

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KAPALI HACİM YALITIMININ YÜKSEK SICAKLIKLARDA ISI GEÇİŞİ VE
ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eren DİKEÇ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

AĞUSTOS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KAPALI HACİM YALITIMININ YÜKSEK SICAKLIKLARDA ISI GEÇİŞİ VE
ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Eren DİKEÇ
(503131106)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU

AĞUSTOS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503131106 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Eren DİKEÇ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**KAPALI HACİM YALITIMININ YÜKSEK SICAKLIKLARDA ISI GEÇİŞİ VE ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Özden AĞRA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **3 Ağustos 2015**
Savunma Tarihi : **10 Ağustos 2015**

Aileme,

ÖNSÖZ

Öncelikle çalışmam boyunca bana her türlü yardımı sağlayan,engin bilgisi ile çalışmama yön veren ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen saygıdeğer hocam Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamı oluşturduğum projenin gerçekleşmesini sağlayan ve destek olan TÜBİTAK, İstanbul Teknik Üniversitesi ve Arçelik Pişirici Cihazlar A.Ş.'ye teşekkür ederim.

Başta proje kapsamında beraber çalıştığımız çalışma arkadaşlarım Orkun DOĞU ve Büşra UĞURLU olmak üzere, bu süreçte yanımda olan Aykut TERZİ, İpek ARAVİ, Orkun TEMEL, Özgür IŞIK ve Uğur SARITAŞ'a yardım ve desteklerini esirgemedikleri için teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak, bugünlere gelmemde büyük emekleri olan, beni her koşulda ve daima destekleyen aileme sonsuz teşekkürlerimi ve minnettarlığımı sunarım.

Ağustos 2015

Eren DİKEÇ
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOLLER	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Kapsamı ve Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	1
2. KAPALI BİR HACMİN MODELLENMESİ	7
2.1 Doğal Taşınım	7
2.2 Türbülans.....	9
2.3 Işınım.....	11
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	15
3.1 Deney Düzenegi	15
3.2 Deneylerin Yapılışı ve Kullanılan Elemanlar	17
4. SAYISAL MODELLEME	21
4.1 Geometri ve Ağ Yapısının Oluşturulması	21
4.2 Sınır Koşulları	24
4.3 Türbülansın Modellenmesi.....	25
4.4 Işınımın Modellenmesi.....	25
4.5 Çözüm Yöntemi Seçimi	27
4.6 Sayısal ve Deneysel Verilerin Karşılaştırılması	28
4.6.1 İlk aşama: mevcut durum.....	28
4.6.2 İkinci aşama: hibrit malzemenin kullanılması	30
5. LİF ESASLI YALITIM MALZEMELERİNDE ISI GEÇİŞİ	41
5.1 Lif Esaslı Yalıtım Malzemeleri	41
5.2 Işınım ile Isı Geçiş.....	46
5.2.1 Işınım ile ısı geçişinin modellenmesi	47
5.2.1.1 Sayısal modelleme	47
5.2.1.2 Sayısal modellemenin MCİİ yöntemi ile karşılaştırılması.....	50
5.2.1.3 Teorik ve deneysel modelleme.....	52
5.2.2 Işınım ile ısı geçiş parametrelerinin etkisi	60
5.3 Diğer Isı Geçiş Mekanizmaları	64
5.3.1 İletimle ısı geçiş	64
5.3.2 Taşınım ile ısı geçiş.....	69
5.4 Toplam Isı Geçiş Katsayısı	70
6. SICAK KILAVUZ LEVHALI CİHAZ TASARIMI	73
6.1 Cihazın Çalışma Prensipleri	73
6.2 Sıcak Levha Tasarımı	75

6.3 Soğuk Levha Tasarımı.....	77
6.3.1 Sınır şartlarının belirlenmesi	77
6.3.2 Farklı kanal tasarımlarının oluşturulması.....	77
6.3.3 Kanal tasarımlarının sayısal analiz için hazırlanması	77
6.3.4 Tasarımların sonlu hacimlere bölünmesi	78
6.3.5 Türbülansın modellenmesi	78
6.3.6 Ön tasarım	78
6.3.7 Geliştirilmiş tasarımlar	80
6.3.8 Son tasarım.....	83
6.4 Kontrol Yöntemi.....	87
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	89
KAYNAKLAR.....	91
ÖZGEÇMİŞ	95

KISALTMALAR

HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
UDF	: User Defined Function
RTE	: Radiation Transfer Equation
DO	: Discrete Ordinates
S2S	: Surface-to-Surface
CFL	: Courant-Friedrichs-Lewy
MCIİ	: Monte Carlo Işın İzleme
KHO	: Katı Hacim Oranı
FTIR	: Fourier Transform Infrared Spectroscopy
GHP	: Guarded Hot Plate

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Enerji analizörü hata değerleri.	20
Çizelge 4.1 : Malzemelerin termofiziksel özellikleri.	22
Çizelge 4.2 : Problemin sınır koşulları.	24
Çizelge 4.3 : Doğrulama sonucu elde edilen maksimum hatalar.....	30
Çizelge 4.4 : Farklı yalıtım malzemeleri ile elde edilen tasarımlar.	31
Çizelge 4.5 : Sayısal analizde kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri.	31
Çizelge 5.1 : Boyut parametresi ve yapılan kabuller.	47
Çizelge 5.2 : Knudsen sayısına göre değişen parametreler.	67

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Isıtılan dikey bir levha üstündeki doğal taşınım [17].	7
Şekil 2.2 : Bağımlı değişkenlerin ortalama ve çalkantı bileşenleri şeklinde ifade edilmesi.	9
Şekil 2.3 : Elektromanyetik dalga spektrumu [21].	11
Şekil 2.4 : Gelen ışınının yarısaydam bir malzeme tarafından yutulması, yansıtılması ve geçirilmesi.	12
Şekil 3.1 : Deney düzeneği ve geometrik ölçüler.	15
Şekil 3.2 : Deneyde ölçülen sıcaklıklar.	16
Şekil 3.3 : Rayleigh sayısının zamana göre değişimi.	16
Şekil 3.4 : Voltaj regülatörü.	17
Şekil 3.5 : Veri toplayıcı.	17
Şekil 3.6 : Pano ve bileşenleri.	18
Şekil 3.7 : Arka yalıtımın hibrit yalıtım malzemesi ile değiştirilmesi.	19
Şekil 4.1 : Kavite, yan yalıtım ve arka yalıtım hacimleri.	22
Şekil 4.2: Kavite ve yan yalıtım çözüm ağı.	23
Şekil 4.3 : (a) İnce duvar tanımı (b) Katı kısmın hücrelere bölünmesi (ısı geçişi tüm yönlerde) (c) Duvara kalınlık verilmesi (ısı geçişi sadece duvar normal yönünde) (d) “Shell conduction” kullanılması (ısı geçişi tüm yönlerde) [22].	23
Şekil 4.4 : Kavite alt ve üst yüzey sıcaklık sınır şartlarının verilmesi.	24
Şekil 4.5 : Kavite merkez sıcaklığının ışıınımı modellemeden farklı türbülans modelleri ile karşılaştırılması.	25
Şekil 4.6 : Işınımlı ve ışıınımsız durumda kavite merkez sıcaklığı.	26
Şekil 4.7 : Farklı iki ışıınım modeli kullanılarak elde edilen kavite merkez sıcaklığı.	27
Şekil 4.8 : Kavite arka yüzey sıcaklığı.	28
Şekil 4.9 : Kavite sağ yüzey sıcaklığı.	29
Şekil 4.10 : Kavite merkez sıcaklığı.	29
Şekil 4.11 : Ön çalışmada kullanılan model.	31
Şekil 4.12 : Arka yalıtım dış yüzey sıcaklıkları.	32
Şekil 4.13 : $t = 600$ s için elde edilen sıcaklık dağılımları ($a=C-C$, $b=C-A$, $c=C-S$).	33
Şekil 4.14 : $t = 3600$ s için elde edilen sıcaklık dağılımları ($a=C-C$, $b=C-A$, $c=C-S$).	34
Şekil 4.15 : Cam-seramik hibrit malzeme (alttan sırasıyla 2 mm polyester, 6 mm seramik yünü, 12 mm cam yünü katmanları).	35
Şekil 4.16 : İğneleme makinası ve ana bileşenleri [24].	35
Şekil 4.17 : Hibrit malzeme devre modeli şematik gösterimi [26].	36
Şekil 4.18 : Kavite arka yüzeyi (kavite hacmine bakan) için sıcaklık dağılımı.	36
Şekil 4.19 : Arka yüzey (ortama bakan) için sıcaklık dağılımı.	37
Şekil 4.20 : 1 saat sonunda iki durum için elde edilen enerji tüketim değerleri.	37
Şekil 4.21 : Kavite arka yüzey sıcaklığı.	38

Şekil 4.22 : Kavite sağ yüzey sıcaklığı.	38
Şekil 4.23 : Kavite merkez sıcaklığı.	39
Şekil 5.1 : Yalıtım malzemelerinin sınıflandırılması [28].	41
Şekil 5.2 : Liflerin sınıflandırılması.	42
Şekil 5.3 : Aerojel içyapısı.	44
Şekil 5.4 : Seramik yünü içyapısı.	44
Şekil 5.5 : Cam yünü içyapısı.	45
Şekil 5.6 : Seramik battaniye içyapısı.	45
Şekil 5.7 : İğnelenmiş cam yünü içyapısı.	46
Şekil 5.8 : Geometri ve sınır şartları.	48
Şekil 5.9 : Sıcaklığın yalıtım malzemesi kalınlığı boyunca değişimi.	49
Şekil 5.10 : Geçirgenliğin yalıtım malzemesi kalınlığı boyunca değişimi.	49
Şekil 5.11 : Farklı lif çapları ve katı hacim oranlarında ortalama lif sıcaklığı.	50
Şekil 5.12 : Sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması [6].	51
Şekil 5.13 : Geçirgenlik değerlerinin karşılaştırılması [6].	52
Şekil 5.14 : Geometri ve sınır koşulları.	53
Şekil 5.15 : Kalın ve ince malzeme durumları için ışınlı ısı geçişi katsayısı.	55
Şekil 5.16 : Geçirgenlik deneyi prensibi.	57
Şekil 5.17 : Farklı kalınlıklardaki malzemenin geçirgenlik spektrumu.	57
Şekil 5.18 : Spektral kaybolma katsayısı.	58
Şekil 5.19 : Ağırlıklandırma fonksiyonu [32].	59
Şekil 5.20 : L=25.4 mm kalınlıktaki yalıtım malzemesi için farklı sıcaklık farklarındaki ısı akıları.	61
Şekil 5.21 : L=33 mm kalınlıktaki yalıtım malzemesi için farklı sıcaklık farklarındaki ısı akıları.	61
Şekil 5.22 : L=40.6 mm kalınlıktaki yalıtım malzemesi için farklı sıcaklık farklarındaki ısı akıları.	62
Şekil 5.23 : Farklı yoğunluktaki malzemeler için ısı akısı değerleri.	62
Şekil 5.24 : Isı akısı soğurma katsayısı değişimi.	63
Şekil 5.25 : Farklı soğurma katsayılarında sıcaklığın malzeme kalınlığı boyunca değişimi.	64
Şekil 5.26 : Isı iletim katsayısı alt ve üst sınırları.	66
Şekil 5.27 : Katı ve gaz fazlarının iletimle ısı geçişine katkıları.	67
Şekil 5.28 : Hava ısı iletim katsayısının sıcaklık ile değişimi.	68
Şekil 5.29 : Isı geçişi mekanizmalarının katkıları.	70
Şekil 5.30 : Hesaplanan ve ölçülen ısı geçişi katsayıları.	71
Şekil 6.1 : Sıcak kılavuz levhaya ait şematik gösterim [35].	73
Şekil 6.2 : Boru tipi ısıtıcıların kapalı hacme yerleşimi.	74
Şekil 6.3 : Sıcak levha.	74
Şekil 6.4 : Sıcak levha ve soğuk levhaların cihaza yerleşimi.	75
Şekil 6.5 : Sıcak levha direnç yerleşimi şematik gösterimi.	76
Şekil 6.6 : Sıcak levhanın şematik gösterimi.	76
Şekil 6.7 : Cutcell mesh ağ yapısının uygulanması.	78
Şekil 6.8 : Ön tasarıma ait kanal geometrileri.	78
Şekil 6.9 : Dolanımlı tasarımdan elde edilen sıcaklık dağılımı.	79
Şekil 6.10 : Dolanımlı tasarımdan elde edilen sıcaklık dağılımı.	79
Şekil 6.11 : Manifold tasarımdan elde edilen sıcaklık dağılımı.	80
Şekil 6.12 : Geliştirilmiş tasarıma ait kanal geometrisi.	81
Şekil 6.13 : Geliştirilmiş tasarımdan elde edilen sıcaklık dağılımı.	81
Şekil 6.14 : Kanalların yaklaştırılması.	82

Şekil 6.15 : Kanalların yaklaştırılması ile elde edilen sıcaklık dağılımı.	82
Şekil 6.16 : Kanalların yaklaştırılması.	82
Şekil 6.17 : Kanalların yaklaştırılması ile elde edilen sıcaklık dağılımı.	83
Şekil 6.18 : Sarmal model geometrisi.	83
Şekil 6.19 : Levha malzemesi olarak alüminyum (sol) ve çelik (sağ) kullanılması. .	84
Şekil 6.20 : Sarmal model geometrisinden elde edilen zamana bağlı sıcaklık dağılımları.	85
Şekil 6.21 : Üretimi yapılan soğuk levhadaki kanal geometrisinin görünümü.	86
Şekil 6.22 : Üretimi yapılan soğuk levha.	86

