

FIRIN İÇİ MOMENTUM VE ISI TRANSFERİ MEKANİZMALARININ NUMERİK İNCELENMESİ

Numerical Analysis Of Heat Transfer And Momentum Mechanisms In Oven

Burak KİŞİN
Mahmut BURHAN
Okyay DEDE
Kağan İLERİ
Canberk ÇELİK
A. Alper ÖZALP

ÖZET

Bu çalışmada amaç, çok tepsili endüstriyel fırının günümüz ihtiyaçları olan en az elektrik tüketimi ile en fazla verimi alma ve bunun yanında en homojen pişirme şartlarını oluşturma konusunda analiz ve iyileştirme yapmaktır. Bu amaç doğrultusunda hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan floEFD programı kullanılmıştır. Söz konusu analiz turbo fanlı, elektrikli ısıtıcı, 10 tepsili endüstriyel bir fırın üzerinden gerçekleştirilmiştir. Analizde, fırın içi hava dağılımı, tepsiler üstündeki eş-sıcaklık eğrileri, tepsilerdeki en düşük – en yüksek sıcaklık değerleri, fırın içi hava akış yönelimleri gibi sonuçlar elde edilmiştir. Bunun sonucu olarak ise hava basma-emme ağız tasarımları, fan seçimi, ısıtıcı gücü yeterliliği gibi pek çok konuda hem bilgi edinilmiş hem de ileride yapılabilecek iyileştirmeler için veriler elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Endüstriyel fırın, HAD, floEFD, Enerji Verimliliği

Abstract

The aim of this study to catch current trend of world about industrial oven which is efficiency about electricity, homogeneous baking standart. floEFD, a cfd program, used for this purpose. Our main interest and analysis material is a 10-tray with an electric heater and turbo fan. Results of the analysis are air distribution in oven, iso-temp. curves on the tray, max and min temp., etc. On the other hand, we gather various of data for optimisation and improvement for the future studies.

Key Words: Industrial oven, CFD, floEFD, Energy efficiency

1. GİRİŞ

Fırının ısı performansının artırılması, içindeki sıcaklık dağılımının homojenleştirilmesi geçmişte başlayıp, günümüzde hala üzerinde çalışılan bir konudur. Özellikle günümüzde uluslararası standartlarla fırınların enerji sınıflarının belirlenmeye başlanması, elektrikli fırın üreticilerini düşük enerji tüketimine sahip fırınlar üretmeye yönlendirmektedir. Bunun yanında kullanıcının istekleri doğrultusunda sıcaklık dağılımının, pişirmenin mümkün olduğunca homojen olması da fırın performansı açısından önemli bir noktadır.

Endüstriyel fırınlar termal süreç olarak ele alınırlar ve termodinamiğin birinci ve ikinci yasası kapsamında sürekli akışlı sistemler olarak analiz edilirler. Endüstriyel fırınlarda gerçekleştirilen iyileştirmeler ile birlikte fırınlarda yapılan enerji ve ekserji analizleri literatür taramasının kapsamını oluşturmuştur.

Endüstriyel fırınlarda harcanan enerjinin önemli bir kısmı kayıp olarak gerçekleştiği için kayıpların azaltılması ve maksimum enerjinin iş görebilmesi için yapılan iyileştirme projeleri enerji verimliliği adına önem arz eden çalışmalardır. Bu nedenle endüstriyel fırınlarda gerçekleştirilen iyileştirmeler ile ilgili literatür taranmıştır. (Vatandaş, 2016)

Fırın üreten firmaların tasarladıkları hava dağıtım kanalı geometrilerinin belirlenmesi amacıyla patent araştırması yapılmıştır. Patent araştırması sonucunda; fanın dönüş yönünden kaynaklanan asimetrik hava dağılımının iyileştirilmesi amacıyla farklı geometrilerde yönlendirme kanatçıklarının kullanıldığı belirlenmiştir. (Kantaş, 2007)

İncelenen çalışmalarda en sık, ısıtıcılardan yayılan ısının fırın duvarları tarafından soğurulup, dışarı yayılmasını önlemek üzere ısıtıcıların etrafına yansıtıcı eleman (yansıtıcı) konulduğu görülmüştür. Yansıtıcı, çeşitli şekillerde ve çeşitli malzemelerde olabilmektedir ve fırından ısı kaybını azaltıp, ısıyı direk yiyeceğin üzerine yoğunlaştırdığı için fırının enerji tüketimini azaltmaktadır. Fırının enerji tüketiminin azaltılması amacıyla yapılan çalışmalarda üzerinde durulan bir konu da fırın duvarlarıdır. Çalışmalarda duvarların ısıtıcılardan gelen ısıyı soğurması sebebiyle oluşan ısı kaybının azaltılması için duvarların yayıcılığı (emissivity) düşük malzemelerden üretildiği gözlenmiştir.

Fırının üzerinde yapılan çalışmalarda, mevcut elektrik direnç şeklindeki ısıtıcılara alternatif olacak ısıtıcı tipleri üzerinde durulmuştur. İncelenen patentlerde, genellikle radyant enerji yayan ısıtıcılar kullanıldığı görülmüştür. Bu ısıtıcılar, yine elektrik direnç şeklinde olabileceği gibi, çeşitli dalga boylarında ışık yayan halojen lambalar da kullanılabilir. Lamba şeklinde ısıtıcıların yaydığı ışığın dalga boyunun yiyecek ve genel olarak pişirme üzerindeki etkileri de bir çalışma konusudur. Farklı dalga boyu bölgelerindeki ışıklarla gerçekleştirilmiş pişirme denemelerinin sonuçları verilmiştir. Fırının enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik çalışmalarda, mevcut elektrik direnç şeklindeki ısıtıcılara alternatif olacak ısıtıcı tipleri üzerinde durulmuştur.

Fırınlarda pişirme performansının belirlenmesi amacıyla oluşturulmuş bir standart bulunmamaktadır. Bu nedenle pişirme performansının iyileştirilmesi amacıyla homojen sıcaklık dağılımı elde etmeye yönelik çalışmalar yapılmaktadır. Homojen sıcaklık dağılımının sağlanması durumunda pişirme sonrasında yiyecek yüzeylerinde benzer kahverengileşmelerin oluşması beklenmektedir. Homojen sıcaklık dağılımının yanı sıra pişirme süresinin kısaltılması da pişirme performansını arttıran bir etkidir.

Literatür araştırması sonucunda, homojen sıcaklık dağılımı elde etmek amacıyla çeşitli hava dağıtım kanallarının tasarlandığı görülmektedir. Hava dağıtım kanalının tasarlanması aşamasında, tasarım sürecinin hızlanmasını sağlamak amacıyla, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yazılımları kullanılmaktadır. Erboven vd. (1999a) hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanarak endüstriyel bir fırındaki sıcaklık ve hız dağılımlarını belirlemiştir. Sayısal çözümde, RNG k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Fırın içindeki ısı transferinin sadece iletim ve taşınım ile olduğu kabul edilmiş, radyasyonla ısı transferi hesaplanmamıştır. Sayısal çözüm ile deneysel çalışmaların sonuçları karşılaştırıldığında; sıcaklık dağılımında %3-8.8, hız dağılımında ise %22 hata yüzdesi olduğu görülmüştür.

Akdağ vd. (2006) yaptığı çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanarak tasarladıkları hava dağıtım kanalı ile homojen pişirme elde edildiği, ayrıca enerji tüketiminde 16Wh ve pişirme süresinde ise 1 dk azalma olduğu belirtilmiştir.

Patent araştırması sonucunda; pişirme performansının artırılması amacıyla tasarlanmış, farklı geometrilerde hava dağıtım kanallarına rastlanmıştır. Patentlerde; hava dağıtım kanallarının geometrileri, yönlendirici parçaların yerleşimi ve geometrileri koruma altına alınmaktadır. Fan dönüş yönünden kaynaklanan simetri probleminin giderilmesi yönlendirici parçaların yerleşiminin ve tasarımının önem taşıdığı görülmektedir. (Pehlivan, 2010)

2. MATERYAL YÖNTEM

2.1.1. floEFD

Mentor Graphics firmasının bir ürünü olan FloEFD, Engineering Fluid Dynamics (EFD) olarak adlandırılan yeni nesil CFD yazılımlarından biridir. FloEFD, katı modelinizi olduğu gibi analizlerde kullanmanıza olanak sağladığı için gereksiz zaman ve efor harcamanızı önler. Kısacası FloEFD, akışkanlar dinamiği uzmanı olmanıza gerek bırakmadan ürün performansını/işlevselliğini artırmanıza ve prototip harcamalarını azaltmanıza yardımcı olur.

FloEFD, SolidWorks, Catia, Inventor, NX ve diğer popüler CAD yazılımlarının arayüzünde çalışan, çok özellikli ve genel amaçlı bir CFD yazılımıdır. FloEFD, üzerine ekleyebileceğiniz “Elektronik Soğutma”, “Yanma” ve “HVAC” modülleri ile çalışmanıza termal analize yönelik özellikleri de katabileceğiniz bir yazılımdır.

2.1.2.YÖNETİCİ DENKLEMLER

Kısmi diferansiyel denklem veya integral formda olan yönetici denklemler (kütle korunumu, momentum korunumu ve enerji korunumu denklemleri) ayrıklaştırılıp matris formuna getirilir.

Kütle korunumu denklemi, bir kontrol hacmi üzerinde kütle dengesi yazılarak geliştirilmiştir.

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

Bu denklemde, akışkanın yoğunluğu ρ ile, zaman t ile, yön tensörü x_i ile, i yönündeki hız u_i ile gösterilmektedir.

