of an electrical heating oven for bread-baking process, Journal of Food Engineering, Volume 100, Issue 3, October 2010, Pages 452–460

[19] **Micael Bouleta, Bernard Marcosa, Michel Dostieb, Christine Moresolic,** 2010, CFD modeling of heat transfer and flow field in a bakery pilot oven, Journal of Food Engineering Volume 97, Issue 3, April 2010, Pages 393–402

[20] **A.S. Kayıhan,** 2012, İçinde Nem Kaynağı Bulunan Isıtılan Hacimlerde Isı ve Kütle Geçişinin Havalandırma İle İlişkilendirilmesi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2012 Nisan

[21] **Launder, B.E. & D.B. Spalding**, 1974, "The numerical computation of turbulent flows", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3 (2): 269-289, 1974

[22] **S. A. Kayıhan, S.U. Onbasioglu,** 2012, Modeling of Simultaneous Heat and Mass Transfer in a Cavity with a Humidity Source, Proceedings of the 9 th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Malta, 16-18 July, 2012

[23] **FLUENT**, 2006a. Fluent 6.3 User's Guide. Fluent.Inc, Lebanon.

[24] **SU Onbaşıoğlu,** 2012, TÜBİTAK 111M048 Proje Raporu, İkinci Dönem, 2012

[25] **H K Versteeg, W Malalasekera,** 2007, An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method, Second Edition, 2007

[26] **O Temel, Ö Işık, SU Onbaşıoğlu,** 2012, Developing a New Design to Improve Radiation Heat Transfer in an Oven-Like Cavity, 9th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 2012

EKLER

EK A : Malzemelerin termofiziksel özellikleri

Çizelge A.1 : Malzemelerin özellikleri

Malzeme	$\rho(kg/m^3)$	$C_p(J/kg.K)$	$k\ (W/m.K)$
Cam	2700	840	1.4
Çelik Saç	7800	500	54
Yalıtım	128	1000	0.057
Tuğla	550	800	0.09

EK B : Tuğlanın poroz yapısını tanımlayan değerler

Çizelge B.1 : Tuğla porozitesine ait değerler

	Viskoz Direnç (m^{-2})	Atalet Direnci (m^{-1})	Porozite
Tuğla	$3.33\ x\ 10^{11}$	50	0.2

EK C : Model I, II ve II için yüzeylerin yayma oranları

- RIM ile yapılan sayısal çalışmalarda tuğla yüzeylerinin yayma oranı değeri 0.7 olarak literatürden alınmıştır.
- Löve ile kaplı olan camın yayma oranı 0.6 olarak alınmıştır.
- Kavite iç yüzeylerinin yayma oranı özgün tasarım için 0.85 olarak alınmıştır. Ancak düşük yayma oranı çalışmalarında ısıtıcıların aynı yayma oranında kalacağı düşünüldüğünden, üst yüzeyin yayma oranı ısıtıcı alanı dikkate alınarak hesaplanılmıştır.
- Model I için ise alüminyum yüzeyler kullanılmıştır. Yayma oranı değeri de literatürden 0.2 olarak alınmıştır.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Orkun Temel

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul - 08.09.1989

Adres: Üsküdar Cd. Orhantepe Mah. Yücel Sitesi 24/4 Kartal-İstanbul

Lisans: Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR:

- Isik O, **Temel O**, Onbasioglu S.U., Experimental and numerical investigation of coupled heat and mass transport in a participating medium, 7th International Symposium on Radiative Transfer
- Sari T., Celik A., Isik O., **Temel O**. and Onbasioglu S.U., Effects of Insulation Parameters on The Energy Consumption in Domestic Ovens and The Most Efficient Insulation Design, EPJ Web of Conferences, Cilt 45, 2013, Doi :http://dx.doi.org/10.1051/Epjconf/20134501019
- Isik O., **Temel O**., Celik A., Sari T., Onbasioglu S.U., Investigation of different wall profiles on energy consumption and baking time in domestic ovens, EPJ Web of Conferences, Cilt 45, 2013, Doi : http://dx.doi.org/10.1051/Epjconf/20134501044
- **O. Temel,** O. Isik, S.U. Onbasioglu, Developing a New Design to Improve Radiation Heat Transfer in an Oven-Like Cavity, 9th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, July of 2012