SEMBOLLER

ρ	: Yoğunluk; yansıtma oranı
V	: Akışkanın hızı; hacim
β	: Hacimsel genleşme katsayısı
v	: Özgül hacim
p	: Basınç
T	: Sıcaklık
μ	: Dinamik (mutlak) viskozite
ν	: Kinematik viskozite
α	: Isı yayılım katsayısı; yutma oranı; ısı toplama katsayısı
k	: Isı iletim katsayısı; türbülans kinetik enerjisi
c_p	: Özgül ısı
h	: Entalpi; boyut adımı
Φ	: Disipasyon
$\overline{u_i u_j}$	: Reynolds gerilmeleri
w	: Özgül türbülans disipasyon hızı
Ra	: Rayleigh sayısı
f	: Dalga frekansı
λ	: Dalga boyu
c	: Dalga yayınma hızı
n	: Kırılma indisi
ε	: Emisivite; türbülans disipasyon hızı
σ	: Stefan-Boltzmann sabiti
J	: Giden ışınlam
G	: Gelen ışınlam
E	: Yayma gücü
A	: Yüzey alanı
τ	: Geçirme oranı
F	: Şekil faktörü
I	: Işınlam yoğunluğu
r	: Pozisyon vektörü
s'	: Saçılma yön vektörü
s	: Yol uzunluğu
σ_a	: Soğurma katsayısı
σ_s	: Saçılma katsayısı
Φ	: Faz fonksiyonu
Ω'	: Katı açısı
ϵ	: Porozite
d_l	: Lif çapı
x	: Boyut parametresi
B	: Geri saçılma oranı
S_s	: Saçılma kesit alanı
S_a	: Soğurma kesit alanı
M	: Kaybolma katsayısı

N	: Saçılma katsayısı
P	: Soğurma katsayısı
K_e	: Rosseland ortalama kaybolma katsayısı
τ_0	: Optik kalınlık
T_λ	: Spektral geçirgenlik yüzdesi
f_λ	: Ağırlıklandırma fonksiyonu
Kn	: Knudsen sayısı
Φ, Ψ	: Knudsen sayısına bağlı parametreler
Pr	: Prandtl sayısı
γ	: Özgül ısı oranı

KAPALI HACİM YALITIMININ YÜKSEK SICAKLIKLARDA ISI GEÇİŞİ VE ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada, lif esaslı yalıtım malzemelerinin uygulama alanlarından birisi olan kapalı hacimlerin modellenmesi, bu malzemelerdeki ısı geçişi ve malzeme mikro yapı özelliklerinin yalıtım performansına etkileri incelenmiştir. Ayrıca, bahsedilen malzemelerin toplam ısı geçişi katsayısını ölçmede kullanılan cihazın tasarımıyla ilgili yapılan çalışma anlatılmıştır.

Tezin ilk bölümünde kapalı bir hacmin sayısal olarak modellenmesi üzerinde durulmuştur. Ele alınan problemde karşılaşılan doğal taşınım, türbülans ve ışınlama ısı geçişi mekanizmaları teorik olarak incelenmiştir. Yürütülen sayısal çalışmanın doğrulanması için gerçekleştirilen deney ile deney sistemi tanıtılmıştır. Deneyde yapılan sıcaklık ölçümleri kaydedilerek, alt ve üst ısıtıcılardan elde edilen sıcaklık profilleri, sayısal çalışmada sınır koşulu olarak kullanılmıştır.

Kapalı hacmin sayısal olarak modellenmesi ticari bir hesaplama akışkanlar dinamiği programı olan ANSYS Fluent® yazılımı ile yapılmıştır. Geometrinin sonlu hacimlere bölünürken dikkat edilmesi gereken hususlardan ve sayısal çözüm için gerekli sınır şartlarından bahsedilmiştir. Problemde karşılaşılan türbülans ve ışınlama mekanizmalarının modellenmesinde kullanılan farklı modeller karşılaştırılmıştır. Sayısal çözümde kullanılan çözüm yöntemi ile ilgili bilgiler verilmiştir.

Deneyler ve sayısal analiz, kavite hacminin arka kısmında bulunan yalıtım malzemesinin cam yünü ve cam-seramik yününün mekaniksel olarak birleştirildiği hibrit malzeme olarak adlandırılan yalıtım malzemesinin kullanıldığı iki farklı durum için gerçekleştirilmiştir. Öncelikle arka yalıtım malzemesi olarak sadece cam yününün kullanıldığı deneysel ve sayısal çalışmadan elde edilen farklı kavite yüzeyleri ve kavite merkezindeki sıcaklıklar karşılaştırılarak sayısal çalışma doğrulanmıştır. Ardından cam-seramik yünü hibrit malzemenin kullanıldığı durumdan elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlar irdelenmiştir. Bahsedilen iki durum için elde edilen enerji tüketim değerleri ve sıcaklık profilleri karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, hibrit bir malzeme oluşturmanın beklenen yalıtım etkisinin iyileştirilmesini sağlayamadığı neticesine ulaşılmıştır.

Tezin ilk bölümünden elde edilen sonuçların verdiği düşünce ile tezin ikinci bölümünde yalıtım malzemesinin mikro özellikleri ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Bu malzemelerde gerçekleşen ısı geçişi mekanizmaları (iletim, taşınım ve ışınlama) ayrı ayrı ele alınmıştır. Malzemelerin yüksek sıcaklıklarda uygulama alanının geniş olması nedeniyle ışınlama ile ısı geçişinin modellenmesine yönelik çalışmalar yapılmıştır. Işınlama ısı geçişinin sayısal olarak modellenmesine yönelik yapılan çalışmada malzemenin yoğunluğunun ve lif diziliminin etkileri incelenmiş ve literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Işınlamanın teorik ve deneysel olarak modellenmesi bölümlerinde, ışınlama etkisini temsil eden daha pratik yaklaşımların kullanılmasına yönelik çalışmalar yapılmıştır. Bu yaklaşımlardan two-flux yaklaşımına ait yönetici

denklemler, malzemenin soğurmadığı kabulü ile nümerik olarak MATLAB programı yardımı ile çözülmüştür. Deneysel modelleme bölümünde FTIR yöntemi kullanılarak malzemenin spektrumu elde edilmiş ve buradan ışınlama ısı geçişi katsayısına ulaşılmıştır. Yine tezin bu bölümünde ışınlama ısı geçişi parametrelerinin etkilerinden bahsedilmiş ve yapılan sayısal çalışma, literatürden elde edilen veriler ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Her üç ısı geçişi mekanizmasından elde edilen ısı geçişi katsayıları kullanılarak, yalıtım malzemesi için toplam (efektif) ısı iletim katsayısına ulaşılmış ve sıcak kılavuz levhalı cihaz ile gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

Tezin son bölümünde, malzemelerin toplam ısı iletim katsayısının belirlenmesinde sıklıkla kullanılan sıcak kılavuz levhalı cihaz ve bu cihazın tasarımı için gerçekleştirilen çalışmalardan bahsedilmiştir. Cihazın çalışma prensibi Fourier Yasası'na dayanmaktadır. Cihazın tasarım adımlarından olan sıcak ve soğuk levha tasarımına yönelik yapılan çalışmalar ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur. Ayrıca cihazın kontrol yöntemi ile ilgili bilgiler verilmiştir.

Sonuç olarak, yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılan kapalı bir hacmin sayısal olarak modellenmesinde kullanılan ağ yapısı ve çözüm yöntemleri sonuçları önemli ölçüde etkilemektedir. Bu tür uygulamalarda ışınlama ısı geçişi mutlaka göz önüne alınmalı ve ortamın özelliklerine uygun bir ışınlama modeli seçilmelidir.

Yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılan yalıtım malzemelerinin iyileştirilmesi, temel olarak bu malzemelerin mikro yapılarında gerçekleştirilecek değişikliklerle mümkün olmaktadır. Bu malzemelerdeki ışınlama ısı geçişinin modellenmesine yönelik olarak kullanılan yaklaşımlar her ne kadar pratik olsa da, bu yaklaşımların kısıtlamaları göz önüne alınmalıdır.

Homojen bir sıcaklık dağılımının elde edilmesi, sıcak kılavuz levhalı cihazda kullanılan sıcak ve soğuk levha tasarımındaki en önemli kısıtlardan birisidir. Bunun dışında cihazın bütününe konstrüktif olarak da ele alınması gerekmektedir.

A STUDY FOR THE EFFECT OF ENCLOSURE INSULATION MATERIAL ON HEAT TRANSFER AND ENERGY CONSUMPTION AT HIGH TEMPERATURES

SUMMARY

In this study, modelling of an enclosure, that can be considered as a field of fibrous insulation material application, is realized, then the heat transfer mechanisms in those materials and material microstructure parameters are investigated. Moreover, a device called Guarded Hot Plate (GHP), which is used to measure the total (effective) heat transfer coefficient of a material, is designed.

First, numerical modelling of an enclosure is performed. In literature, the effect of heat transfer and flow mechanism were studied extensively. Therefore, firstly theoretical background of natural convection, turbulence and radiation heat transfer mechanisms are explained. Experimental setup and experiments are conducted to validate the numerical study. In experiments, instruments in ITU Mechanical Engineering Heat and Mass Transfer Laboratory, which are voltage regulator, data logger and panel including energy regulator and thermocouple sockets, are utilized. During the experiments, the temperature measurements of enclosure surfaces are recorded with data logger, and then the temperature profiles are obtained. Those temperature profiles from heaters are used as boundary conditions for numerical study.

A commercial CFD program ANSYS Fluent® is used to model the enclosure. Issues that has been considered during the preparation of the geometry for the finite volume calculations and boundary conditions of the problem are indicated. For example, the crucial effect of enclosure wall thickness on numerical solution has been observed. That is why, they must be modelled. However, since their thicknesses are very low compared to the length of enclosure walls, these walls are modelled via shell conduction.

Approximately half a million elements are created for this numerical study. A higher number of elements has been created near the enclosure walls prepared to achieve velocity and temperature profile more accurately.

Different approaches used to model turbulence (Standard $k-\varepsilon$, Realizable $k-\varepsilon$ models) and radiation (Surface-to-Surface and Discrete Ordinates models) are compared with each other. It has been observed that different turbulence and radiation models have no impact on solution. However, especially in high temperature applications, radiation must be modelled to obtain more reliable results.

Solution methods, that can be considered to be suitable for modelling of natural turbulent convection at high temperatures, have been used. Since there are high temperature differences between the elements in domain, Ideal Gas Law is used to calculate the fluid density rather than Boussinesq Approximation, which can be used for low temperature differences. Methods, that are available in commercial program such as thermal effects option and full buoyancy effects option, are used. To discretize the pressure term, body force weighted discretization method, which can be considered to be suitable for natural convection problems, is used. Time dependent transport

equations are solved using the implicit method. Therefore, it is not necessary to ensure Courant-Friedrichs-Lewy (CFL) condition. However, regarding the solution time, the determination of the time step is still critical. Time step of the problem is determined by using the average velocity observed in the enclosure and a characteristic length, which is the length of the enclosure walls.

There are two main situations in analysis and experiments: One of them is using only fiberglass material on the backside of the enclosure and the other one is using fiberglass-ceramic wool, which is called as hybrid material. Fiberglass-ceramic wool hybrid material is prepared by using a method called needle punching. In this method, special needles are used to bond different insulation material to each other.

In first situation, experimental and numerical temperature profiles on different surfaces of enclosure have been obtained and compared to each other in order to validate the numerical analysis. During the validation process, fiberglass insulation material is used. Maximum error between numerical solution and experimental results does not exceed 8% and temperature profiles from different walls are quite similar, thus it is convenient to use numerical model.

In second situation, fiberglass-ceramic wool hybrid material is tested both experimentally and numerically. Next, energy consumptions and temperature profiles of two main situations are compared. As a result, using hybrid material as an insulation material of enclosure is not able to show the enhanced insulation effect that has been expected.

Apart from this result of the first part of the thesis, the focus of the second part is micro structural properties of fibrous materials. Heat transfer mechanisms in fibrous materials namely - conduction, convection and radiation - have been discussed separately. Since high temperature applications are the main ones for fibrous insulation materials, radiation heat transfer become important and it is specifically studied.

It is possible to categorize insulation materials in terms of their microstructure (fibrous, porous) or fiber base material (organic, inorganic). Fibrous materials have a wide application area in the industry. Some significant features of fibrous materials such as solid volume fraction, porosity, anisotropy factor are defined. Scanning Electron Microscope (SEM) analysis results are given.

Modelling of radiation heat transfer in fibrous and porous materials are being studied widely. Basically, two main approaches are present: numerical and experimental modelling of material microstructure and optical properties.

In the study of numerical modelling of radiation heat transfer, effects of parameters such as bulk density of insulation material and fiber orientation are discussed and compared with similar studies in the literature. An important parameter called size parameter determines the behavior of scattering of radiation-namely Mie or Rayleigh scattering. In this study it is accepted that fibers have larger diameters compared to wavelength of a ray; therefore, geometric reflection assumption can be made. It is concluded that, material temperature decreases rapidly with increasing material solid volume fraction. Moreover, increased material solid volume fraction suppresses radiation heat transfer transmission throughout the material. It is also concluded that different fiber diameters with a varying solid volume fraction have negligible impact on average fiber temperature.

When it comes to the theoretical and experimental studies, the main focus is the practical methods, which make it possible to take radiation part of the heat transfer

into consideration. Two-flux approximation is one of the methods that can be used to model the radiation heat transfer. Two-flux approximation equations are solved numerically through MATLAB® assumption of non-absorbing media. Experimental study is conducted by using Fourier Transform Infrared Spectroscopy (FTIR) with optically thick approximation to determine the material spectrum and then, to obtain radiation heat transfer coefficient. Radiation heat transfer in optically thick medium can be considered to be a diffusion process.

Radiation heat transfer equation is solved by using FLUENT® with present parameters, namely scattering, absorption coefficients and refractive index. Radiation heat transfer flux is obtained from different hot side temperatures and compared with experimental and numerical data on literature.

Effect of absorbing coefficient of material is also discussed. It is observed that increasing absorbing coefficient of material decreases heat flux across the material. Moreover, homogenous radiant temperature profile is obtained if the material has low absorbing coefficient, which means that media do not participate in the radiation heat transfer.

Another discussion topic is the conduction and convection heat transfer mechanisms in fibrous materials. Air in fibrous materials is generally stationary. Therefore, convection heat transfer in those materials can be neglected compared to the other heat transfer mechanisms.