Momentum korunumu denklemi Newton'un ikinci yasasının kontrol hacmi üzerinde uygulanmasıyla elde edilir. Momentum denkleminin tensör formda yazılışı aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + B_i + F_i \quad (2)$$

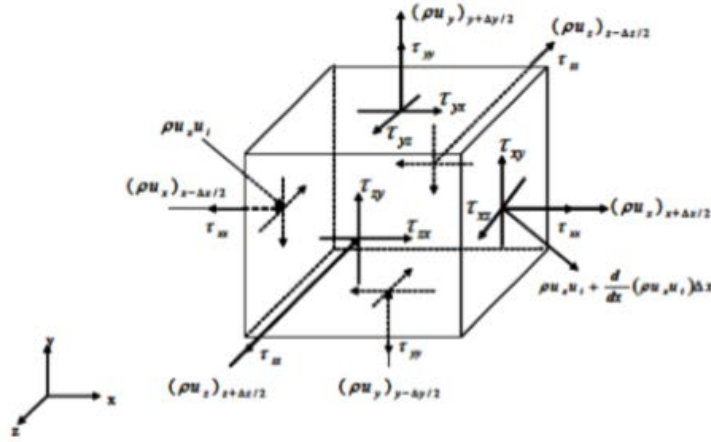
Yukarıdaki denklemde, p basınç, μ dinamik viskozitedir. Navier-Stokes denklemindeki bileşenlerin fiziksel anlamları sol baştan başlayarak; ilk terim kontrol hacmindeki zamana bağlı momentum değişimi, ikinci terim akışkan akısı (ρu_i) ile kontrol hacminden taşınan net momentum'dur. Sağ taraftaki terimler ise baştan itibaren basınç kuvvetini, kesme gerilmesini, doğal taşınım kuvveti ve diğer gövde kuvvetlerini içerir. B_i ve F_i gövde kuvvetleri terimidir. Yüzeğe teğet olarak etkiyen kuvvetlerden oluşan kesme gerilmesi aşağıda belirtildiği gibidir.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial u_l}{\partial x_l} = \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (4)$$

$$\delta_{ij} = 1, i = j \text{ ise}$$

$$\delta_{ij} = 0, i \neq j \text{ ise}$$



Şekil 1. Kontrol Hacmi

Bu çalışmada olduğu gibi, sonlu hacim yöntemi kullandığında, kontrol hacminin tanımının tam olması, kritik önem taşımaktadır. Ayırıklaştırma işleminde ana kısımlardan biri, kontrol hacmi üzerindeki yüzeylerdir. Enerji korunumu denklemi termodinamiğin birinci yasasının bir ifadesidir. Çıkarılışı momentum denkleminin çıkarılışına benzetilmektedir. Enerji denkleminin vektörel formda yazılışı aşağıdaki gibidir;

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \text{div}(k \nabla T) + \varphi \quad (5)$$

3 vizkoz yayılımı (viscous dissipation) ifade eder, Newton akışkanları için aşağıdaki şekildedir;

$$\varphi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] + \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \quad (6)$$

- Boussinesq Yaklaşımı

Isı geçişi nedeniyle oluşan yoğunluk farklarından doğan bir akış göz önüne alındığında, akış, yoğunluk farkının olduğu herhangi bir yer ile çevre ortam arasındaki hidrostatik basınç gradyeni nedeniyle oluşur. Bölgesel kaldırma kuvveti DEFEG olarak hesaplanır. 0 indisi çevre ortamı ifade etmektedir ve bu referans durum ifade edilince, akışkanın yoğunluğu için hal denklemi gerekir.

$$\vec{B} = \vec{g}(\rho - \rho_0) = -\vec{g}(\rho_0 - \rho) \quad (7)$$

Yoğunluğun değişimi, ısı geçişi süresince gözlenen sıcaklık aralığında lineer ise, izobarik hacimsel ısı genleşme katsayısı aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (8)$$

Mevcut akışkanlar ve akış koşulları için, yoğunlukta ani değişimler gözlemlenmediği için, hacimsel ısı genleşme katsayısına (β) yaklaşım şu şekilde olur;

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho - \rho_\infty}{T - T_\infty} = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho - \rho_0}{T - T_0} \quad (9)$$

$$\rho_0 - \rho = \rho \beta (T - T_0) \quad (10)$$

Yoğunluk farkına basit ve uygun bir yol ile yaklaşım bu şekilde belirlenir. Bu yaklaşım, Boussinesq yaklaşımı olarak isimlendirilir.

$$\vec{B} = -\vec{g}(\rho_0 - \rho) = -\vec{g}\rho\beta(T - T_0) \quad (11)$$

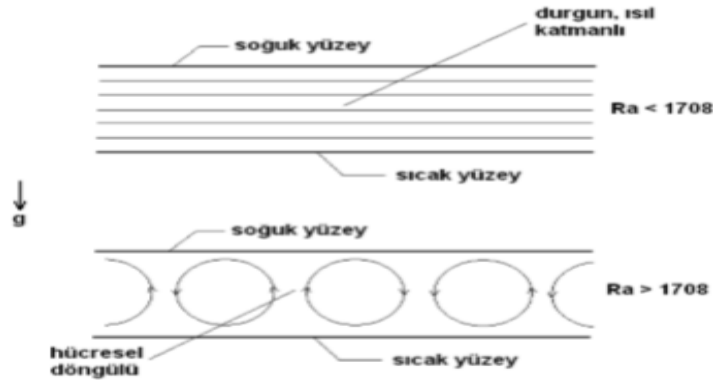
- Kapalı Hacimde Doğal Taşınım

Kapalı hacimde taşınım, sonlu hacimlerde akışkan sistemi, onu çevreleyen bütün duvarlarla ısı-iletişimin karmaşık etkileşimleri sonucu doğmaktadır. Kapalı hacimlerde doğal taşınım geometri ve yönelimde çeşitlilik kazansa da sadece iki bölüme ayrılmaktadır; (1) yan duvarlardan ısıtılan kapalı hacimler (2) alttan ısıtılan kapalı hacimler. Bu ikisinin arasındaki temel fark; oldukça küçük bir sıcaklık farkında bile yan duvarlardan ısıtılan kapalı hacimlerde doğal taşınımın gözlemlenmesidir. Fakat alttan ısıtma yapılan hacimlerde akış hareketinin doğması ve taşınımın olabilmesi için sıcaklık farkının belli bir kritik değeri aşması gereklidir (Bejan, 2004).

Rayleigh sayısı doğal taşınım ile ilgili boyutsuz bir sayıdır. Kaldırma kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı olan Grashof sayısı ile momentum ve ısı yayılım katsayılarının oranı olan Prandtl sayısının çarpımından elde edilir.

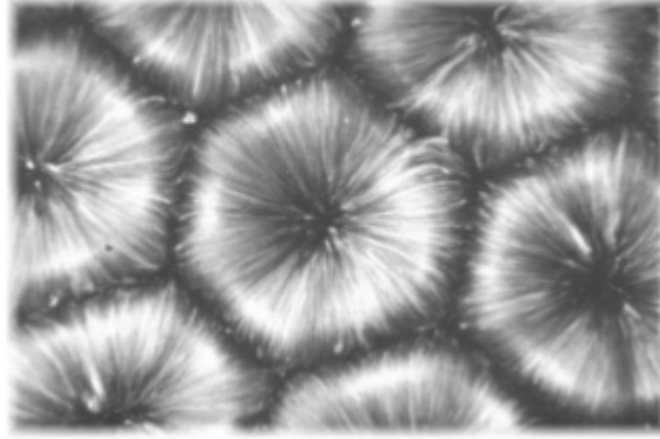
$$Ra = Gr.Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)H^3}{\nu\alpha} \quad (12)$$

Altan ısıtma yapılan, kenar oranı (yükseklik/genişlik) düşük olan bir kapalı hacimde, taşınımın başladığı kritik değer Rayleigh sayısı ile belirlenir. Kritik Rayleigh sayısı $Ra_H \geq 1780$ 'dır. $Ra \approx 1708$ olduğunda akışta iki boyutlu döngüler gözlemlenir. Bu akış yapısı Bénard hücreleri veya Bénard taşınımı olarak isimlendirilir (Bejan, 2004).



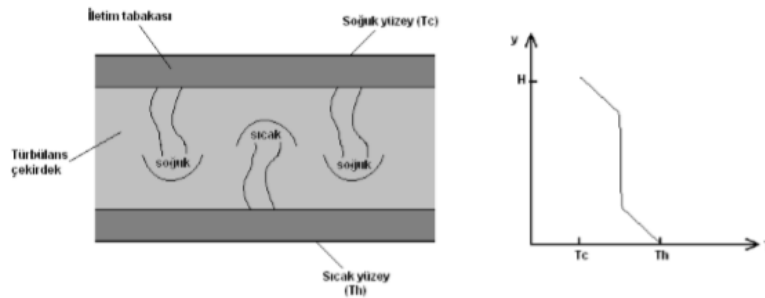
Şekil 2. Altan ısıtılan yatay akış katmanları.

Rayleigh sayısı kritik değerin birkaç katına çıktığında iki boyutlu döngüler yukarıdan bakıldığında altıgen şekilde olan üç boyutlu hücrelere dönüşür. Daha da yüksek Rayleigh sayılarında hücreler çoğalır ve en sonunda da türbülans gözlemlenir.



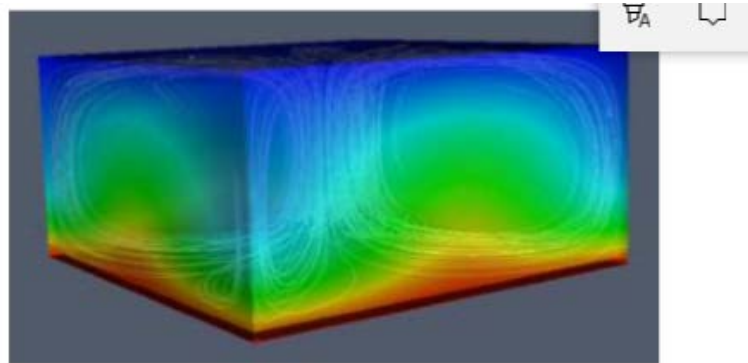
Şekil 3. Altıgen hücrelerinin yakından görünüşü

Ra sayısı, kritik değerin üzerinde ise, alttan ısıtılan akışkan tabakasındaki taşınım türbülanslı olur. Akışkan tabasının ortasındaki sıcaklık hemen hemen ortalama sıcaklıkta $(T_h + T_c) / 2$ olur. Eğer yatay duvardaki ince akışkan tabakasındaki sıcaklık düşüşü $(T_h - T_c) / 2$ olarak meydana gelir. H kalınlığındaki yatay tabakada, akışkanın ısıtılan alt duvardan yükselmesi ve soğutulan üst tabakadan aşağıya yönelmesi nedeniyle, termal bükümler gözlemlenir ve türbülans oluşur. Bu sebeple, türbülans çekirdeği, iki ince iletim tabakası (") arasında oluşur. " yüksekliğine bağlı Ra sayısı 103 mertebesinde aştığında her bir " tabakası dengesiz olur.



Şekil 4. Yüksek Ra sayılarında alttan ısıtılan akışın yapısı

Zamana bağlı olarak alt yüzeyin sıcaklığının arttığı bu çalışmada, Ra sayısı da zamana bağlı olarak artmaktadır ve kritik değerin oldukça üzerine çıkmaktadır. Türbülans, üç boyutlu bir akış rejimi olduğu için, sistem geometrisi üç boyutlu hazırlanmıştır. Isınan akışkan hacmin ortasından yukarı doğru çıkmakta ve soğuk olan yan yüzeylerde soğuyarak aşağıya yönelmektedir.