Conduction heat transfer in fibrous materials takes place in gas (air) and solid (fiber) phases. There are various approaches to identify the interaction between those two phases. Empirical expressions found in literature are used to model the conduction heat transfer. It is showed that solid phase conduction heat transfer is very low compared to gas phase, especially if the material consists of low conduction heat transfer coefficient fibers.

Using heat transfer coefficients from different mechanisms, total (effective) heat transfer coefficient of material is obtained and compared with experimental study that is conducted via Guarded Hot Plate (GHP).

The last part of the thesis explains the design steps of GHP in detail. GHP is widely used to determine the total heat transfer coefficient of materials. Working principle of GHP is based on one-dimensional Fourier Law. A comprehensive explanation for the design of hot and cold plate of GHP as well as for the control mechanism of GHP is provided.

Finally, it is concluded that mesh construction and solution methods have a significant effect on enclosure modelling. Especially in high temperature applications, modeling of radiation also becomes very crucial to obtain rational results.

Enhancement of an insulation material basically depends on material microstructure such as solid volume fraction, fiber diameter, orientation and optical properties. Through the optimization of those parameters, an effective thermal insulation material can be designed.

It is crucial to use correct radiation heat transfer approximations to obtain reasonable results. For example, two-flux approximation is suitable for one dimensional heat transfer problems and diffusion approximation is only valid for optically thick media. Therefore, one must be careful during the use of those approximations.

FTIR method is widely used in textile and chemistry engineering applications to determine the material microstructure. In order to use this method in radiation heat transfer area, it is necessary to consider the device capacity.

One of the most critical issues in the design of a GHP is how to get homogeneous temperature distribution from both hot and cold side plates. Moreover, structural construction of GHP must also be taken into consideration.

1. GİRİŞ

1.1 Tezin Kapsamı ve Amacı

Tez kapsamında lif esaslı yalıtım malzemelerinin performansının test edilebileceği kapalı hacimlerin modellenmesi, bu malzemelerde meydana gelen ısı geçişi mekanizmaları ve malzemelerin mikro yapı özelliklerinin malzeme ısıl geçirgenliğine etkisi incelenmiştir. Bu çalışmalara ek olarak, bahsedilen malzemelerin toplam ısı geçişi katsayısını ölçmede kullanılan cihaz tasarımıyla ilgili yapılan çalışma sunulmuştur.

1.2 Literatür Araştırması

Bouali ve diğ. eğimli, içerisinde bir cismin olduğu ve olmadığı, kapalı bir hacimdeki doğal taşınım ve ışınlama ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Eğim açısı, ısıl iletkenlik oranı, maksimum sıcaklık farkı ve ışınlamanın olmadığı durum gibi parametrelerin sonuçları irdelenmiştir. Buna göre, içerisinde bir cismin olduğu veya olmadığı, ışınlamanın göz önüne alındığı veya alınmadığı durumlar için kavite eğim açısının eş sıcaklık eğrileri ve akış çizgileri üzerinde büyük bir etkisi vardır. ısıl iletkenlik oranı kavitenin tümündeki eş sıcaklık eğrileri dağılımını etkilemektedir. Işınlama ısı geçişi, özellikle kavite içerisinde bir cisim olmadığı durumda, ortalama Nusselt sayısını gözle görülür bir şekilde arttırmaktadır [1].

Kuznetsov ve Sheremet etrafı sonlu kalınlıktaki bir duvar ile çevrili kapalı bir hacimdeki ışınlama ve doğal taşınım ile ısı geçişi problemini analitik olarak ele almışlardır. Kavite alt yüzeyinde sabit sıcaklıkta bir ısı kaynağı bulunmaktadır. Kavitenin yüzeylerinden bir tanesinin ortam ile ısı alışverişinde bulunmasına izin verilirken, kalan diğer yüzeylerin adyabatik olduğu kabul edilmiştir. Sonlu kalınlıktaki duvarın termofiziksel özelliklerinin sıcaklık ile değişmediği, akışkanın Newtonian ve akışın laminar olduğu kabulü yapılmıştır. Isı kaynağı ve duvarlar arasındaki ışınlama ısı geçişi Rosseland yaklaşımı ile modellenmiştir. Sonuç olarak, ışınlama ısı geçişinin göz önüne alınması kavite içerisindeki sıcaklığı arttırmıştır [2].

Reddy ve Kumar bir güneş panelinde gerçekleşen doğal taşınım ve yüzey ışıınımı problemini 2 boyutlu olarak ele almışlardır. Işınım ile ısı geçişinin göz önüne alınmasının güneş panelindeki birim zamandaki ısı kaybını tamamen değıştirdiğı sonucuna varmışlardır. Ayrıca güneş panelinin konumunun taşınım ile ısı kaybını önemli ölçüde etkilediğı ve eğim açısının yüksek olduğı durumlarda bu etkinin daha da arttığını gözlemlemişlerdir [3].

Sharma ve diğ. alttan ısıtılan kapalı bir hacimde gerçekleşen türbülanslı doğal taşınım ve yüzey ışıınımını sayısal olarak çalışmışlardır. Rayleigh sayısı, kapalı hacim boy-en oranı, duvar yüzeylerinin emisivite değıerleri ve dış ortam ısı geçişi katsayısı gibi parametrelerin etkilerini incelemişlerdir. Yüzey ışıınımının doğal taşınımı körelttiğı, bunun sonucunda da taşınım ile ısı geçişi etkisinin azaldığını fakat taşınım ile ısı geçişindeki azalmanın ışıınım ile ısı geçişi katkısı ile telafi edildiğı sonucuna ulaşmışlardır. Sonuç olarak, kapalı bir hacimdeki ısı geçişini öngörebilmek için doğal taşınımın ışıınım ile ısı geçişi ile birlikte ele alınması gerektiğı sonucuna ulaşılmıştır [4].

Calcagni ve diğ. kare şeklindeki kapalı bir hacimdeki ısı geçişi problemini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Kavitenin tabanında bulunan ısı kaynağının boyutları, kavite uzunluğunun belirli oranlarına göre değışmektedir. Kavitenin kalan yüzeylerinden ikisi ortama açık iken, diğ. yüzeylerin adyabatik olduğı kabul edilmiştir. Temel olarak ısı kaynağının boyutlarına odaklanıldığı bu çalışmada, beklenildiğı gibi ısı kaynağının boyutunun arttırılması ile özellikle yüksek Rayleigh sayılarında ısı geçişi artmaktadır. Ayrıca, deneysel ve sayısal olarak, ısı geçişinin Rayleigh sayısının 10^4 mertebesinde küçük olduğı durumlarda iletimle, Rayleigh sayısı yaklaşık 10^5 mertebelerinde iken ise taşınım ile gerçekleştiğı sonucuna varmışlardır [5].

Lif esaslı yalıtım malzemeleri, yapı yalıtımından uzay endüstrisine kadar pek çok alanda kullanılmaktadır. Lif esaslı yalıtım malzemelerinde ısı geçişinin her üç mekanizması da görülebilen, yüksek sıcaklıklarda baskın olarak ışıınım ile ısı geçişi gerçekleşmektedir.

Arambakam ve diğ. yüksek sıcaklıklarda kullanılan lif esaslı yalıtım malzemelerinin mikro yapısal özelliklerinin yalıtım performansına etkilerini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada yalıtım malzemesinin opak ve yansıtıcı liflerden oluştuğı kabulünü yapmışlardır. Sonuç olarak, 2 boyutlu olarak gerçekleştirdikleri çalışmanın,

3 boyutlu daha karmaşık sayısal simülasyon sonuçları ile uyum içinde olduğunu görmüşlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre lif çapı sabit iken, yalıtım malzemesi boyunca geçen ısı akısı, artan katı hacim oranı ile birlikte azalmaktadır. Ayrıca lif sıcaklıklarının yalıtım malzemesinin porozitesinden bağımsız olduğu sonucuna ulaşmışlardır [6].

Tahir ve diğ. lif esaslı yalıtım malzemelerinin mikro yapısını 3 boyutlu ele alarak, lif çapı, dağılımı ve emisivitesi ile yalıtım malzemesinin porozitesi ve kalınlığı gibi parametrelerin ışınlama ısı geçişine etkilerini incelemişlerdir. Işınlama ısı geçişinin tek baskın ısı geçişi mekanizması olduğunu kabulünü yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada yalıtım malzemesinin mikro yapısal özelliklerinin etkilerini ayrı ayrı, ampirik bir girdiye ihtiyaç duymadan inceleyebilmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, yalıtım malzemesinin kalınlığı ve lif çapı sabit iken, kalınlık boyunca geçen ısı akısının lif yoğunluğunun artması ile azalmaktadır. Ayrıca, yalıtım malzemesi porozitesi ve kalınlığı sabit iken, lif çapı küçültülerek malzeme kalınlığı boyunca geçen ısı akısının azaltılabileceği sonucuna varmışlardır [7].

Qashou ve diğ. lif esaslı yalıtım malzemelerinde ışınlama ısı geçişini, “surface-to-surface” ışınlama modeli kullanarak zamana bağlı bir şekilde incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada lif çapı, katı hacim oranı ve malzeme kalınlığı gibi parametrelerin ısı geçişine etkilerini ele almışlardır. Sonuç olarak, lif çapı sabit iken, katı hacim oranının artması ile birlikte ısı geçişinin azaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca, sabit katı hacim oranında, lif çapının ısı geçişi üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir olduğu sonucuna varmışlardır. Sayısal ve deneysel olarak gerçekleştirdikleri çalışmada, sabit katı hacim oranı ve lif çapındaki yalıtım malzemesi için, ısı geçişinin malzeme kalınlığının arttırılması ile azaldığını sonucuna varmışlardır [8].

Larkin ve Churchill lif ve köpük esaslı poroz yalıtım malzemelerindeki ışınlama ısı geçişini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Kullandıkları modelin çözümü için gerekli olan parametrelerden bazılarını, kullanılan malzemeler için böyle bir verinin henüz mevcut olmaması nedeniyle ulaşamamışlardır. Bunun yerine gerçekleştirdikleri geçirgenlik deneyleri ile elde ettikleri veriler yardımı ile farklı türden malzemeleri, farklı koşullar altında inceleyebilmişlerdir. Işınlama ısı geçişinin toplam ısı geçişine %5-20 aralığında katkı sağladığı sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca, cam yünü ve köpük cam yalıtım malzemeleri için temel mekanizmanın saçılım, strafor malzeme için ise sıcaklığa bağlı olarak saçılım veya soğurma olabileceği sonucuna varmışlardır.

Malzeme yoğunluğunun arttırılması ile ışınlımla ısı geçişinin cam yünü ve köpük cam malzemelerinde azalacağı, strafor malzeme için ise azalıp veya artabileceğı sonucuna varmışlardır [9].

Tong ve Tien düşük yoğunluktaki yalıtım malzemelerinde görülen ışınlımla ısı geçişini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sayısal çözüm için gerekli olan optik özelliklere malzemedeki liflerin ışınlımı yutması kabulü ile ulaşmışlardır. Malzemenin kompleks kırılma indisi, büyüklüğü ve katı hacim oranı gibi fiziksel karakteristik özelliklerinin bilinmesi ile ışınlımla ısı geçişi akısı ve ışınlım özelliklerine ulaşılabilceğini ve bu özelliklerin etkilerinin incelenebileceğini göstermişlerdir. Silika takviyeli cam yünü ve saf cam yünü ile yaptıkları analizlerde, lif çapının malzemenin kimyasal bileşeninden daha çok etkili olduğı sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca, ışınlımla ısı geçişi akısının katı hacim oranı ile ters orantılı olduğı sonucuna varmışlardır [10]. Yazarların yaptıkları deneysel çalışmada ise sayısal olarak yaptıkları çalışmanın endüstride kullanılan hafif yalıtım malzemelerinin optik özelliklerini belirlemede kullanılabileceğı, Beer Yasası kullanılarak yapılan kabulün özellikle eş yönlü saçılımın gözlemlenmediğı malzemelerde yeterli sonuçlar veremeyeceğı ve sayısal-deneysel çalışma uyumluluğuna gri olmayan özelliklerin kullanılması ile ulaşılabilceğı sonuçlarına varmışlardır [11].

Daryabeigi ve diğ. alüminyum oksit ile iyileştirilmiş, çoklu lif yapısındaki, rijit lif esaslı yalıtım malzemelerinde görülen ışınlım ve iletim ile ısı geçişini birlikte göz önüne alan bir model geliştirmişlerdir. Işınım ile ısı geçişini difüzyon yaklaşımı, katı-gaz fazlarında görülen iletimle ısı geçişini ise yarı ampirik formüller kullanarak ele almışlardır. Geliştirdikleri ısı geçişi modelinin, lif özelliklerinin numune yoğunluğu ile birlikte değışmediğı sürece, çeşitli gaz türleri ve farklı yoğunluktaki numuneler için geçerli olduğı sonucuna varmışlardır [12].

Daryabeigi yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılan, yüksek poroziteye sahip lif esaslı yalıtım malzemelerindeki birleşik ışınlım ve iletim ile ısı geçişini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. 24, 48 ve 72 kg/m³ yoğunluk ile 13.3, 26.6 ve 39.3 mm kalınlığındaki 7 adet numunenin efektif ısı iletim katsayılarını 300-1300 K sıcaklık ve 1.33x10⁻⁵-101.32 kPa basınç aralığında ölçmüştür. İncelenen malzemeler için doğal taşınım ile ısı geçişinin gerçekleşmediğini belirlemiştir. Birleşik ışınlım ve iletim ile ısı geçişi yönetici denklemlerini çözmek için sonlu hacimler yöntemine dayanan bir model geliştirmiştir. Işınım ile ısı geçişini, anizotropik saçılım ve gri ortam kabulüne

dayanan, modifiye edilmiş two-flux yaklaşımı ile ele almıştır. Kullandığı modelde, malzemenin 300-1300 K sıcaklık aralığındaki ışıyım özelliklerini belirlemek için, parametre tahmin etme tekniğine dayalı bir algoritmadan faydalanmıştır. Sayısal çalışmada kullanılan model, farklı yoğunluk ve basınçlarda elde edilen efektif ısı iletim katsayıları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır [13].