Şekil 5. Üç boyutlu doğal taşınım

• Türbülans

Türbülanslı akışın genel özellikleri şöyle sıralanabilir:

Düzensizlik; türbülanslı akışlar düzensiz, rastgele ve kaotiktir.

• Yayınrlık (dissipasyon); türbülanslı akışlarda enerjinin yayılması etkindir. Türbülans yayınrlığı, momentum, enerji ve kütle geçişini artırır.

• Üç boyutluluk; türbülanslı akışlar rotasyonel doğası gereği üç boyutludur.

• Zamana bağıllık; Türbülanslı akışlar zamana bağılıdır.

• Enerji kaybı; Büyük girdaplar enerjilerini küçük girdaplara aktarırlarken (yayınrlık), küçük girdapların enerjisi iç enerjiye dönüşür.

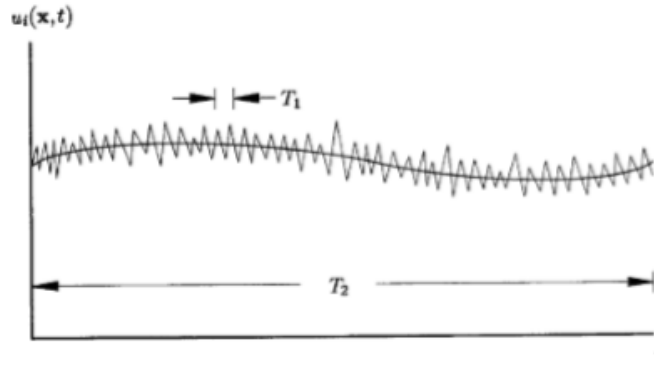
• Süreklilik; Akış, küçük türbülans ölçeklerinde dahi, moleküler ölçekten daha büyüktür.

Dolayısı ile sürekli ortam kabulü yapılabilir.

Akış türbülanslı olduğunda, akış parametrelerini; ortalama değer (mean value) ve bu ortalamadan anlık sapmaları ifade eden çalkantılar (fluctuating) olarak ifade etme yöntemi Reynolds (1895) tarafından geliştirilmiştir (Davidson, 2003). Örneğin x yönündeki hız bileşeni ve basınç bu yöntem ile ifade edilmek istenirse;

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (13)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (14)$$



Şekil 6. Durgun olmayan türbülans hızının zamanla değişimi

Ortalama değer, parametre karakterinin üzerinde çizgi ile, çalkantılar ise parametre karakterinin üzerinde kesme işareti ile sembolize edilmektedir. Ortalama değer elde edilmiş yöntemlerinden biri, bu modelde kullanılan Reynolds ortalama yöntemidir. Bu yöntemle elde edilen ortalama değer, süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerine uygulandığında aşağıdaki formlar elde edilir;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (16)$$

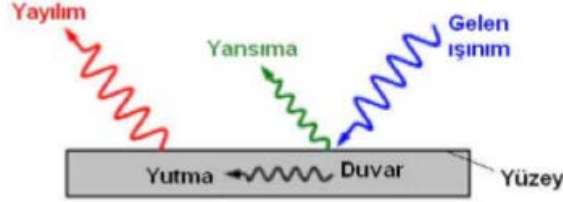
• Işınım

Stefan-Boltzman yasasına göre ışınlımla ısı geçişi;

$$q_{ışınım} = \sigma \varepsilon (T_{yüzey}^4 - T_{çevre}^4) \quad (17)$$

denklemleri ile hesaplanır. σ , Stefan-Boltzman sabitidir. Yayıma oranı, ϵ , bir yüzeyin yaydığı ışıının siyah cismin yaydığı ışıına oranıdır. Işıınla ısı geişı yüksek sıcaklıklarda, taşıma ve iletimle ısı geişı yanında ihmal edilemez mertebede olur.

Bir fırın kavitesi içerisindeki akışın ve ısı geçişinin modellendiği bu çalışmada, yüzeyler arasındaki ışıınla ısı geişı yansıtma ve yutma oranları düşük ve partikül sayısı az olan havanın ışıınla etkileşmediği kabulü yapılarak incelenmiştir. Yüzeyden yüzeye ışıın incelenmesinde çeşitli kabuller yapılmıştır. Bu kabulleri yapmadan önce, yüzey ışıını ile ilgili tanımları tekrarlamakta fayda vardır.



Şekil 7. Opak bir yüzey üzerinde ışıın dengesi

Bir yüzeye gelen ışıın, yüzey tarafından yutulur, yansıtılır ve geçirilir. Yüzeyin bu özelliklerine göre, ışıın özellikleri;

Yansıtma oranı = gelen ışıının yansıtılan kısmı / toplam gelen ışıın

Yutma oranı = gelen ışıının yutulan kısmı / toplam gelen ışıın

Geçirme oranı = gelen ışıının geçirilen kısmı / toplam gelen ışıın

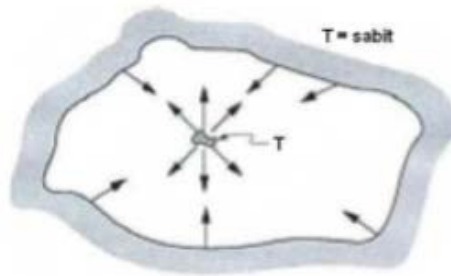
Bütün ışıının yansıtılacağı, yutulacağı ve geçirileceği için;

$$\rho + a + \tau = 1 \quad (18)$$

Ortam opak ise ışığı geiremeyecektir. Bu nedenle;

$$\rho + \alpha = 1 \quad (19)$$

Opak bir yüzey, ışıın yansıtıyorsa, mükemmel yutucu yani siyah yüzeydir. Ortamdan yalıtılmış kapalı bir hacim içinde, biri siyah, diğeri siyah olmayan küçük cisimler varsa, belirli bir zaman sonrasında Termodinamiğin ikinci yasasına göre, cisimler ve kapalı alanın tamamı eş sıcaklıkta olacaktır. Bu durum, kapalı alandaki her bir elemanın ışıın yuttuğu kadar yaydığını ifade etmektedir. Siyah cismin daha çok enerji yuttuğu düşünülürse, daha fazla enerji yayacaktır. Bu durum Kirchoff yasası olarak bilinmektedir.



Şekil 8. Kirchoff Yasası

Kirchoff yasasını başka bir biçimde ifade etmek gerekirse;

$$\frac{\epsilon_1}{a_1} = \frac{\epsilon_2}{a_2} = \dots = 1 \quad (20)$$

Böylece kapalı çerçeve içindeki her yüzey için

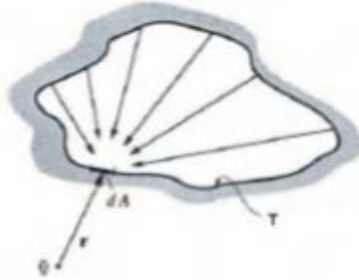
$$\varepsilon = \alpha \quad (21)$$

olur. Kapalı çerçevede ışınlama ısı geçişinin çözümlemesi bazı kabullerle basitleştirilebilir. Kapalı çerçeveyi oluşturan her yüzeyde gelen ve giden ışınlamaların düzgün dağılımlı olduğu, yüzeylerin gri ve opak oldukları, eşit-dağılı yaydıkları, kapalı çerçevenin içindeki ortamın ışınlama etkileşmediği kabulleri yapılır (Incropera ve diğ., 2001). Yüzeyin gri olması, o yüzeydeki yayma oranı b ve yutma oranı S 'nın, dalga boyundan bağımsız olduğu anlamına gelir. Bir yüzey için gri, opak ve difüz kabulünün yapılması, o yüzeydeki ışınlama yayma oranının b , yutma oranına S eşit olduğu anlamına gelmektedir (Kirchoff yasası).

Bir yüzey üzerinde enerji dengesi kurulursa;

$$q = q_{giden} - q_{gelen} = (q_{yayılan} - q_{yansıyan}) - q_{gelen \text{ ışınlama}} \quad (22)$$

Duvardan taşınım ısı yüzeye geliyorsa, q pozitif olacaktır. Eğer duvara doğru giden ısı gidiyorsa, q negatif olacaktır. Belirli bir uzaklıkta bulunan başka bir yüzeyin yayılımına bağlıdır. Bu durum Şekil 3.27 'de gösterilmektedir (Modest, 2003). Bu nedenle, ışınlama enerji dengesinin kurulması için, sonsuz küçük kontrol hacmi yerine bütünüyle kapalı hacim göz önüne alınmalıdır.



Şekil 9. Işınlama ısı akısı

Genel olarak, kapalı hacimde, gelen ışınlama görülebilir hacim yüzeylerin katkısını içerir. (Hepgüzel, 2010)

2.2. HEDEF YİYECEK/MALZEME İÇİ ISI GEÇİŞİNİN MODELLENMESİ

Gıdaların ısıtılması, soğutulması, sterilizasyonu ve kurutulması gibi prosesler gıda mühendisliğinin temel konularıdır ve literatürde bu prosesler sırasında gıdalarda gerçekleşen ısı, kütle ve momentum transferlerinin modellenmesi hakkında birçok çalışma bulunmaktadır.

Katı gıdaların pişirilmesinin fiziksel prensibi, gıda ile içinde bulunduğu ortam arasında gerçekleşen ısı ve kütle transferine dayanmaktadır. Katı gıdaların içindeki ısı transferi Fourier kanunuyla, kütle transferi ise Fick kanunuyla ifade edilir. Akışkan gıdaların pişirilmesinin modellenmesi için ise akışkan içindeki ısı, kütle ve momentum transferinin birlikte göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Akış çözümleri için Navier-Stokes denklemleri kullanılır. [4].

Modellerin çözümlerinde sonlu fark, sonlu hacim ve sonlu eleman yöntemleri oldukça sık kullanılmaktadır. Son yıllarda yapılan çalışmalarda, özellikle sıvı gıdaların ısıl prosesler altındaki davranışlarının modellenmesinde HAD paket programlarından yararlanılmaktadır. Isıl proseslerin modellenmesinde, sonlu fark yöntemi kullanılarak plaka, küre ve silindir şekilli gıdalar için yapılmış iki veya üç boyutlu modelleme çalışmaları bulunmaktadır. Belirsiz şekilli geometriler, karmaşık sınır şartları ve heterojen yapıdaki gıdalar için sonlu eleman yöntemi daha iyi sonuç vermektedir. Sonlu eleman yöntemi kullanılarak gıda ısıl proseslerinin modellendiği çalışmalar da mevcuttur. Sonlu eleman yöntemi, sonlu fark yöntemine göre daha iyi sonuç verdiği halde, işlem süresi açısından sonlu

fark yöntemine göre daha dezavantajlıdır. Bu sebeple, üç boyutlu, ısı-kütle transferinin birlikte çözümünün gerektiği çalışmalarda sonlu eleman yöntemi daha az tercih edilmektedir. Sonlu hacim yöntemine dayanan HAD paket programlarının, gıda proseslerinin modellenmesinde kullanılması daha yeni bir konudur. HAD, daha çok konserve gıdaların sterilizasyonu, ısı değiştiricilerde ısıtılan akışkan gıdalar ve fırın içi akış gibi konuların incelenmesi amacıyla kullanılmaktadır [5].

Isıl proseslerin modellenmesi incelendiğinde, yapılan çalışmalar model türüne göre sınıflandırılabilir. Bunlar, tek başına ısı transferi, tek başına kütle transferi, ısı ve kütle transferi birlikte, yalnızca reaksiyon kinetiği ve reaksiyon kinetiği ile birlikte ısı ve/veya kütle transferinin birlikte modellendiği çalışmalardır. Modellerin birbirleriyle entegrasyonunun hatayı azalttığı gözlenmiştir [6].

Gıdalar, mikro yapılarında yoğunlukla hücre, granül grupları barındırdıkları için belirli bir gözenekliliğe sahip maddelerdir. Isı ve kütle transferi bu gözenekli yapı içinde gerçekleşir. Kütle transferinde en önemli bileşen sudur. Suyun yanında gıda içine doğru yağ difüzyonu da gerçekleşmektedir. Gıda içinde ve yüzeyinde su buharı difüzyonu gıdanın çıtırması bir doku karakteristiğine sahip olmasında önemli rol oynar. Yüzeyin kurumaması ve nemli kalması, çıtırması özellik istenen gıdalarda hedonik değerin düşmesine sebep olan bir durumdur.

Wählby ve Skjöldebrand tarafından gerçekleştirilen çalışmada, pişirme karakteristiklerinin çöreklerdeki kabuk oluşumuna ve oluşan kabuğun ısı ve kütle transferi üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada mayalı çörekler pişirilerek kabuk oluşumu sağlanmış, daha sonra bir kısım çöreğin kabuğu soyularak aynı boyutlarda kabuklu ve kabuksuz olmak üzere çörekler hazırlanmıştır. Kabuklu ve kabuksuz çörekler tekrar ısıtılarak, çöreklerin farklı davranımları incelenmiştir. Araştırmacılar, kabuğu 100°C'nin üstündeki sıcaklıklarda ve düşük nem değerindeki bölgeler olarak kabul etmişler, renk ve kalınlık gibi kabuk karakteristiklerinin farklı ısı transfer modlarının kullanılmasıyla kontrol edilebilir olduğunu belirtmişlerdir. Gıda yüzeyi sıcaklığı 100°C'nin üstüne çıktığı andan itibaren merkez noktası sıcaklığında hangi oranda ısı transferi uygulanırsa uygulansın önemli bir yükselme gözlenmediği rapor edilmiştir.

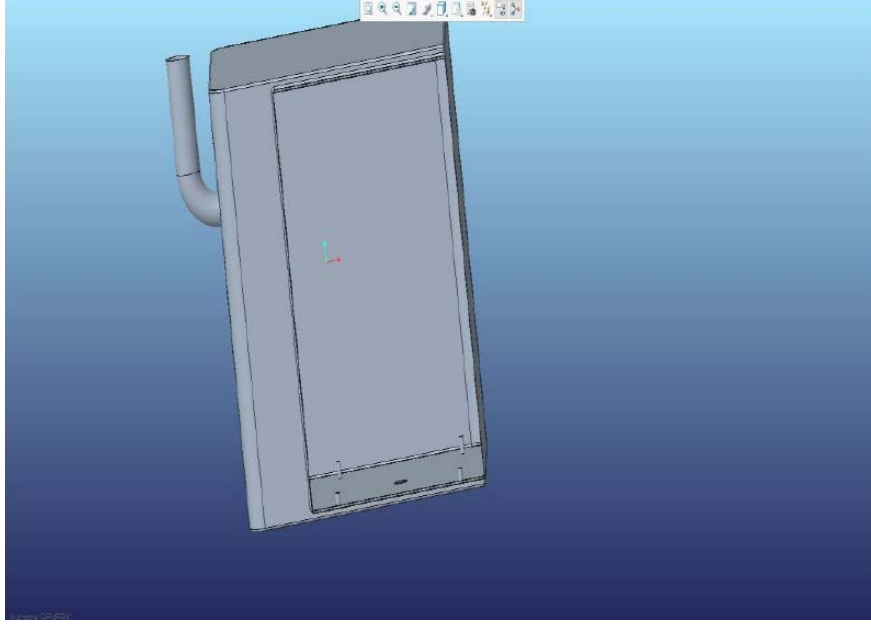
Merkez noktası sıcaklıklarının zamanla değişimi gözlenerek kabuk oluşumunun etkileri incelenmiştir. Kabuksuz çöreklerde kütle transferinin daha kolay gerçekleştiği ve bunun sonucunda nemin daha çok buharlaştığı belirlenmiştir. Kabuksuz çöreklerde transfer edilen ısıнын büyük çoğunluğu buharlaşma için harcanmaktadır. Kabuklu çöreklerde ise kabuğun kütle transferine karşı bir bariyer oluşturmaları nedeniyle, nem çıkışını zorlaştırdığı ve ısıнын çörek içinde daha yüksek oranda iletiltiği belirlenmiştir. Özetle, kabuklu çöreklerde sıcaklık yükselmesi daha önce başlamakta, daha yüksek bir denge sıcaklığı elde edilmekte ve oluşan kabuk ağırlık kaybını azaltmaktadır. Bu gözlem, çörek nem difüzyon katsayısının kabuk ve iç kısımlarda farklı olması ile açıklanmıştır.

Gıdalarda ısı işlem esnasında gerçekleşen ısı ve kütle transferinin modellemesi ile ilgili diğer çalışmalar incelendiğinde, gıdaların pişirilmesi sırasında sadece ısı transferinin modellendiği çalışmaların sayısının oldukça fazla olduğu görülmektedir. Köfte pişirilmesi, salatalık haşlanması, meyve ısıtılması ve dondurulması, sığır etinin dondurulması ve hindi etinin pişirilmesi ile ilgili yapılmış ısı transferi modellenmesi çalışmaları bulunmaktadır. Yapılan çalışmaların bir kısmında sonlu fark, bir kısmında ise sonlu eleman yöntemi kullanılarak çözüm elde edilmiştir.

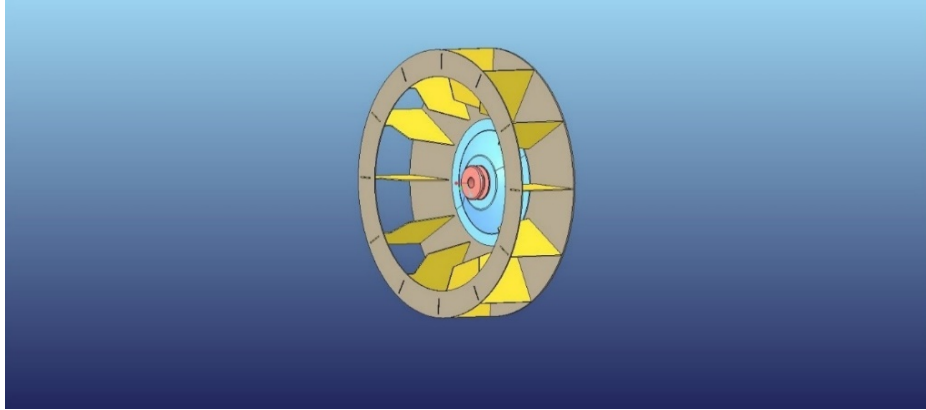
Gıdaların kurutulması ve nemlendirilmesi gıda sanayi için önemli bir konudur. Bu nedenle, sadece kütle transferinin modellendiği çalışmalar da bulunmaktadır. Örnek olarak, suda haşlanan tortillalarda gerçekleşen nem difüzyonunun modellenmesi ve sebze kurutulması için tasarlanan dönel bir kurutucu çalışmaları gösterilebilir. (Karataş, 2007)

2.3. SAYISAL MODEL

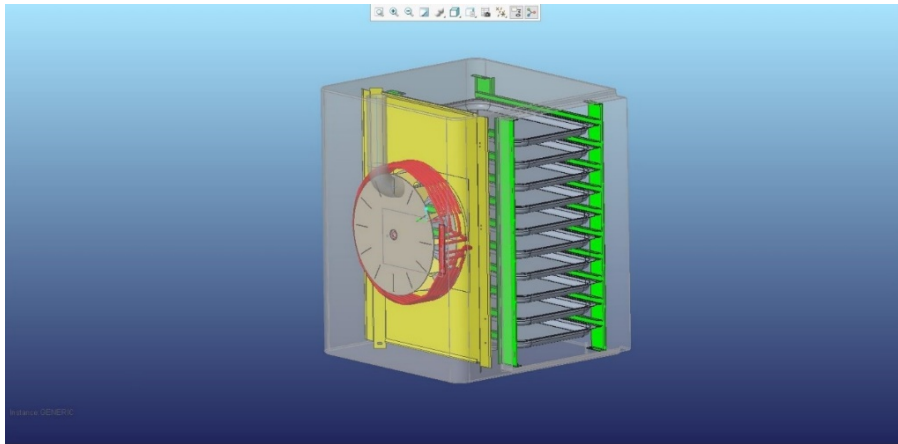
Geometrik modeller fırın üzerinden ölçüler kullanılarak hazırlanmıştır. Tasarımda kullanılan değerler mevcut olan teknik özelliklerden alınmıştır. Bununla birlikte fırındaki analiz için önemli olmayan unsurlar modelden çıkarılmış ve bazı noktalarda analiz kolaylığı açısından sadeleştirmeye gidilmiştir.



Şekil 10. Dış kabin tasarımı



Şekil 11. Fan tasarımı



Şekil 12. Analiz için sadeleştirilmiş fırının genel görüntüsü

2.4. SINIR ŞARTLARI

Fırınlarda amaç fırının iç ortam sıcaklığını istenilen seviyede ve istenilen sürede sabit tutarak pişirme gerçekleştirmektir. Elektrikli ısıtıcıya sahip fırınlarda ise bu amaç rezistanslar ile sağlanmaktadır. Fırın çalıştırıldığında bu rezistansların yaydığı ısı miktarı ve buna bağlı olarak fırın içi sıcaklığı elektronik olarak kontrol edilmektedir. Analizin daha hassas sonuçlar verebilmesi adına rezistansın zamana bağlı olarak yaydığı ısının zamana bağlı değişimi göz önüne alınması uygun olur fakat analizden daha hızlı sonuç alabilmek adına zamandan bağımsız çözüm elde edilmiştir. Fırında kullanılan malzemelerin tamamı analiz programımızın kendi kütüphanesinde bulunan “steel stainles 321” ile tanımlanmıştır.