Mohammadi ve diğ. yaptıkları çalışmada iğneleme (needle-punched) yöntemi ile oluşturulmuş çok katmanlı, dokunmamış (nonwoven) numunelerin efektif ısı iletim katsayılarını, mahfazalı sıcak plaka yardımı ile sürekli rejimde ölçmüşlerdir. Cam ve seramik liflerinden oluşturulan numuneler farklı sıra ve sayılarda, değişen lif ve çengel sayılarında birleştirilmişlerdir. Yalıtım malzemesinin ağırlığı, kalınlığı, porozitesi ve yapısı gibi parametrelerin önemli olduğu model ile efektif ısı iletim katsayısını yüksek doğruluk ile öngörebilmişlerdir. Ayrıca en iyi ısı yalıtım potansiyeline sahip yapının, yüksek seramik bileşenli, dokuz çengelli yapı olduğu sonucuna ulaşmışlardır [14].

Cohen ve Clinksman silika aerogel yalıtım malzemesinin farklı basınçlardaki ısı iletim katsayısını geçici rejim sıcak tel anemometresi tekniği ile ölçmüşlerdir. Sıcak tel anemometresi testlerinde ışıyım ile ısı geçişi katkısını göz önüne almak için geniş bir dalga boyu aralığında kaybolma katsayısını ölçerek, Rosseland ortalama kaybolma katsayısına ulaşmışlardır. Fourier Transform Infrared Spectroscopy (FTIR) testleri ile kullandıkları aerogelin geçirgenliğini belirlemişlerdir. Yaptıkları bu ölçümlerden malzemenin kaybolma katsayısını ve ışıyım ile ısı geçişi katsayısını hesaplamışlardır [15].

Mahfazalı sıcak plaka, homojen yalıtım malzemelerinin ısı iletim katsayılarının ölçümünde kullanılan başlıca cihaz olarak bilinmektedir.

Flynn ve diğ. yüksek sıcaklıklarda ölçüme imkân verebilecek yeni bir mahfazalı sıcak plaka tasarımını ele almışlardır. Daha önceden tasarlanmış olan cihazlar ile ilgili problemler irdelenerek, yeni tasarımı yapılacak cihazın tasarım kriterlerini oluşturmuşlardır [16].

Momentum denklemi bir kontrol hacmi için Newton'un İkinci Yasası'nın uygulanması ile elde edilir:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \mu \nabla^2 \vec{V} - \nabla p + \rho \vec{g} \quad (2.2)$$

Hacimsel genleşme katsayısı β , sabit basınçta akışkanın özgül kütleinin sıcaklıkla değişimini göstermek üzere:

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.3)$$

Akışkan yoğunluğunun sıcaklık ile değiştiği düşünülürse, Denklem (2.3) şu şekilde ifade edilebilir [17]:

$$\rho \cong \rho_\infty - \rho_\infty \beta (T - T_\infty) \quad (2.4)$$

Denklem (2.4), Denklem (2.2)'de ifade edilen momentum denkleminde yerine yazılırsa, doğal taşınım için momentum denklemi elde edilir:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \mu \nabla^2 \vec{V} - \nabla p + \rho_\infty \vec{g} - \rho_\infty \vec{g} \beta (T - T_\infty) \quad (2.6)$$

Doğal taşınımında akışkan hareketi sıcaklık farkı nedeniyle gerçekleştiğinden, momentum denkleminin kaynak terimi olan yer çekimi kuvveti Denklem (2.6)'da görünen hale dönüşür. Bu ifade Boussinesq Yaklaşımı kullanılarak yazılmıştır. Yoğunluğun sadece sıcaklık ile değiştiği durumlarda bu yaklaşım sorunsuz bir şekilde kullanılabilir. Bu durumlarda sıcaklık farkı, basınç farkı yaratmayacak mertebelerde küçüktür. Yüksek sıcaklık farklarında ise yoğunluğun değişimi İdeal Gaz Yasası ile göz önüne alınabilir. Denklem (2.6)'da görüldüğü gibi, hız alanının belirlenebilmesi için sıcaklık dağılımının bilinmesi gerekmektedir. Bu durum momentum ve enerji denklemlerinin birbirlerine bağlı olduklarını göstermektedir.

Enerji denklemi bir kontrol hacmine Termodinamiğin 1. Yasası'nın uygulanması ile elde edilir:

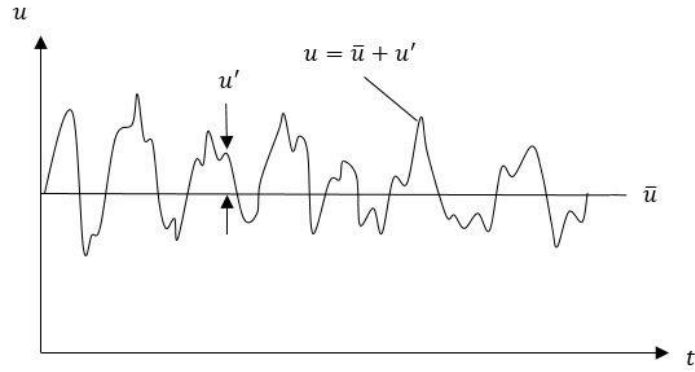
$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \nabla(k \nabla T) + \Phi \quad (2.7)$$

2.2 Türbülans

Atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetler karşısında baskın olması durumunda görülen akış türüne türbülanslı akış denir. Doğada ve endüstriyel uygulamalarda karşılaşılan çoğu akış türbülanslıdır. Türbülans, sıcak tel anemometresi veya piyezoelektrik basınç duyargası gibi cihazlar yardımı ile ölçülebilir [18]. Türbülanslı bir akışta, girdap adı verilen gelişigüzel ve hızlı çalkantılar bulunur. Bu nedenle türbülanslı akışta, laminar akıştaki kütle, momentum ve enerji aktarımı mekanizması olan moleküler difüzyona ek olarak, girdap hareketlerinden kaynaklanan bir mekanizma da bulunmaktadır [19].

Şekil 2.2’de görüldüğü gibi, türbülanslı bir akışta herhangi bir akış parametresi (hız, basınç, sıcaklık, derişiklik) ortalama değer ve çalkantı değeri cinsinden ifade edilebilir:

$$u = \bar{u} + u' \quad (2.8)$$



Şekil 2.2 : Bağımlı değişkenlerin ortalama ve çalkantı bileşenleri şeklinde ifade edilmesi.

Akış parametresinin ortalama ve çalkantı değeri cinsinden ifade edilip, bu ifadelerin süreklilik ve momentum denklemlerinde yerine konulmasıyla türbülanslı akış için yönetici denklemler elde edilir. Türbülanslı akış durumunda süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.9)$$

Türbülanslı akış durumunda momentum denklemi:

$$\frac{\partial (\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial (\bar{\tau}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} \quad (2.10)$$

Görüldüğü gibi yönetici denklemler laminar akıştakine benzerdir. Fark, momentum ve enerji denklemlerinde türbülans etkisini ifade eden ilave terimlerin ortaya çıkmasıdır. Momentum denkleminde yer alan ilave terim $\overline{u_i u_j}$ ifadesi Reynolds gerilmeleri veya türbülans gerilmeleri olarak adlandırılır. Bu denklemler RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes Denklemleri) olarak anılırlar. Denklem sisteminde bilinmeyen sayısından (hız bileşenleri, basınç, sıcaklık, Reynolds gerilmeleri) az denklem bulunmaktadır, bu nedenle sistem kapalı değildir. Bu durum kapatma problemi olarak adlandırılır. Dolayısıyla Reynolds gerilmelerinin modellenerek denklem sisteminin kapatılması gerekmektedir.

Reynolds gerilmelerinin modellenmesinde temel olarak iki ana yöntem vardır. Bunlardan ilki Boussinesq Yaklaşımı olarak adlandırılır. Bu yöntemde Reynolds gerilmeleri ile ortalama hız gradyanı (akı-gradyan) birbirleri ile ilişkilendirilir. Akı-gradyan eşitliğindeki eşitlik sabiti türbülans viskozitesi ν_t olarak adlandırılır. Literatürde ve sanayide sıkça kullanılan $k - \varepsilon$, $k - w$ ve Spalart-Allmaras türbülans modelleri bu gruba girer. Türbülans viskozitesine, türbülans kinetik enerjisi k , türbülans disipasyon hızı ε ve özgül türbülans disipasyon hızı w için transport denklemleri çözülerek ulaşılır. Bu yöntemdeki türbülans modelleri görece daha düşük bilgisayar kapasitesine ihtiyaç duymaktadır. Her ne kadar türbülans viskozitesi izotropik bir büyüklük olarak kabul edilse de, bahsedilen modeller sanayide karşılaşılan çoğu problemin çözümü için rahatlıkla kullanılabilir.

İkinci yöntem Reynolds Stress Transport Models (RSM) olarak adlandırılır. Bu yöntemde ortaya çıkan her bir Reynolds gerilmesi için transport denklemi çözülür. Anizotropik türbülansın etkili olduğu problemlerde (dönümlü akışlar, ikincil akışlar vs.) bu yöntemin kullanılması tercih edilmektedir.

Doğal taşınımın türbülanslı olup olmadığına Rayleigh sayısı ile karar verilebilir. Rayleigh sayısı Grashof sayısı ile Prandtl sayısının çarpımıyla elde edilir. Fiziksel olarak Grashof sayısı kaldırma kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını, Prandtl sayısı ise momentum yayılımının ısı yayılımına oranını ifade eder.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (2.11)$$

2.3 Işınım

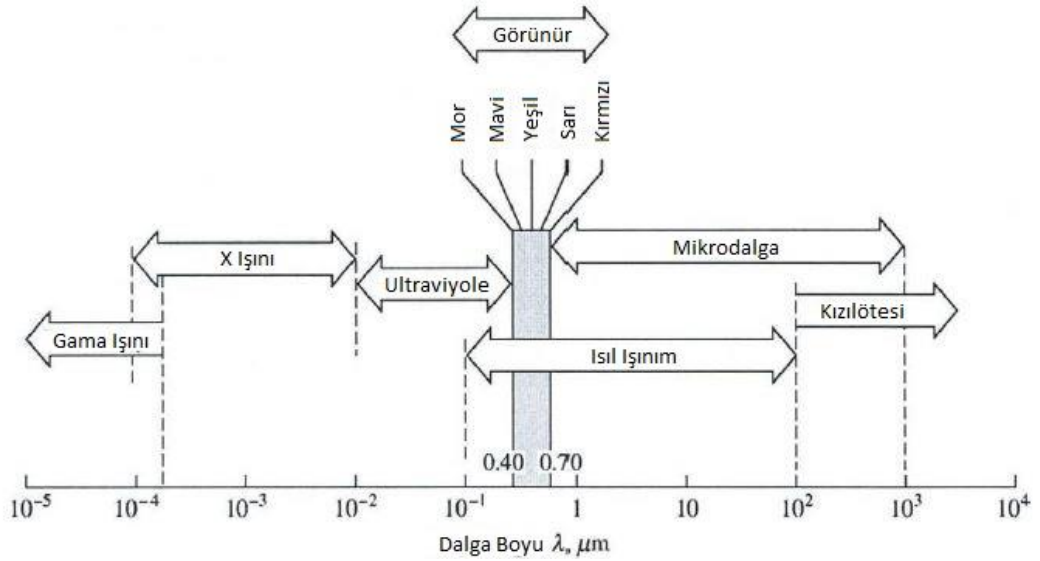
Enerjinin elektromanyetik dalgalar aracılığı ile aktarılması ışıınım olarak adlandırılır. Elektromanyetik dalga frekansı f veya dalga boyu λ ile tanımlanır. Bir ortamda bu iki özellik arasında şu şekilde bir bağıntı vardır:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (2.12)$$

Burada c dalganın o ortamdaki yayınma hızıdır. Bir ortamda yayınma hızıyla ışığın vakum içerisindeki hızı arasında şu şekilde bir ilişki vardır:

$$c = \frac{c_0}{n} \quad (2.13)$$

Burada n ortamın kırılma indisidir ve hava için birim mertebesindedir. Şekil 2.3'te gösterilen elektromanyetik dalga spektrumu incelendiğinde, ışıınının ısı geçişi uygulamalarını ilgilendiren dalga boyu $100 - 0.1 \mu m$ aralığında değişir ve ısı ışıınının olarak adlandırılır [19,20].



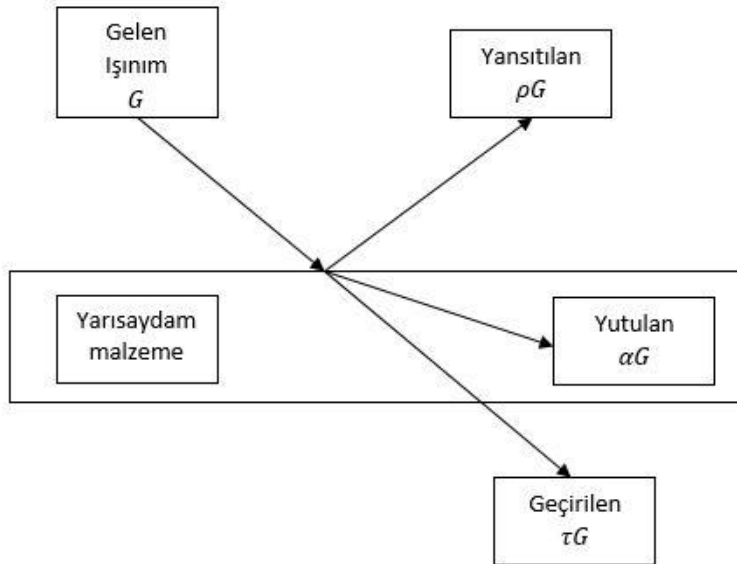
Şekil 2.3 : Elektromanyetik dalga spektrumu [21].