Tablo 1. Analizdeki katı malzemenin özellikleri

| | | | |
|---|---------|---------|---------|
| Yoğunluk [kg/m^3] | 8100 | | |
| Erime sıcaklığı [K] | 1683.15 | | |
| Ortalama Isıl Genleşme Katsayısı [$\mu\text{m/m/}^\circ\text{C}$] | 0-100°C | 0-315°C | 0-538°C |
| | 16,6 | 17,2 | 18,6 |
| Isıl İletkenlik [$\text{W/(m}^\circ\text{K)}$] | 100°C | | 500°C |
| | 16,1 | | 22,2 |
| Özgül Isı [$\text{J/(kg}^\circ\text{K)}$] | | 0-100°C | |
| | | 500 | |

Fırın içinde bulunan fan 1400d/d hızla dönmektedir. Son olarak sahip olduğumuz elektrikli ısıtıcının gücü ise 14 kW tır.

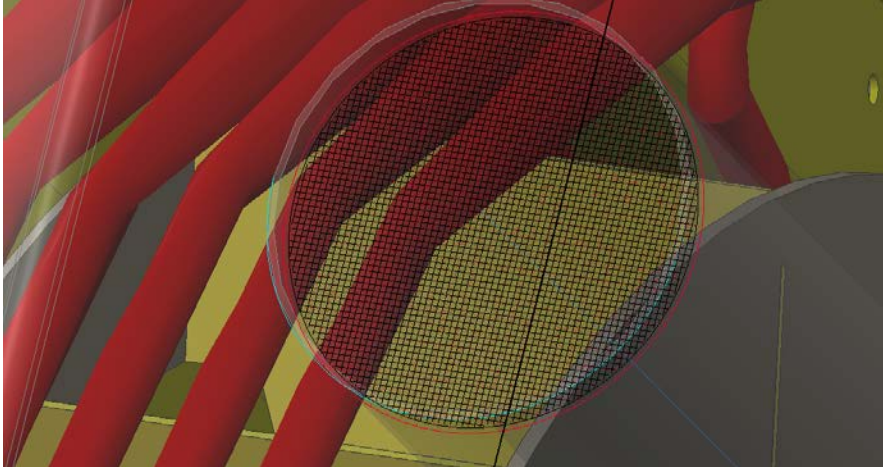
2.5. AĞ YAPISI

Analiz sırasında uygulanan ağda toplam olarak 1.828.217 eleman bulunmaktadır.

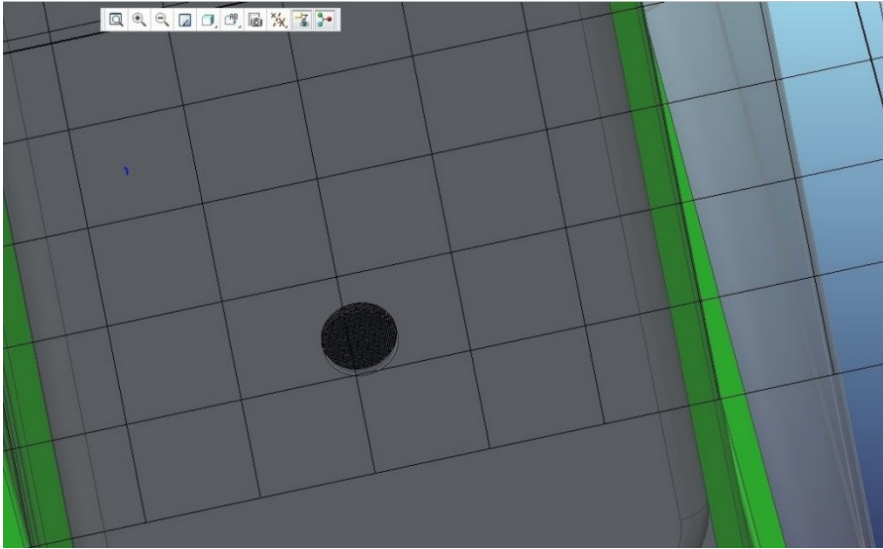
| Parameter | Value |
|-------------------------------|---------------------|
| Status | Solver is finished. |
| Total cells | 1,828,217 |
| Fluid cells | 1,089,129 |
| Solid cells | 739,088 |
| Fluid cells contacting solids | 482,594 |
| Iterations | 1,001 |
| Last iteration finished | 12:33:11 |
| CPU time per last iteration | 00:01:35 |
| Travels | 4,61604 |
| Iterations per 1 travel | 217 |
| Cpu time | 5 : 33 : 32 |
| Calculation time left | 0 : 0 : 0 |
| Run at | ARGENTC12 |
| Number of cores | 12 |

Şekil 13. Toplam mesh sayısı

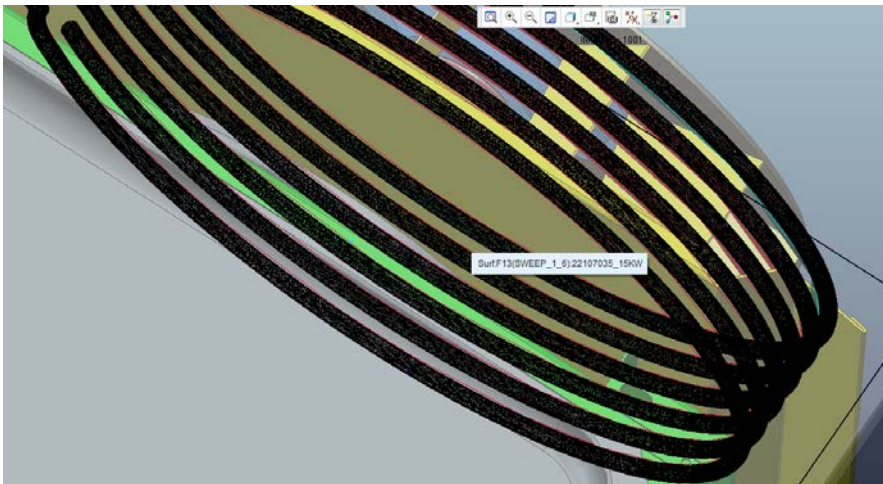
Bunun yanında analizden daha hassas ve doğru sonuçlar alabilmek için bazı bölgelerdeki ağlar sıklaştırılmıştır.



Şekil 14. Hava giriş yeri bölgesel ağ örgüsü



Şekil 15. Hava çıkış yeri bölgesel ağ örgüsü

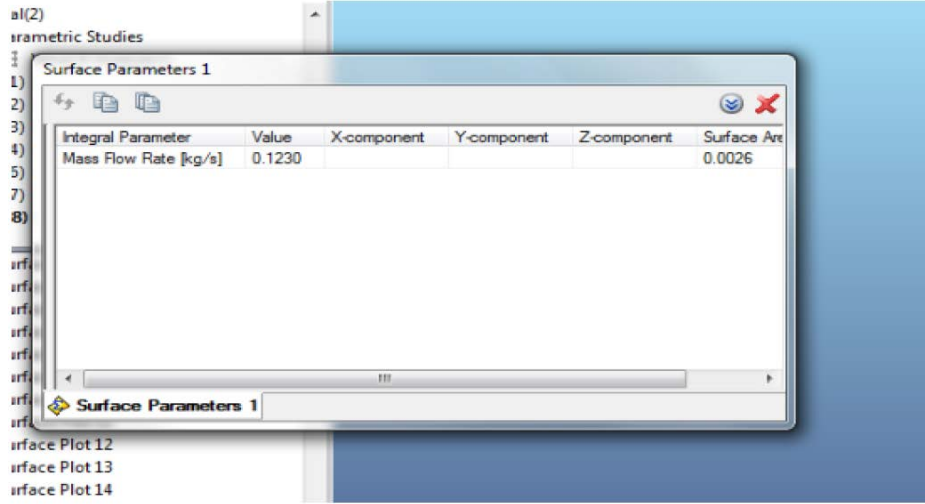


Şekil 16. Rezistans bölgesel ağ örgü yapısı üstten görünüm

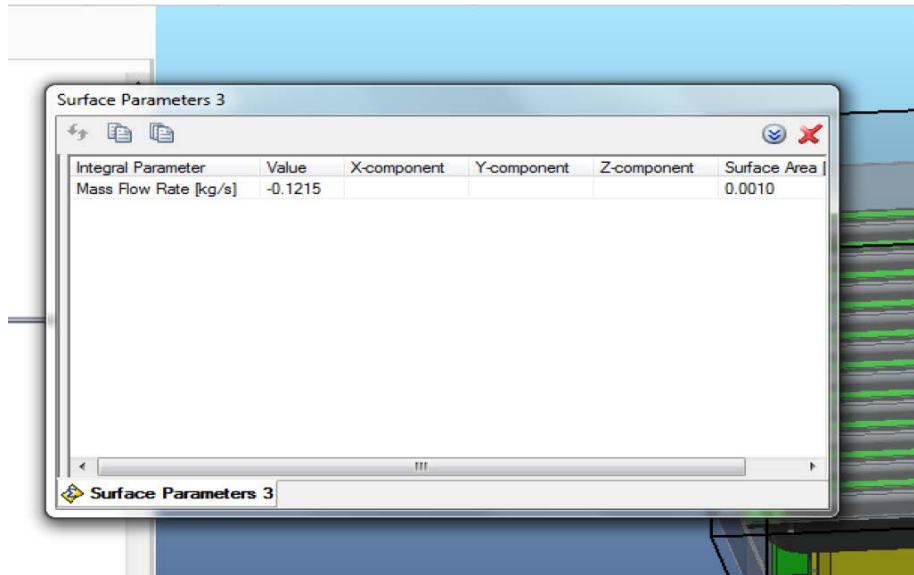
3.SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

3.1. GİRİŞ VE ÇIKIŞ DEBİLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Analizimizin ve sistemimiz doğruluğu için ölçüt olan giriş debisine karşılık gelen çıkış debi miktarı çok düşük bir sapma miktarıyla birbirine yakın değerler bulunmuştur.