Işınım ile ısı geçişi, diğer ısı geçişi mekanizmalarından farklı olarak ortamın varlığını gerektirmez ve vakum ortamında da gerçekleşebilir. Karacisim (ideal cisim) olarak adlandırılan hayali cisim, farklı yüzey ve cisimlerin ışıınının özellikleri için bir referans oluşturur. Stefan Boltzmann kanununa göre bir karacismin, birim zamanda birim alan başına yaydığı ışıınının enerjisi deneysel olarak şu şekilde ifade edilebilir:

$$E_s = \sigma T^4 \quad (2.14)$$

Burada E_s karacisim yayma gücü, $\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ Stefan-Boltzmann sabiti ve T yüzeyin mutlak sıcaklığıdır. Görüldüğü gibi ışınlama ısı geçişi sıcaklığın dördüncü kuvveti ile orantılıdır. Dolayısıyla özellikle yüksek sıcaklıklarda ışınlama ihmal edilmesi sonuçlarda büyük hatalara neden olabilir. Işınlama ısı geçişi yüksek sıcaklıklarda diğer ısı geçişi mekanizmalarına göre daha baskın gerçekleşeceğinden mutlaka göz önüne alınması gereklidir. Bu durum tezin ilerleyen bölümlerinde gerçekleştirilen kapalı bir hacmin sayısal olarak modellenmesi çalışmasında açıkça görülmektedir.

Şekil 2.4'te görüldüğü gibi bir yüzeye gelen ışınlama yüzey tarafından yutulur, yansıtılır ve geçirilir. Bir yüzeye gelen ışınlama akısını G ile gösterilirse:



Şekil 2.4 : Gelen ışınlama yarısaydam bir malzeme tarafından yutulması, yansıtılması ve geçirilmesi.

$$G = G\rho + G\alpha + G\tau \quad (2.15)$$

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (2.16)$$

Yüzey ışınlama tamamını geçiriyorsa geçirgen yüzey, bir kısmını geçiriyorsa yarı geçirgen yüzey olarak tanımlanır. Opak bir yüzey ışınlama geçiremez. Dolayısıyla ifade şu hali alır:

$$\rho + \alpha = 1 \quad (2.17)$$

Kapalı hacimler için geçerli Kirchhoff kanununa göre, bir yüzeyin yayıcılığı soğurganlığına eşittir:

$$\varepsilon = \alpha \quad (2.18)$$

Karacisim, üzerine düşen ışınlamaları yansıtma ve mükemmel soğurucu (yayıcı) olarak anılır. Işınlama ısı geçişini, yüzey özelliklerinin yönden bağımsız (diffüz), dalga boyundan bağımsız (gri) ve yüzeyin ışınlamayı geçirmediği (opak) gibi kabullerle basitleştirmek mümkündür. Örneğin, (2.18) ifadesine yapılan bu kabuller ile ulaşılmıştır.

Çalışmanın ilerleyen bölümlerinde bahsedilen kapalı bir hacmin modellenmesi probleminde, hacim içerisinde bulunan havanın ışınlama etkileşimde bulunmadığı kabulü yapılmıştır. Doğal sıcaklık ve basınçlarda hava bu duruma oldukça yakındır [19]. Böylelikle yüzeyden yüzeye ışınlamının incelenmesi mümkün olmuştur. Işınlama ısı geçişi yüzeyin özellikleri ve sıcaklığının yanında, yüzeylerin birbirlerine göre konumlarına da bağlıdır. Bu konuma bağımlılık şekil faktörleri ile ifade edilir ve F_{ij} şeklinde gösterilir. F_{ij} , i yüzeyinden ayrılarak j yüzeyine düşen ışınlam oranını gösterir. Şekil faktörü tanımında görülen integrallerin hesabının çok basit geometriler için bile uğraştırıcı ve zor olması nedeniyle, yaygın olarak kullanılan birçok farklı geometriye ait şekil faktörleri analitik veya grafik olarak verilir.

J_i bir i yüzeyinden giden ışınlamı, G_i i yüzeyine gelen ışınlamı ve E_i i yüzeyinin yayma gücünü göstermek üzere:

$$J_i = E_i + \rho_i G_i \quad (2.19)$$

$$J_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + \rho_i G_i \quad (2.20)$$

i yüzeyine tüm yüzeylerden gelen ışınlam:

$$A_i G_i = \sum_{j=1}^N F_{ji} A_j J_j \quad (2.21)$$

(2.21) ifadesi karşılıklılık bağıntısı kullanılarak şu şekilde yazılabilir:

$$A_i G_i = \sum_{j=1}^N F_{ij} A_i J_j \quad (2.22)$$

$$G_i = \sum_{j=1}^N F_{ij} J_j \quad (2.23)$$

(2.23) ifadesini (2.20)'de yerine koyarsak:

$$J_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + \rho_i \sum_{j=1}^N F_{ij} J_j \quad (2.24)$$

(2.24) ifadesi N adet denklem sistemini temsil etmektedir. Bu ifade matris formunda şu şekilde de gösterilebilir:

$$KJ = E \quad (2.25)$$

Denklem sisteminin çözülmesi ile her bir yüzeyden giden ışıınım değerleri bulunur.

Yüzeyden yüzeye ışıınım yönteminin, ortamdaki akışkanın da ışıınımla etkileşimde bulunduğu durumlarda (örneğin gaz ışıınımı) kullanılması hatalara yol açabilir. Böyle bir durumun incelenmesi için ışıınımla ısı geçişi denkleminin (RTE, Radiative Transfer Equation) çözülmesi gerekmektedir. ışıınımı soğuran, yayan ve saçan $\vec{r}$ konumunda, $\vec{s}$ doğrultusunda bir ortam için ışıınımla ısı geçişi denklemi şu şekilde verilmektedir [22]:

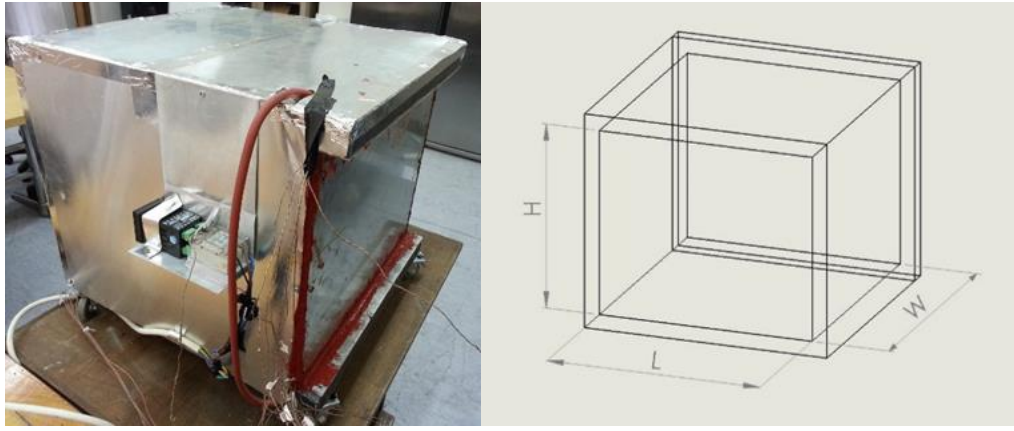
$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (\sigma_a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = \sigma_a n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (2.26)$$

Denklem (2.26)'nın çözülebilmesi için ortamın soğurma katsayısı, saçılma katsayısı, kırılma indisi ve faz fonksiyonu gibi ortam/malzeme özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1 Deney Düzeneği

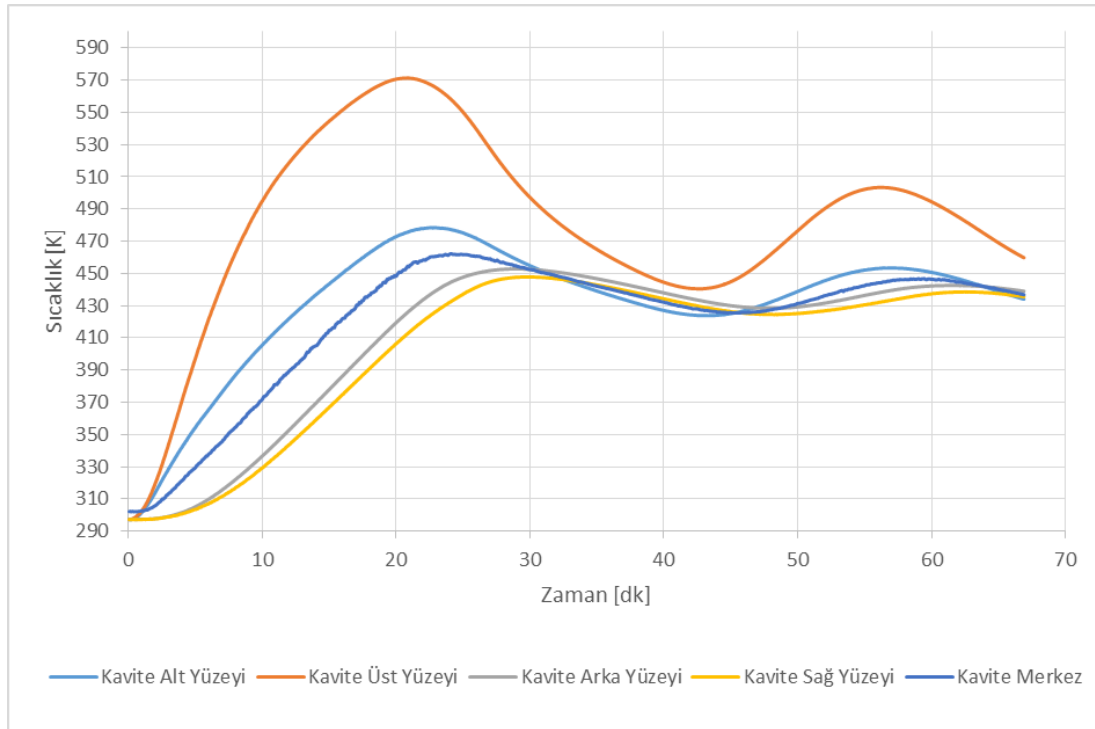
Yalıtım etkisinin incelenebilmesi için yalıtım malzemesinin kolayca değişimine imkân verebilecek bir deney düzeneği hazırlanmıştır. Deney düzeneği ve geometrik ölçüleri Şekil 3.1’de gösterilmektedir.



Şekil 3.1 : Deney düzeneği ve geometrik ölçüler.

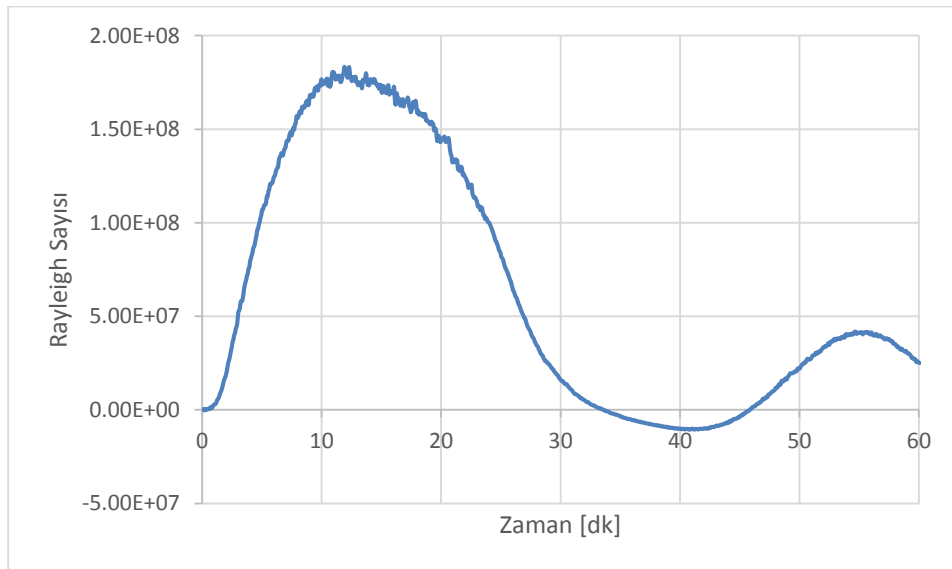
H=370 mm, L=430 mm ve W=470 mm boyutlarındaki kavite, 3 mm kalınlığında alüminyum saclardan oluşmaktadır. Kavitenin etrafında 3 cm kalınlığında yalıtım malzemesi bulunmaktadır. Kavitenin alt ve üst duvarlarına gömülü, kontrolü PID ile yapılan birer adet toplamda iki adet ısıtıcı bulunmaktadır.

J tipi termoelemanlar ile kavite alt yüzeyi, üst yüzeyi, arka yüzeyi, sağ yüzeyi ve arka dış (ortama bakan yüzey) yüzeylerinden 5’er nokta ve 1 adet de kavite merkezinden olmak üzere toplam 26 noktadan sıcaklık ölçümü alınmıştır. Deneyden elde edilen kavite alt ve üst yüzey sıcaklıkları, sayısal çalışmada kullanılacak olan modele UDF (User Defined Function, Kullanıcı Tarafından Tanımlanmış Fonksiyon) kullanılarak sıcaklık sınır şartı olarak girilmiştir. Diğer yüzeylerden ve kavite merkezinden elde edilen sıcaklıklar ise sayısal modelin doğrulanmasında kullanılmaktadır. Kavite sıcaklığının 165 °C olarak ayarlandığı deneye ait yüzey ve kavite merkez sıcaklıkları Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2 : Deneyde ölçülen sıcaklıklar.

Deney düzeneğindeki kapalı hacimde doğal taşınım ile ısı geçişi gerçekleşmektedir. Hacim içerisindeki akışın türbülanslı olup olmadığının belirlenmesi için Şekil 3.3'te görüldüğü gibi zamana bağlı olarak Rayleigh sayısı hesaplanmıştır.



Şekil 3.3 : Rayleigh sayısının zamana göre değişimi.

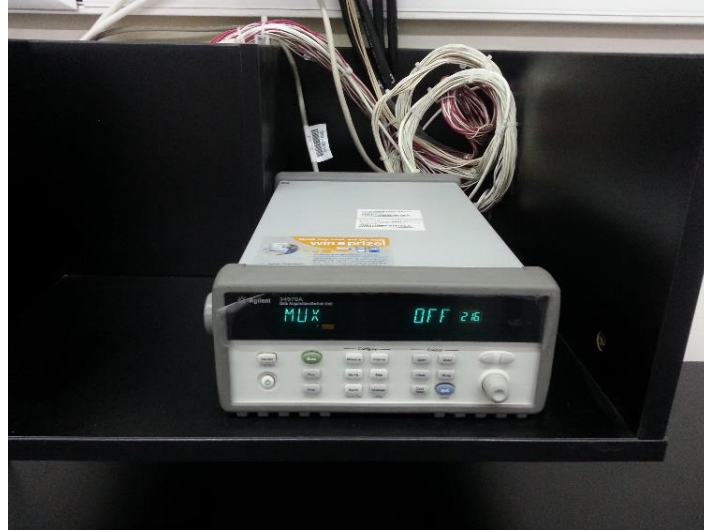
Buna göre kavite içerisindeki akışın türbülanslı olduğu söylenebilir.

3.2 Deneylerin Yapılışı ve Kullanılan Elemanlar

Deneyler İTÜ Makina Fakültesi Isı ve Kütle Geçişi Laboratuvarı bünyesinde bulunan cihazlar yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Deneyler esnasında laboratuvarda bulunan voltaj regülatörü, pano ve veri kaydedici cihazlarından yararlanılmıştır (Şekil 3.4-3.6).



Şekil 3.4 : Voltaj regülatörü.

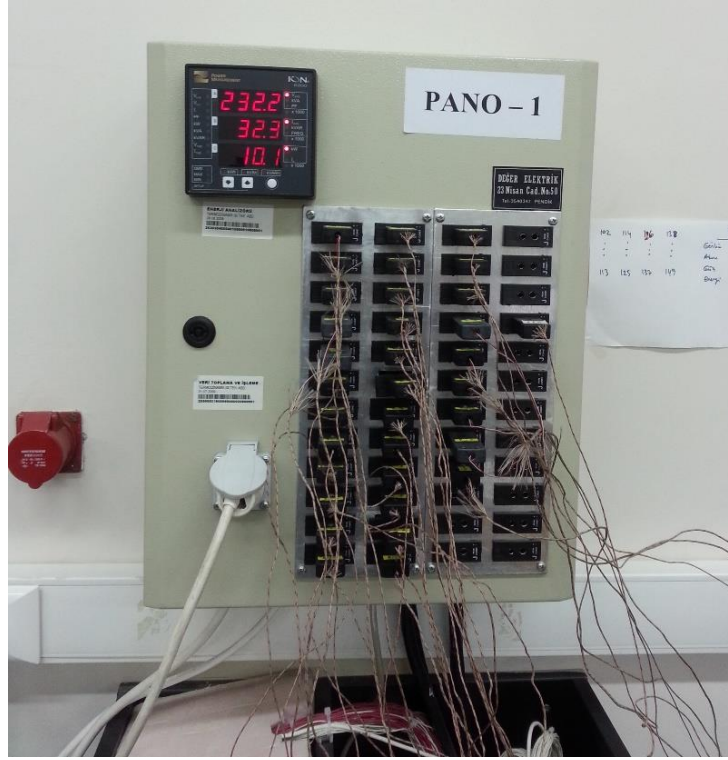


Şekil 3.5 : Veri toplayıcı.

Deney düzeneğinin sayısal modelinde, havanın kapalı bir hacimde hapsedildiği ve dışarıyla etkileşimde bulunmadığı kabul edilmiştir. Bu nedenle deney düzeneğinde ısınan havanın kavite içerisinde tutulabilmesi için kapak olarak kullanılan sac ile kavite duvarları arasına sıvı conta uygulanmıştır (Şekil 3.1). Kavite sıcaklık kontrolü, günümüz fırınlarındaki çalışma prensibine benzer bir kontrol mekanizması ile PID kontrol cihazı yardımıyla sağlanmaktadır. Çalışılmak istenilen sıcaklık değeri PID

kontrol cihazı üzerinden ayarlanır. Kontrol cihazı deney düzeneğindeki 2 adet ısıtıcı ve 1 adet termoeleman ile bağlantı halindedir. Kavite ortamındaki sıcaklığın, ayarlanan sıcaklığı geçmesi durumunda, ısıtıcılar devreden çıkarılır, tersi durumda ise devreye alınır.

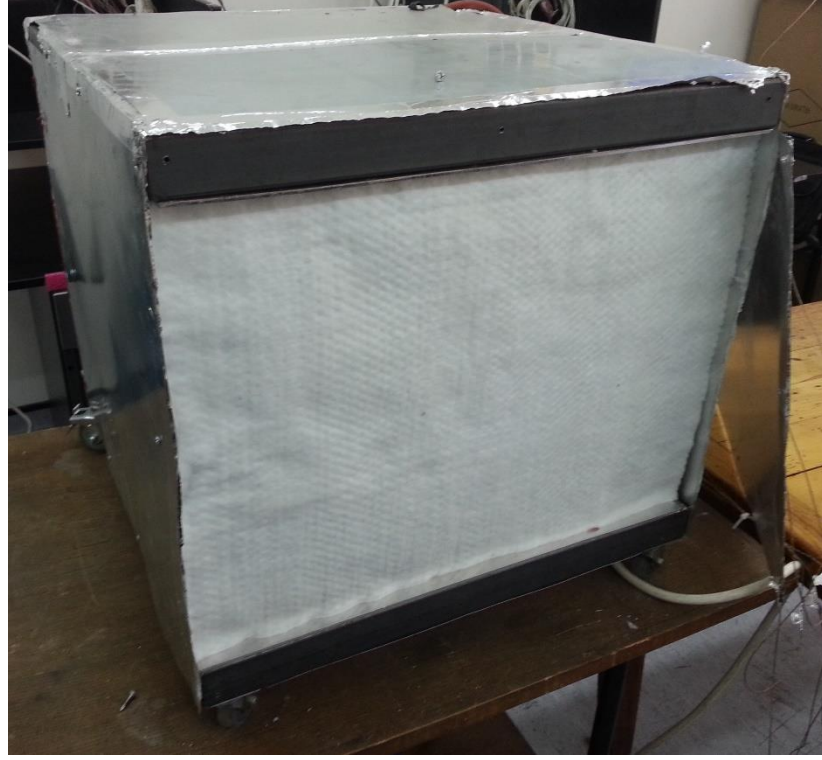
Panolarda, enerji analizörü, K ve J tipi termoelemanların erkek bağlantı soketlerinin bağlandığı dışı bağlantı soketleri ile 1 adet priz bulunmaktadır (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 : Pano ve bileşenleri.

Termoelemanlardan okunan değerler, panoya bağlı veri toplayıcı cihaza iletilmekte, arayüz programı ile işlenmekte ve bilgisayar ortamında sıcaklık cinsinden anlık olarak görüntülenip kaydedilmektedir. Bunun dışında gerilim, akım, enerji ve güç değerleri panoya yerleştirilmiş enerji analizörü aracılığıyla bilgisayara aktarılarak, yine arayüz programında anlık olarak görüntülenip kaydedilmektedir.

İlk aşamada yapılan deneyde, mevcut durumda kavite etrafında 3 cm kalınlığında cam yünü yalıtım malzemesi bulunmaktadır. İkinci aşamada yapılan deneyde ise, kavitenin arka kısmında bulunan cam yünü yalıtım malzemesi, Şekil 3.7’de görüldüğü gibi hibrit cam yünü-seramik yünü yalıtım malzemesi ile değiştirilmiş, kavitenin diğer kısımlarında bulunan yalıtımlar ise değiştirilmemiştir.



Şekil 3.7 : Arka yalıtımın hibrit yalıtım malzemesi ile değiştirilmesi.

Yapılan deneysel çalışmada ölçülen sıcaklık ve enerji tüketimindeki hataların tespiti için belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır.

Pratikte deneye ait hata oranlarının tespiti için birkaç yöntem geliştirilmiştir. Bunlardan en çok kullanılanlarından bir tanesi Kline ve McClintock tarafından ortaya atılan belirsizlik analizi olarak adlandırılan yöntemdir [23]. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük P ile gösterilmek üzere, bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken şu şekilde ifade edilebilir:

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.1)$$

Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve P büyüklüğünün hata oranı w_P olmak üzere, w_P şu şekilde ifade edilebilir:

$$w_P = \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.2)$$

Deney düzeneğinde sıcaklık ölçümlerinde kullanılan K ve J tipi termoelemanların hata oranları üretici firma tarafından ± 1.1 °C olarak verilmektedir. Veri toplayıcı cihaz için

ise cihazın hata oranı ± 1 °C olarak verilmektedir. Sıcaklık ölçümlerindeki toplam belirsizlik için Denklem (3.2) sadeleştirilerek şu ifade kullanılabilir:

$$w_T = [(w_1)^2 + (w_2)^2]^{1/2} \quad (3.3)$$

Buna göre deneylerde yapılan sıcaklık ölçümlerindeki belirsizlik 1.486 °C olarak hesaplanmıştır.

Deneylerde ION 6200 marka enerji analizörü kullanılmıştır. Enerji analizörü hata değerleri Çizelge 3.1’de verilmektedir.

Çizelge 3.1 : Enerji analizörü hata değerleri.

Büyüklik	Birim	Hata (%)
Gerilim	V	0.5
Akım	A	0.3
Güç	W	0.5
Enerji	Wh	0.5

4. SAYISAL MODELLEME

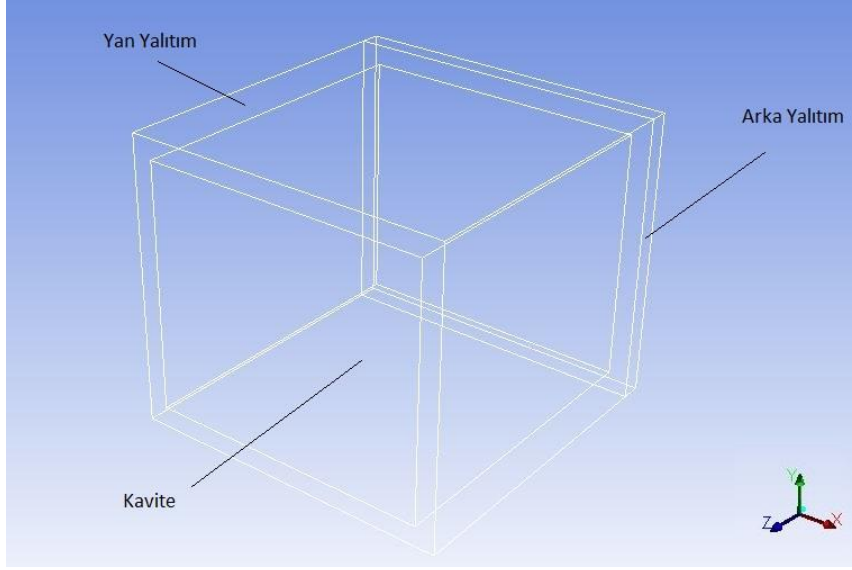
Bu bölümde deney düzeneğinin sayısal olarak modellenmesinin aşamaları sırası ile verilerek, türbülans ve ısınımın modellenmesi ile çözüm yönteminin seçimine dair öneriler sunulmaktadır.

Sayısal çalışmada 3 boyutlu, zamana bağlı, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri çözdürülmüştür. Çalışmada türbülans modeli olarak “Realizable $k-\epsilon$ ” türbülans modeli kullanıldığından, bu denklemlere ek olarak türbülans kinetik enerjisi ve türbülans disipasyon hızı denklemleri de çözdürülmüştür. Sayısal model, bir önceki bölümde yapılan deneysel çalışmadan elde edilen sıcaklık verileri ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Ayrıca kavitenin arka kısmının yalıtımı için hibrit malzeme kullanılması durumunda elde edilen sonuçlar mevcut durum ile karşılaştırılarak irdelenmiştir.

Deney düzeneğinin geometrisinin oluşturulmasında ticari bir tasarım programı olan Solidworks® yazılımı ve ağ yapısının oluşturulmasında ticari bir simülasyon programı olan ANSYS ICEM CFD® yazılımı kullanılmıştır. Deney düzeneğindeki doğal taşınım, türbülans ve ısınım gibi ısı geçişi ve akışkanlar dinamiği problemlerinin modellenmesi için ise ANSYS Fluent® hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımından yararlanılmıştır.

4.1 Geometri ve Ağ Yapısının Oluşturulması

Sayısal analizde kullanılacak olan model kavite, yan yalıtım ve arka yalıtım olmak üzere üç hacimden oluşmaktadır (Şekil 4.1). Kavite hacmi sıvı (hava), yan ve arka yalıtım hacimler ise katı (yalıtım) olarak programa tanımlanmaktadır. Yalıtım hacminin, yan ve arka yalıtım olmak üzere iki ayrı hacme bölünmesiyle, kavitenin arka kısmında farklı türden bir yalıtım malzemesi kullanılması durumunda programa, kullanılan bu yalıtım malzemesinin termofiziksel özelliklerinin tanımlanabilmesi amaçlanmıştır.



Şekil 4.1 : Kavite, yan yalıtım ve arka yalıtım hacimleri.

Sayısal analizde kullanılan hava, yalıtım malzemesi (cam yünü) ve alüminyuma ait termofiziksel özellikler Çizelge 4.1’de verilmiştir.

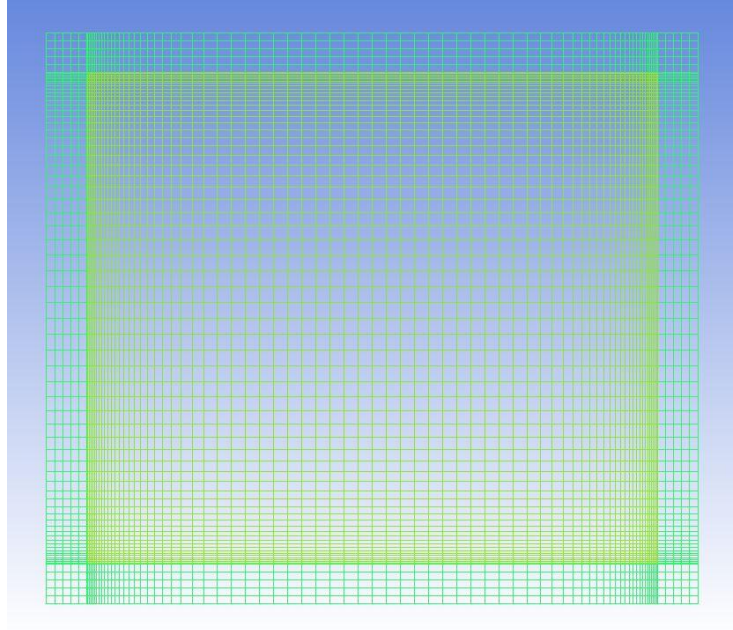
Çizelge 4.1 : Malzemelerin termofiziksel özellikleri.