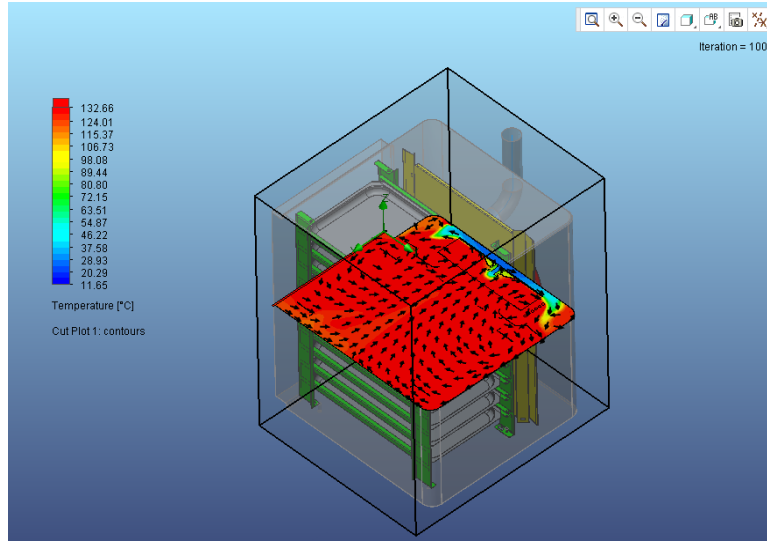
Şekil 17. Giriş debi miktarı



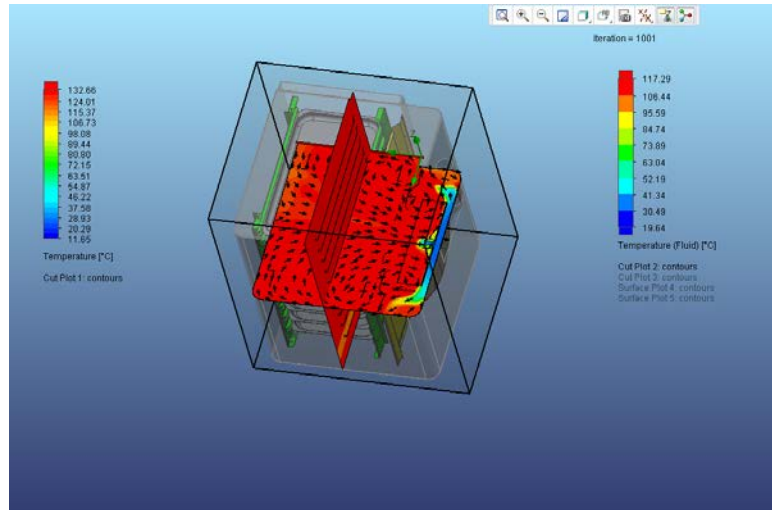
Şekil 18. Çıkış debi miktarı

Şekil 17 ve 18 de görüldüğü gibi giriş kütle debimiz 0,1230 kg/s, çıkış kütle debimiz ise 0,1215 kg/s dir. İkisinin arasındaki fark %1 civarlarındadır.

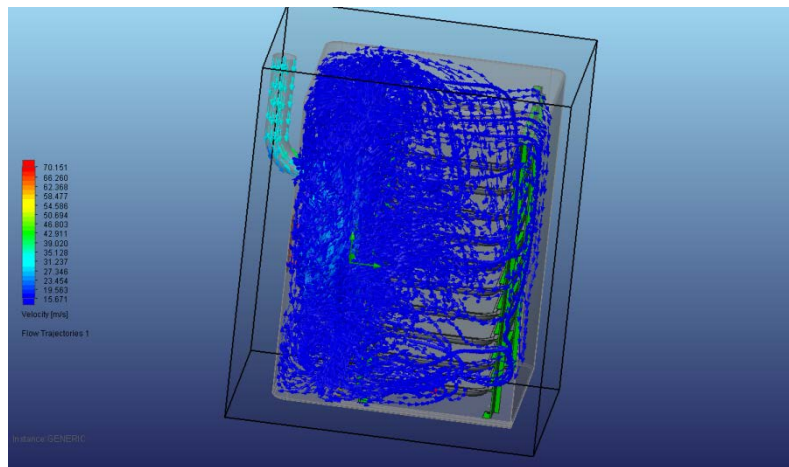
3.2. FIRIN İÇİ SICAKLIK VE HAVA DAĞILIMI



Şekil 19. XY kesitinde sıcaklık dağılımı



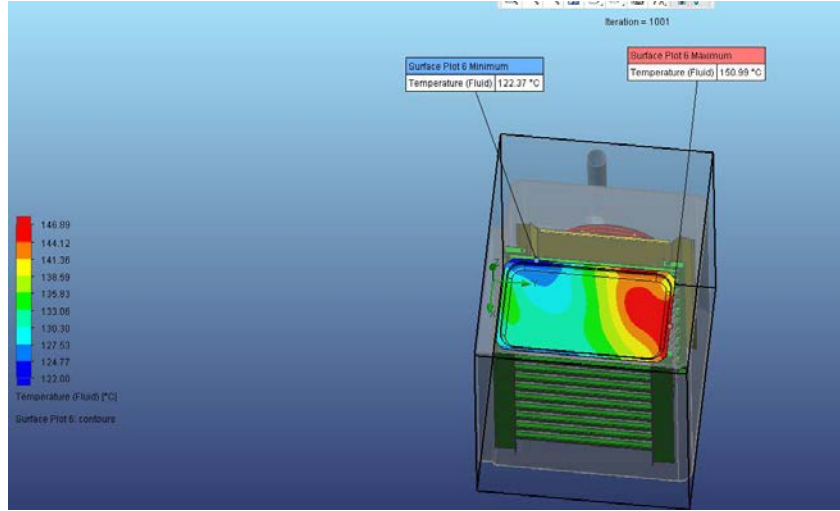
Şekil 20. YZ düzleminde sıcaklık dağılımı



Şekil 21. Fırın içi hava dağılımı

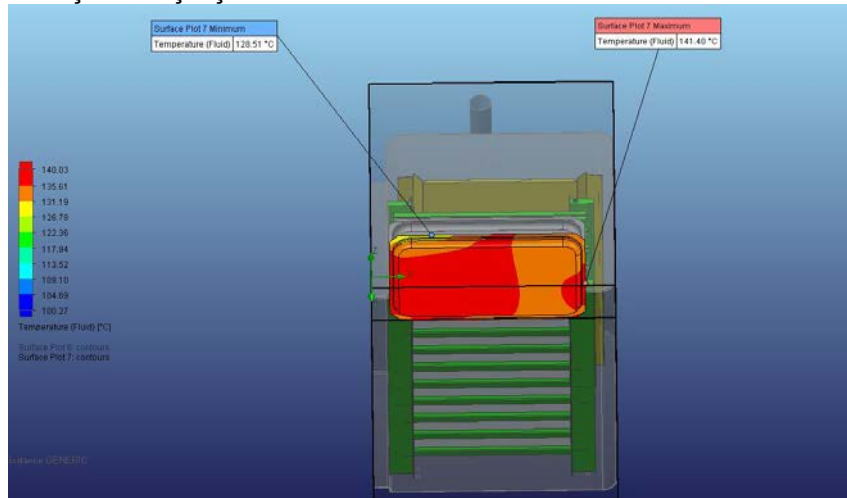
3.3.TEPSİLER ÜZERİNDE SICAKLIK DAĞILIMI

En üst tepside sıcaklık farkı yaklaşık olarak 29°C 'dir. Şekil 22 de görüldüğü gibi en yüksek ve en düşük sıcaklıkların olduğu bölgeler kabinin sağ kenar ve sol arka köşesinde bulunmaktadır. Bu durumda ise sol köşedeki hava basma kısmından havanın üflendiği, sol köşedeki hava basması gereken boşluktan ise emiş olduğu gözlemlenmiştir. En yüksek sıcaklık bu tepsi üstündedir.



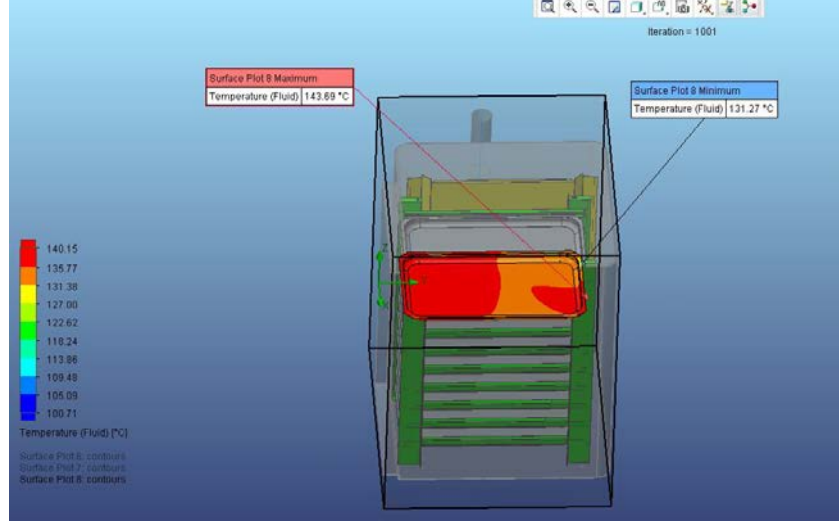
Şekil 22. 1.Tepsi üzerindeki sıcaklık dağılımı

2. tepside sıcaklık farkı yaklaşık 13°C 'dir. En düşük ve en yüksek sıcaklıklar tepsinin sol arka köşesinde ve sağ kenarında bulunmaktadır. İlk tepside olduğu gibi sağ basma kısmı üfleme, sol basma kısmı ise emiş olarak çalışmaktadır.



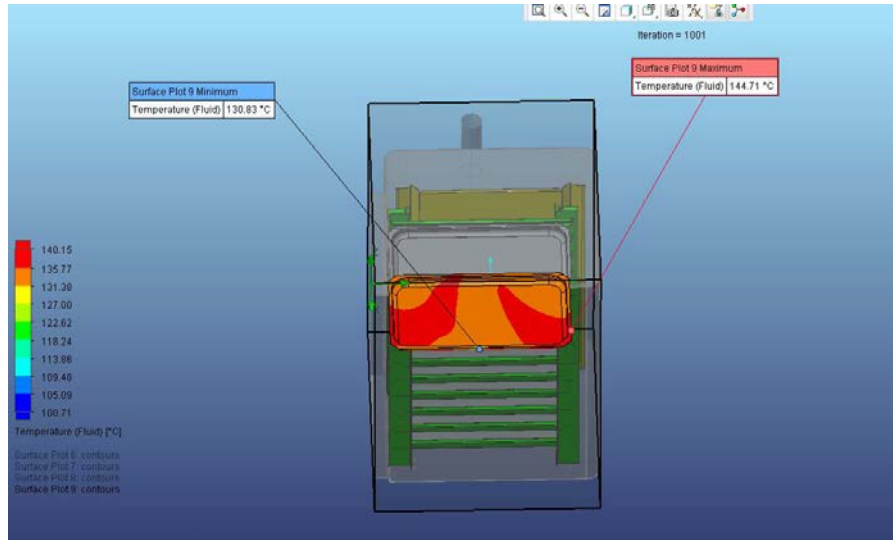
Şekil 193. 2.Tepsi üzerindeki sıcaklık dağılımı

3. tepside yaklaşık olarak 13°C sıcaklık farkı vardır. 1. ve 2. tepside farklı olarak 3. tepside en yüksek ve en düşük sıcaklık değerleri tek bir tarafta bulunmaktadır. Bunun yanında Şekil 24'de de görülebileceği üzere ısı dağılımında tam olarak homojenlik bulunmamaktadır. Isı genel olarak tek bir tarafta toplanmıştır. Ayrıca yine merkezden emiş kenarlardan basma olması gereken durum sağlanamamıştır. En düşük sıcaklık farkının bulunduğu tepsidir.



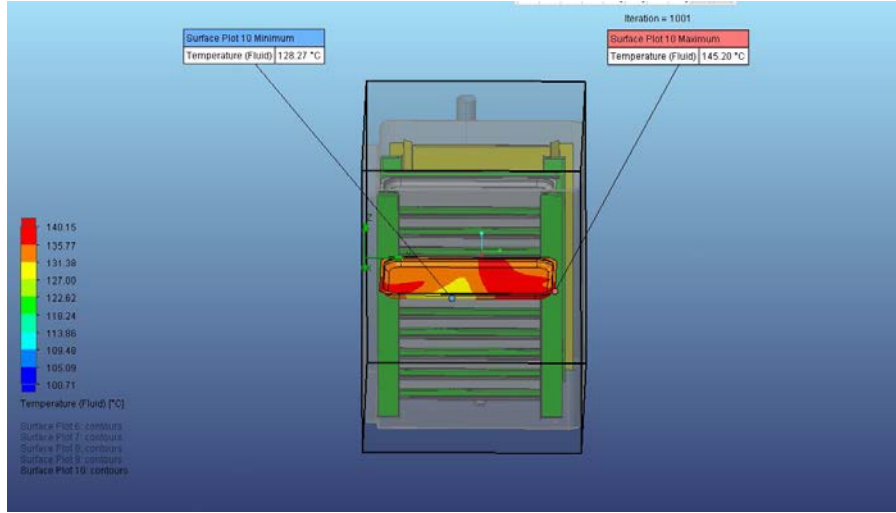
Şekil 24. 3.Tepsi üzerindeki sıcaklık dağılımı

4. tepside sıcaklık farkı yaklaşık olarak 14°C 'dir. Şekil 25'de görülebileceği gibi en yüksek ve en düşük sıcaklıklar önceki tepsilerden farklı olarak tepsin ön tarafına doğru konumlanmıştır. Tasarımda arzu edilen hedefe yakın olarak homojen bir ısı dağılımı bulunmuştur. Sıcaklık dağılımı konturlarına bakıldığında tasarım hedefi olan merkezden emiş kenarlardan üfleme durumu sağlandığı görülmüştür.



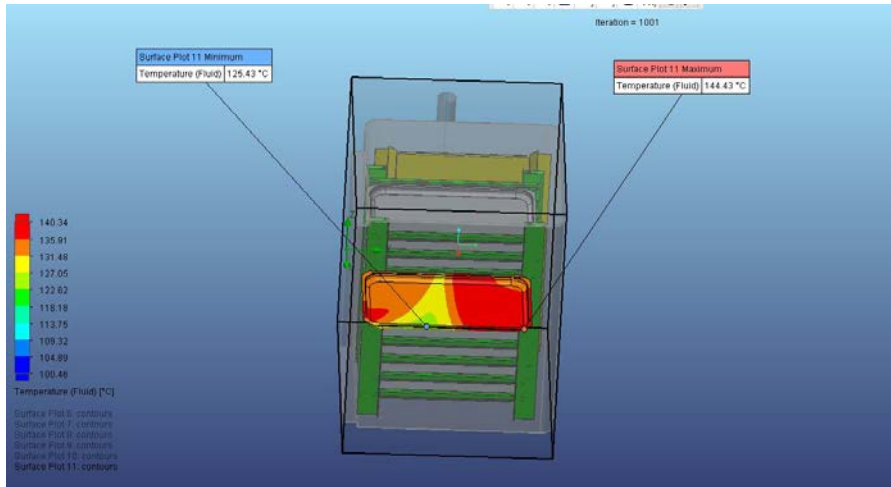
Şekil 205. 4.Tepsi üzerindeki sıcaklık dağılımı

5. tepsideki yaklaşık olarak sıcaklık farkı 17°C 'dir. Sıcaklık farkı bu tepside arzu edilen aralıktan uzaklaşmış olsa da ısıнын homojen şekilde dağılımı hedeflenen duruma yakındır. Simetrik sıcaklık dağılımı tam olarak sağlanamamış olsa da 1., 2. ve 3. Tepsilere oranla sıcaklık dağılımı daha uygun konumdadır.



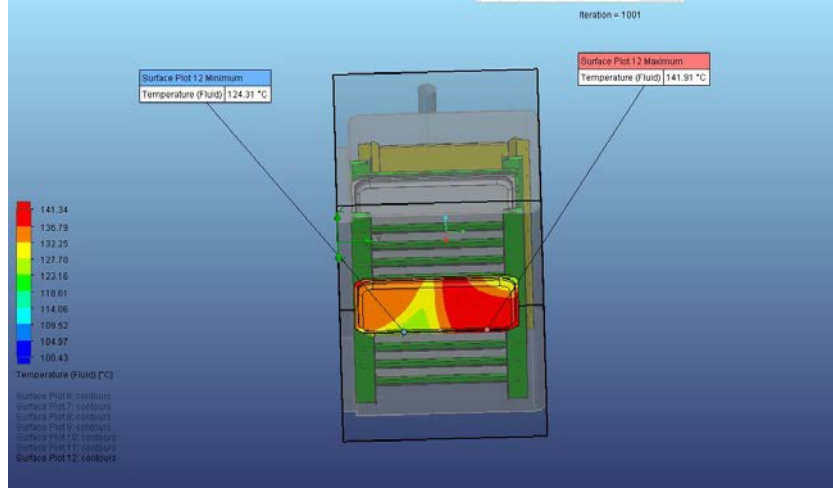
Şekil 216. 5.Tepsi üzerindeki sıcaklık dağılımı

6. tepside sıcaklık farkı 19°C 'dir. Bu tepside ise hem sıcaklık farkının fazla hem de ısı dağılımının homojenlikten uzaklaştığı gözlemlenmiştir.



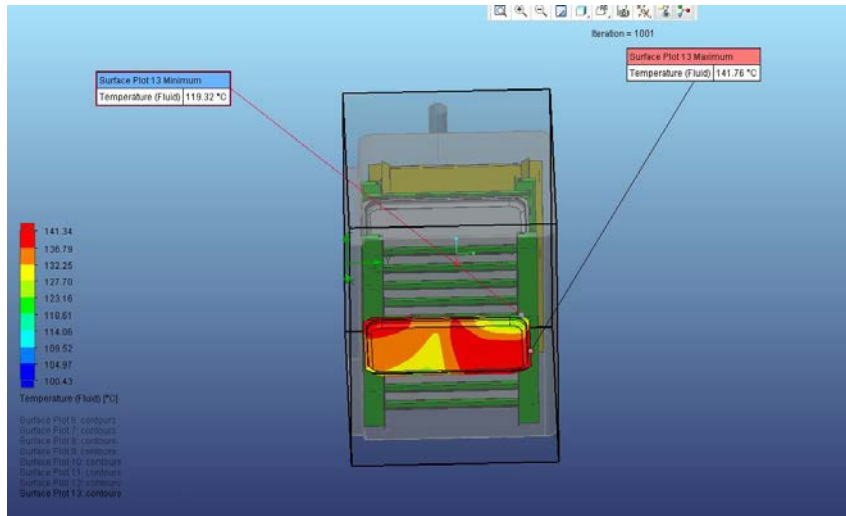
Şekil 27. 6.Tepsi üzerindeki sıcaklık dağılımı

7.tepside sıcaklık farkı yaklaşık olarak 18°C'dir. Sıcaklık farkı yaklaşık 5. ve 6. Tepsilere yakın olmasının yanında bu tepside genel olarak sıcaklıkların daha düşük olduğu görülmektedir.



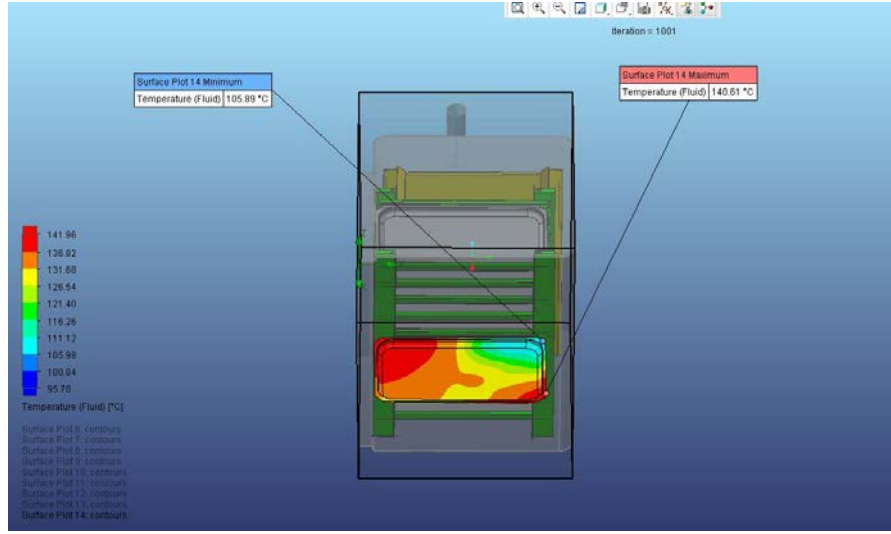
Şekil 228. 7.Tepsi üzerindeki sıcaklık dağılımı

8. tepside yaklaşık olarak sıcaklık farkı 23°C ye kadar çıkmaktadır. 3.tepsiye benzer şekilde en düşük ve en yüksek sıcaklıklar tepsinin bir kenarında konumlanmıştır. Bunun yanında en düşük sıcaklık değerinin fark edilir miktarda düştüğü gözlemlenmiştir.