Malzeme	ρ [kg/m ³]	c_p [J/kgK]	k [W/mK]
Hava	Mükemmel gaz	1006.43	0.0242
Yalıtım	128	1000	0.057
Alüminyum	2719	871	202.4

Deney düzeneğinin geometrisinin basit olması nedeniyle çözüm ağı oluşturulurken “quadrilateral” tipte hücreler kullanılmıştır. “Tetrahedron” tipte hücreler yerine “quadrilateral” tipte hücreler kullanılarak hücre sayısı 500000’in altında tutulabilmektedir. Aynı zamanda hücre kalitesi yüksek bir ağ yapısı elde edilebilmiştir. Duvara yakın bölgeler için “enhancement wall treatment” yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemi kullanabilmek için tavsiye edilen boyutsuz uzaklık değeri yaklaşık 1 olmak üzere, 5’i geçmemesi gerekmektedir [22]. Boyutsuz uzaklık şu şekilde tanımlanmaktadır:

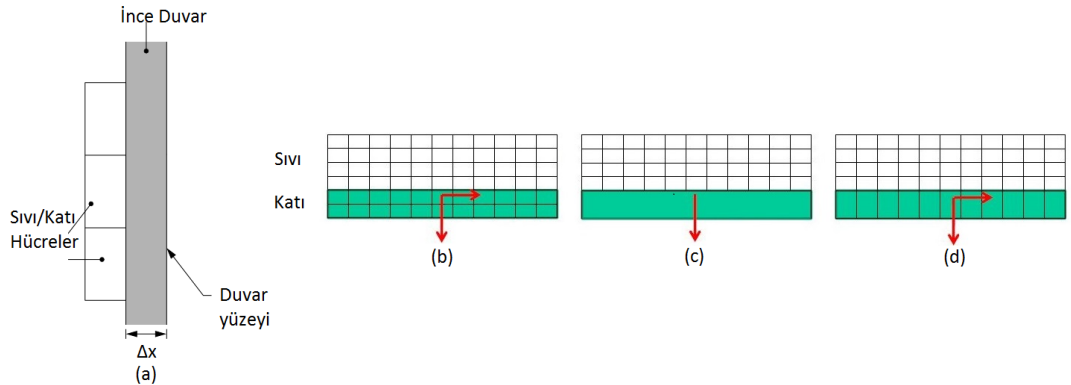
$$y^+ = \frac{u_* y}{\nu} \approx 1 \quad (4.1)$$

Hücre sayısını arttırmadan, istenilen boyutsuz uzaklığın elde edilebilmesi için ise Şekil 4.2’de görüldüğü üzere kavite duvarlarının yakınında daha sık hücreler oluşturulmuştur.



Şekil 4.2: Kavite ve yan yalıtım çözüm ağı.

Deney düzeneğinde kaviteyi oluşturan alüminyum sac kalınlığı 3 mm olduğundan, bu kalınlığın ihmal edilmesi hatalı sonuçlar doğuracaktır. Dolayısıyla sayısal çözümde bu sacların da modellenmesi gerekmektedir. Fakat sac kalınlığı kavite uzunlukları ile karşılaştırıldığında oldukça düşük kalmaktadır. Bu kalınlığa uygun hücre büyüklüğü kullanılması durumunda genel olarak hücre sayısı artmaktadır. Bunun dışında hücre en/boy oranı da arttığından hücre kalitesi düşmektedir. Bu nedenle, alüminyum sacların modellenmesi için “shell conduction” yöntemi kullanılmıştır (Şekil 4.3). Böylelikle sanal hücreler yaratılarak alüminyum sac için de enerji denkleminin çözülmesi sağlanmıştır.



Şekil 4.3 : (a) İnce duvar tanımı (b) Katı kısmın hücelere bölünmesi (ısı geçişi tüm yönlerde) (c) Duvara kalınlık verilmesi (ısı geçişi sadece duvar normal yönünde) (d) “Shell conduction” kullanılması (ısı geçişi tüm yönlerde) [22].

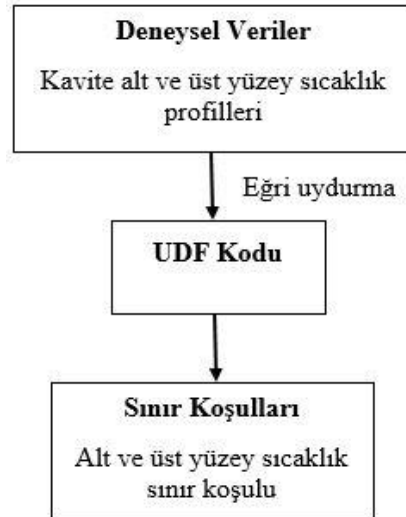
4.2 Sınır Koşulları

Problemin sınır şartları Çizelge 4.2’de verilmiştir. Durgun hava ortamına bakan kavite ön yüzeyi, yan ve arka yalıtım yüzeylerine ısı geçişi katsayısı $h = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve ortam havası sıcaklığı $T_{\infty} = 297 \text{ K}$ olmak üzere taşınım sınır şartı verilmiştir.

Çizelge 4.2 : Problemin sınır koşulları.

Yüzeyler	Hız sınır koşulu	Sıcaklık sınır koşulu	Yüzey emisiviteleri
Kavite alt yüzeyi	$u=0, v=0, w=0$	$T=f(t)$	$\varepsilon=0.86$
Kavite üst yüzeyi	$u=0, v=0, w=0$	$T=f(t)$	$\varepsilon=0.86$
Kavite sağ yüzeyi	$u=0, v=0, w=0$	“coupled”	$\varepsilon=0.86$
Kavite sol yüzeyi	$u=0, v=0, w=0$	“coupled”	$\varepsilon=0.86$
Kavite arka yüzeyi	$u=0, v=0, w=0$	“coupled”	$\varepsilon=0.86$
Kavite ön yüzeyi	$u=0, v=0, w=0$	$q_{iletim} = q_{taşınım}$	$\varepsilon=0.86, \varepsilon=0.2$
Yan yalıtım	$u=0, v=0, w=0$	$q_{iletim} = q_{taşınım}$	$\varepsilon=0.75$
Arka yalıtım	$u=0, v=0, w=0$	$q_{iletim} = q_{taşınım}$	$\varepsilon=0.75$

Kavite alt ve üst yüzeyi için deneyden elde edilen sıcaklık profili, sayısal analizde kullanılan modeldeki kavite alt ve üst yüzeylerine, UDF kullanılarak sıcaklık sınır şartı olarak verilmiştir (Şekil 4.4).



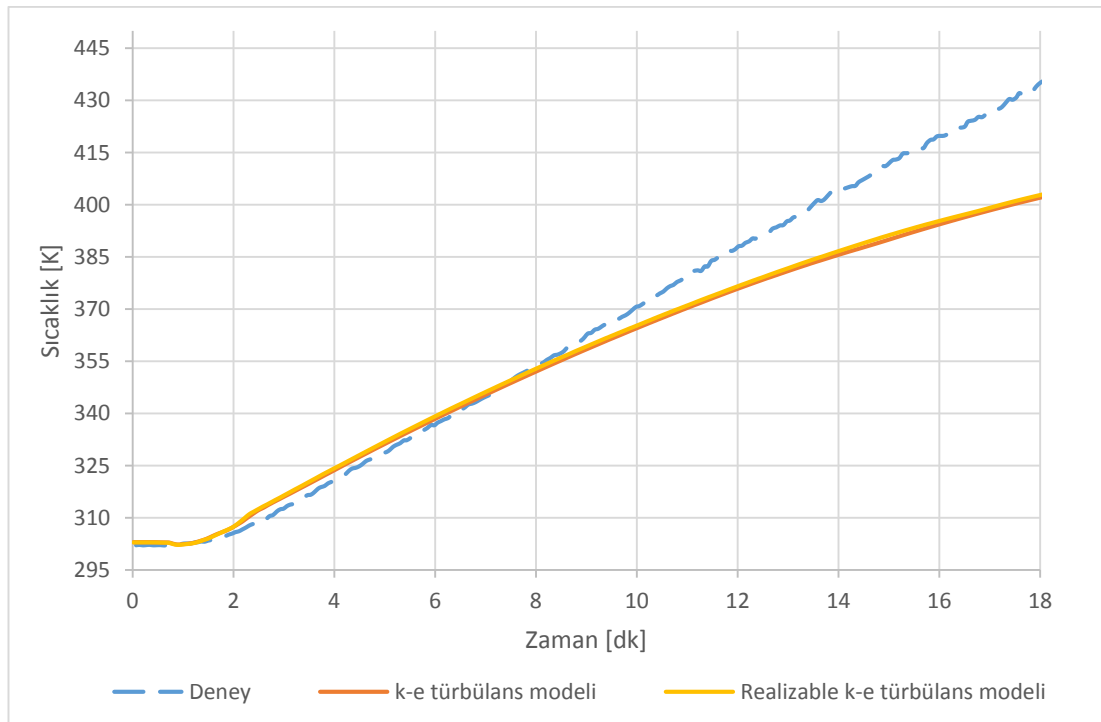
Şekil 4.4 : Kavite alt ve üst yüzey sıcaklık sınır şartlarının verilmesi.

Kavite sağ, sol ve arka yüzeyleri sıvı (hava) ve katı (yalıtım) hacimlerini birlikte gördüğünden bu yüzeylerdeki sınır şartı “coupled” olarak alınmıştır. Kavite içerisine bakan yüzeyler siyah boya ile boyalı olduğundan bu yüzeylerin emisivite değerleri 1’e yakın alınmıştır. Kavite ön yüzeyinin ortama bakan tarafı boyalı olmadığından alüminyum malzemenin emisivite değeri alınmıştır.

4.3 Türbülansın Modellenmesi

Kavite içerisindeki akışın, Bölüm 3’te bahsedildiği üzere, türbülanslı olduğu sonucuna varılmıştır. Dolayısıyla türbülansın modellenmesi gerekmektedir.

Türbülansın modellenmesine yönelik olarak, bilgisayar kapasitesi ve çözüm süresi gibi kriterler göz önünde bulundurularak, Bölüm 2.2’de açıklanan yöntemlerden Boussinesq Yaklaşımı kullanılmıştır. Bunun yanında, analizlerde standart türbülans modellerinin kullanılması tercih edilmemiştir. İki farklı türbülans modeli ile yapılan analizlerden elde edilen kavite merkezi sıcaklıkları Şekil 4.5’te verilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, standart ve değiştirilmiş iki türbülans modeli arasında bir fark görülmektedir. İki türbülans modelinin de belirli bir zamandan sonra (ısıtım ile ısı geçişinin etkisinin artmaya başlaması) deney eğrisinden sapması, henüz ısıtımın modellenmemiş olmasından kaynaklanmaktadır.

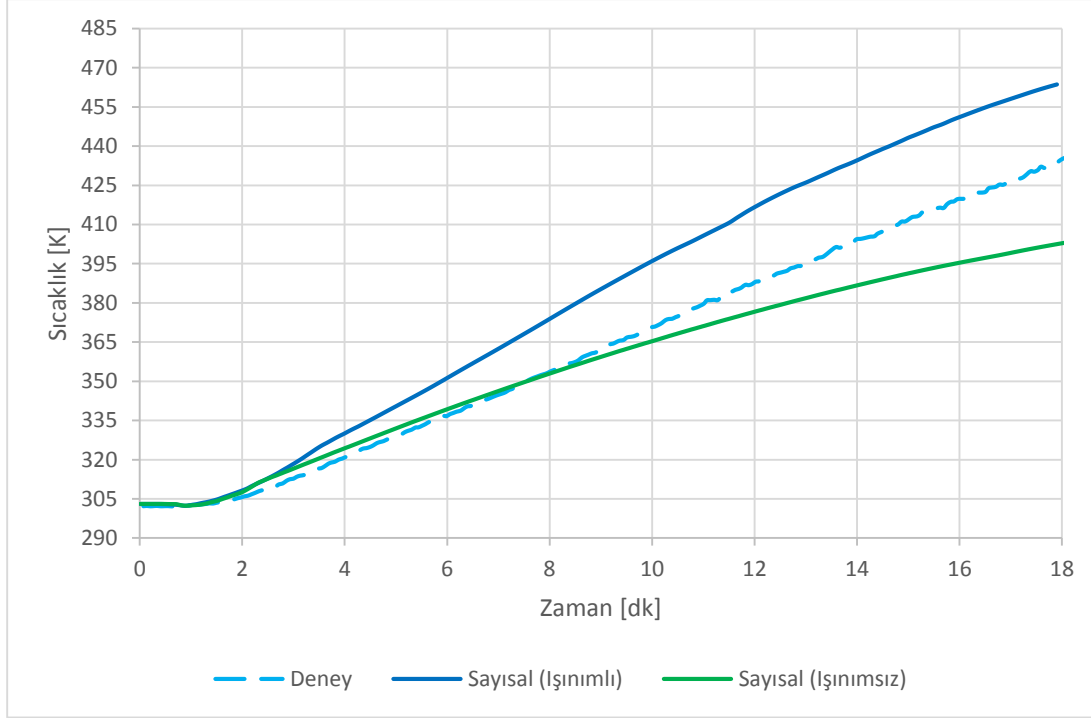


Şekil 4.5 : Kavite merkez sıcaklığının ısıtımını modellemeden farklı türbülans modelleri ile karşılaştırılması.