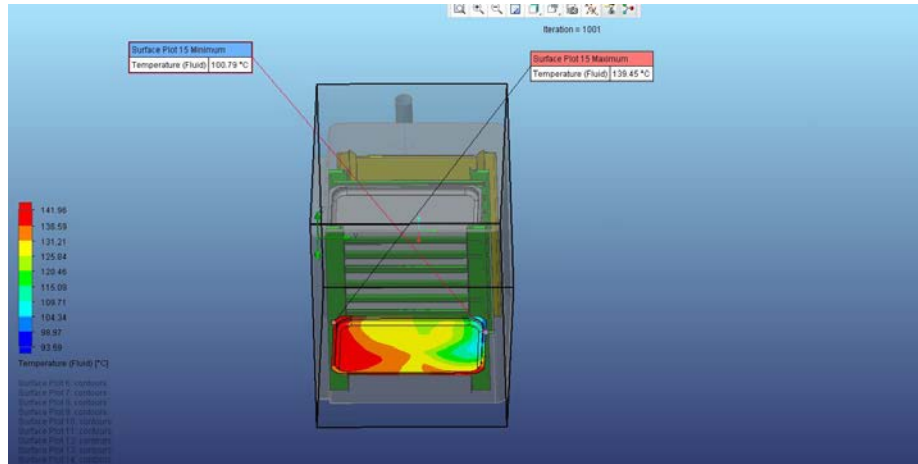
Şekil 29. 8.Tepsi üzerindeki sıcaklık dağılımı

9.tepside sıcaklık farkı yaklaşık olarak 25°C'dir. En yüksek ve en düşük sıcaklıklar 3. ve 8. Tepsilerde olduğu gibi tepsinin sağ kenarında bulunmaktadır. Ayrıca ısı homojenliğinden uzaklaşılığı Şekil 30'da görülmektedir.



Şekil 30. 9.Tepsi üzerindeki sıcaklık dağılımı

10.tepside sıcaklık farkı yaklaşık olarak 39°C civarındadır. En düşük sıcaklık bu tepsi üstündedir. Bu tepside diğer tepsilerden farklı olarak üfleme sol kenardan, emiş ise sağ kenardan gerçekleşmektedir.



Şekil 31. 10.Tepsi üzerindeki sıcaklık dağılımı

Tablo 2. Sıcaklık değerleri

| Tepsi | En düşük °C | En yüksek °C | Ortalama °C | Fark °C |
|----------|-------------|--------------|-------------|---------|
| 1.Tepsi | 122,37°C | 150,99°C | 136,68°C | 28,62°C |
| 2.Tepsi | 128,51°C | 141,40°C | 134,95°C | 12,89°C |
| 3.Tepsi | 131,27°C | 143,69°C | 137,48°C | 12,42°C |
| 4.Tepsi | 130,83°C | 144,71°C | 137,77°C | 13,88°C |
| 5.Tepsi | 128,27°C | 145,20°C | 136,75°C | 16,93°C |
| 6.Tepsi | 125,43°C | 144,43°C | 134,93°C | 19,00°C |
| 7.Tepsi | 124,31°C | 141,91°C | 133,11°C | 17,60°C |
| 8.Tepsi | 119,32°C | 141,76°C | 130,54°C | 22,44°C |
| 9.Tepsi | 105,89°C | 140,61°C | 123,25°C | 34,72°C |
| 10.Tepsi | 100,79°C | 139,45°C | 120,12°C | 38,66°C |

Yapılan analizden sonra bütün tepsilerin ortalama sıcaklıkları göz önünde bulundurulduğunda en sıcak ortalama ile en soğuk ortalama arasında 17,65°C'lik fark olduğu, fırın içindeki tepsiler arasında değerlendirme yapıldığı zaman ise en sıcak nokta (1.tepsi) ve en soğuk nokta (10.tepsi) arasındaki farkın ise 50,2°C olduğu görülmektedir. Hem ortalama olarak hem de tekil olarak en sıcak değerleri fırının üst bölgelerinde fanın havayı fırına üflediği bölgelerde olduğu tespit edilmiştir. Tepsilerin kendi içindeki sıcaklık farklarına bakıldığı zaman ise en düşük sıcaklık farkı 12,89°C ile 3. tepsisi, en yüksek sıcaklık farkı ise 38,66°C ile 10.tepsidir. Tepsiler üzerindeki sıcaklık dağılımlarına bakıldığında sıcaklığın en düşük olduğu bölgeler ya hava akışının tam olarak sağlanamadığı bölgeler ya da fanın emiş bölgesinde olduğu görülmektedir.

Firmamızda bulunan AR-GE merkezimin bünyesine kattığı hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı floEFD ile daha önce imalattan sonra uygulamalı olarak yaptığımız testler ve onlara bağlı aldığımız sonuçları bilgisayar ortamında sayısal olarak elde edebilir hale geldik. Bu kabiliyet sayesinde fırınlarımızın HAD üstünde ayrıntılı şekilde analizi ve iyileştirilme yapılabilecek noktalarının tespitine imkân sunmuştur. Aynı zamanda fikir aşamasındaki tasarımların ürünleştirme sürecinde optimizasyon ve iyileştirmeye imkân sunup son ürün haline gelecek fikrin çok daha iyi performansla piyasaya sunulabilmesini sağlamıştır.

KAYNAKÇA

- [1] DAĞSÖZ, A.KEMAL, 1995. "Türkiye'de derece-gün sayıları ulusal enerji tasarruf politikası yapılarında ısı yalıtımı, pp.C69-C100", İTÜ Makine Fakültesi, İstanbul.
- [2] GURLEK, M. Z. , 2004. "FIRIN ÖN KAPAKLARINDA ISI TRANSFER MEKANİZMASININ DENEYSEL VE TEORİK İNCELENMESİ",İstanbul,7-15.
- [3] GRAMLICH W., 1988. "Muffle insulation in a cooker, GB2195760", Bosch Siemens Haugerate GmbH..
- [4] HEPGUZEL, B. , 2010. "EVSEL FIRINLARDA DOĞAL TAŞINIMIN MODELLENMESİ",İstanbul,5-13.
- [5] HAWORTH G., SRİKANTH R., 2000. "Integrated vacuum panel insulation for thermal cabinet structures, US6109712", Maytag Corp.
- [6] KANTAS, M. , 2007. "EV TİPİ ELEKTRİKLİ FIRINLARIN PERFORMANSININ SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ",İstanbul,1.
- [7] KARATAS, H. , 2007. "ELEKTRİKLİ FIRINLARDA ENERJİ TÜKETİM DENEYLERİNİN MODELLENMESİ",İstanbul,7-12.
- [8] KNOLL H., WAIGAND H., SCHWEIDLER E., 1996. "Double-walled domestic oven, DE19520040", Bosch Siemens Haugerate GmbH.
- [9] PEHLİVAN, E. , 2010."ANKASTRE FIRINLARDA HAVALANDIRMA PARAMETRELERİNDEN FIRIN ISIL PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ" , İstanbul,33-37.
- [10] PAPADOPOULOS A. M., 2004. "State of the art in thermal insulation materials and aims for future developments", Energy and Buildings, 37, 77-86
- [11] ULRICH S., 1992. "Oven with baking muffle", EP0475285, Miele & CIE. 87
- [12] SCHÖNWEISS H., 1996."Baking and roasting oven with heat insulating coating, DE4439384", AEG Haugerate GmbH.
- [13] VATANDAS, S. , 2016. "SANAYİ FIRINLARINDA ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLİLİĞİ; ÖRNEK ÇALIŞMA EMAYE PİŞİRME FIRINI VERİMLİLİK PROJESİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİNİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ", Bursa, 1-6.
- [14] <https://www.mentor.com/products/mechanical/floefd/>
- [15] <http://www.kimyamuhendisi.com/arsiv/kimyasalteknolojiler>
- [16] <http://www.izocam.com.tr/>
- [17] http://glassed.vitroglazings.com/glasstotics/how_lowe_works.aspx

ÖZGEÇMİŞ

Mahmut BURHAN

2002 yılında Bursa Erkek Lisesinden mezun olmuştur. 2007 yılında Süleyman Demirel Üniversitesinde lisan, 2009 yılında ise Uludağ Üniversitesi Konstrüksiyon ve İmalat A.B.D. da yüksek lisans eğitimini tamamlamıştır. 2007-2009 yılları arasında Karan Makina'da AR-GE mühendisi olarak çalıştıktan sonra 2010 yılında İNOKSAN'da Mekanik Tasarım Uzmanı olarak işe başlamıştır. 2018 yılından beri aynı firmada AR-GE müdürü olarak çalışmaya devam etmektedir.

Okyay DEDE

1986 yılında Bursa Tophane E.M.L. Elektrik bölümünden mezun olmuştur. 2001 yılında Marmara Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Elektrik/Elektronik Eğitimi Bölümünde lisans eğitimini tamamlamıştır. 1991-1993 yılları arasında Sunshine Hotel'de Teknik servis şefliği, 1993-1995 yılları arasında ise Eltam Mühendislik'te bina elektrik tesisat proje işleri ile ilgilenmiştir. Son olarak 1997 yılında İNOKSAN'a AR-GE mühendisi olarak girmiş ve aynı firmada 2012 yılından beri AR-GE müdür yardımcısı olarak çalışmaya devam etmektedir.

Kağan İLERİ

2010 yılında Uludağ Üniversitesi MYO da İklimlendirme Soğutma ön lisansını tamamlamıştır. 2016 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olmuş ve 2016 Yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde yüksek lisans eğitimine devam etmektedir. 2017-2018 yılları arasında Brusa Koltuk'da üretim mühendisi olarak çalıştıktan sonra 2018 yılında şu anda çalışmakta olduğu İNOKSAN firmasına Mekanik Tasarım Uzmanı olarak işe girmiştir.

Burak KİŞİN

2010 yılında İzmir Teğmen Ali Rıza Akıncı Anadolu Lisesi'ni bitirdi. 2017'de Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 2018'de Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Termodinamik A.B.D. da yüksek lisans eğitimine başladı.

Canber ÇELİK

1994 yılında Bursa'da doğdu. Ortaöğrenimini 2008-2012 yılları arasında Bursa Anadolu Kız Lisesi'nde tamamladı. 2013 yılında girdiği Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölüm'ünden 2014 yılında yatay geçişle ayrılarak Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümüne geçiş yaptı. Lisans eğitimi 2018 yılında tamamlamıştır.

A.Alper ÖZALP

1994 ve 1996 yıllarında ODTÜ'de Lisans ve Yüksek Lisans eğitimi almıştır. Doktorasını ise Uludağ Üniversitesinde 2001 yılında tamamlamıştır. Şu anda Uludağ Üniversitesi'nde profesör unvanı ile öğretmenlik yaparken aynı zamanda 2008 yılında kurucu partnerliğini yaptığı TEMAS AR-GE firmasında çeşitli firmalara danışmanlık görevini yerine getirmektedir.