4.4 ısıtımın Modellenmesi

Isıtım özellikle yüksek sıcaklıklardaki ısı geçişi uygulamalarında karşılaşılan temel ısı geçişi mekanizmasıdır. Dolayısıyla böyle bir problem için sayısal modelleme yapılırken ısıtım etkisi de göz önüne alınmalıdır. Bu durum, ısıtım modelinin

kullanıldığı ve kullanılmadığı duruma ait iki ayrı analizden elde edilen sonuçlarda açıkça görülmektedir (Şekil 4.6). Şekilde görüldüğü gibi, kavite merkez sıcaklığı 350 K üzerine çıktıktan sonra ışınlı ve ışınsız durumdan elde edilen sıcaklık değerleri arasında fark oluşmaktadır. Işınsız durumda elde edilen sıcaklık değerleri, deneyde elde edilen sıcaklık değerlerinden düşük kalmaktadır.



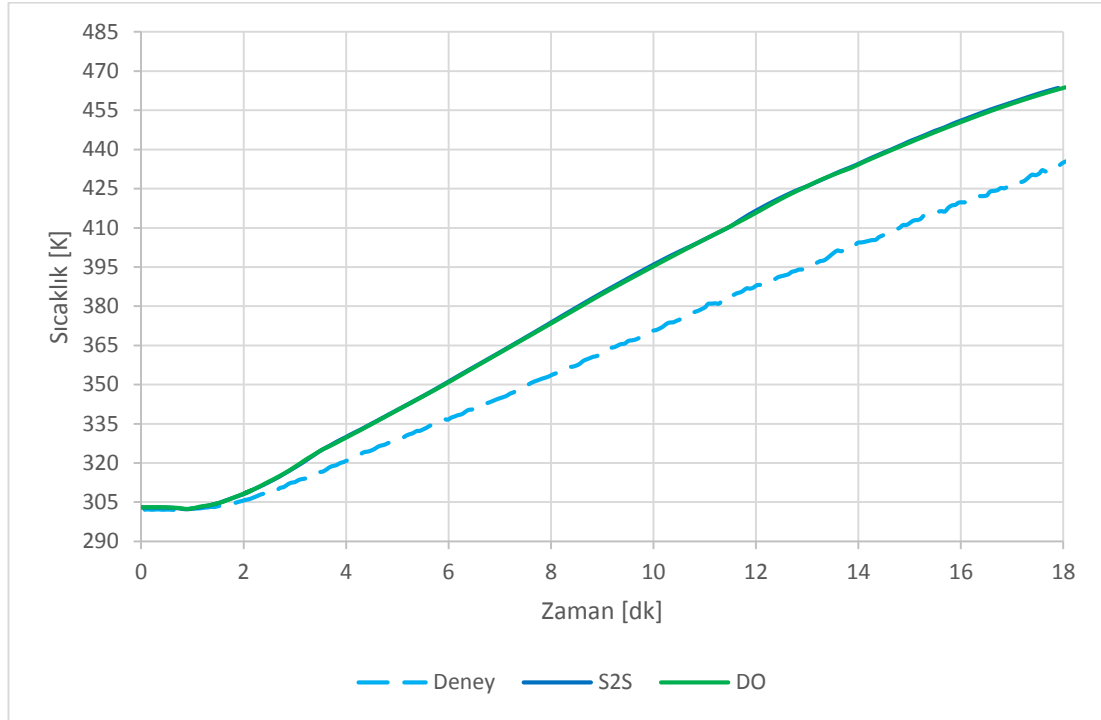
Şekil 4.6 : Işınım ve ışınsız durumda kavite merkez sıcaklığı.

Kullanılan ticari programda sunulan ışınlım modellerinden, incelenen probleme uygun olan iki tanesi S2S (Surface-to-Surface) (Radiosity-Irradiosity Modeli) ve DO (Discrete Ordinates) olarak adlandırılmaktadır. S2S modeli, görme faktörleri ile ilgili kurallara dayanan, sadece yüzeyler arasındaki ışınlımı göz önüne alan ve yüzeylerin gri-yayılı (diffüz) olduğu kabulüne dayanan bir ışınlım modelidir. DO ise ortamdaki gazın da ışınlıma etkisini (participating media olarak adlandırılan) göz önüne alarak, ışınlımla ısı geçişi denklemini (Denklem 2.26) çözmektedir.

İncelenen problemde kavite içerisinde ışınlıma etkiyecek bir ortam bulunmaması (örneğin su buharı) ve hücre sayısının da fazla olmadığı düşünüldüğünde S2S ışınlım modeli kullanılması uygun görülmüştür.

Her iki ışınlım modeli kullanılarak yapılan iki ayrı analiz sonucu Şekil 4.7’de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi kavite içerisinde ışınlıma etki edecek bir ortam bulunmadığından, S2S ve DO ışınlım modelleri birbirine benzer sonuçlar

vermektedir. Bu nedenle analizlerde çözüm süresi açısından daha avantajlı olan S2S ışıınım modeli kullanılmıştır.



Şekil 4.7 : Farklı iki ışıınım modeli kullanılarak elde edilen kavite merkez sıcaklığı.

4.5 Çözüm Yöntemi Seçimi

Ele alınan problem bir doğal taşınım problemi olduğundan sayısal modellemede bu duruma uygun çözüm yöntemlerinin seçilmesine dikkat edilmiştir.

Çözüm alanında, hücreler arası sıcaklık farklarının yüksek olduğu bölgeler olduğundan akışkan yoğunluğunun belirlenmesi için Boussinesq Yaklaşımı yerine İdeal Gaz kabulü yapılmıştır. Ticari programın sunduğu “thermal effects” ve “full buoyancy effects” seçeneklerinin kullanılması uygun görülmüştür.

Çözüm yöntemlerinden basıncın ayrıklaştırılması için “body force weighted” yönteminin kullanılması, doğal taşınımında olduğu gibi momentum denkleminde gövde kuvvetlerinin etkin olması durumunda başarılı sonuçlar vermektedir.

Zamana bağlı transport denklemleri “implicit” olarak çözdürülmüştür. Dolayısıyla “CFL (Courant-Friedrichs-Lewy condition)” koşulunun sağlanmasına gerek görülmemiştir. Zaman adımına problemdeki karakteristik bir uzunluğun (örneğin kavite duvarları), problemde karşılaşılabilecek ortalama hıza oranı ile ulaşılmıştır.

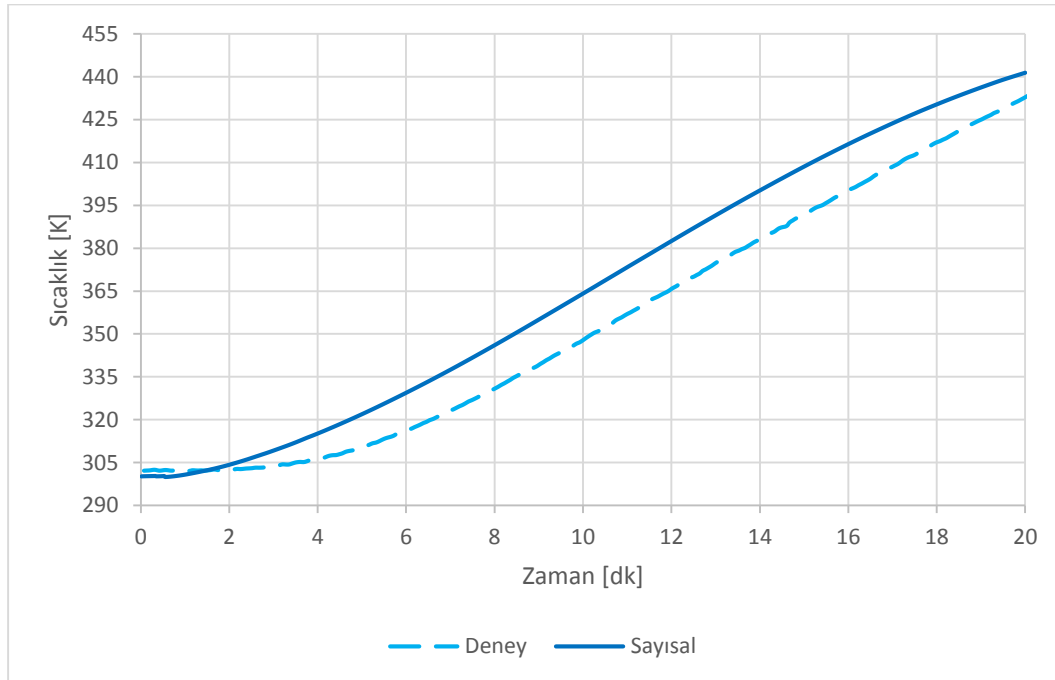
4.6 Sayısal ve Deneysel Verilerin Karşılaştırılması

Yalıtım malzemesi olarak cam yünü ve cam-seramik yünü hibrit malzemenin kullanıldığı sayısal ve deneysel çalışmadan elde edilen sıcaklıklar karşılaştırılmıştır. İlk aşamada yalıtım malzemesi olarak cam yünün kullanıldığı sayısal çalışma doğrulanmış, ardından hibrit malzemenin kullanıldığı ikinci aşamadan elde edilen sonuçlar irdelenmiştir.

4.6.1 İlk aşama: mevcut durum

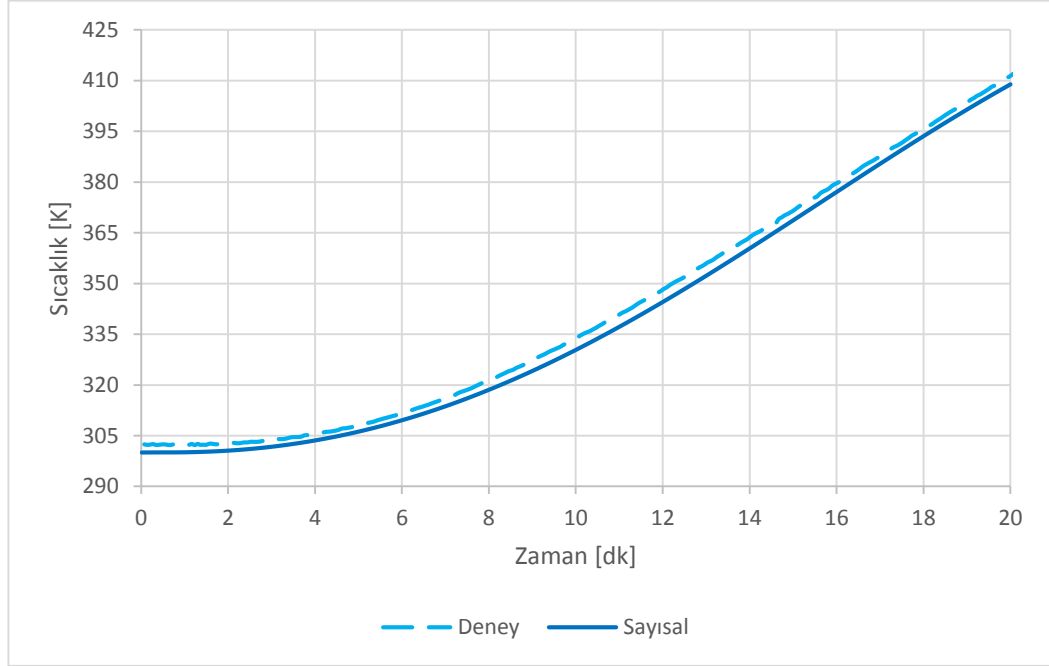
Yalıtım malzemesi olarak cam yününün kullanıldığı sayısal ve deneysel çalışmadan elde edilen kavite arka yüzeyi, kavite sağ yüzeyi ve kavite merkez sıcaklıkları Şekil 4.8-4.10’da karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.8’de görüldüğü gibi sayısal analiz ve deneyden elde edilen sıcaklık eğrileri benzer yol izlemelerine rağmen, aralarında bir miktar sıcaklık farkı gözlemlenmektedir. Fakat bu farkın %7 mertebelerinde olduğu göz önüne alındığında, sayısal çözümün kavite arka yüzey sıcaklığını belirlemede yaklaşık olarak iyi bir sonuç verdiği söylenebilir.



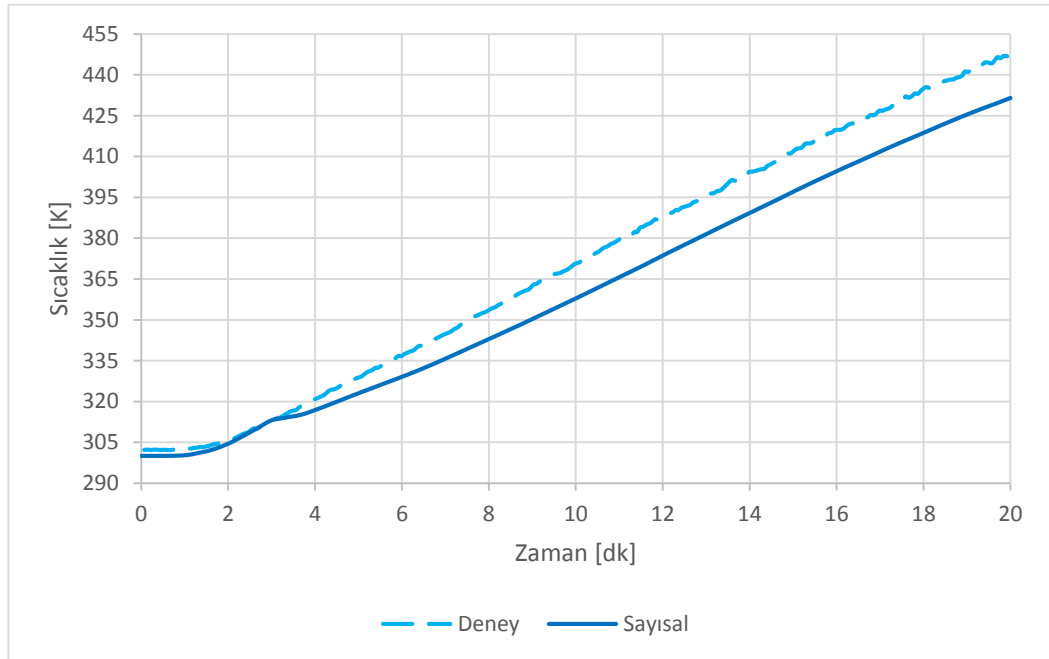
Şekil 4.8 : Kavite arka yüzey sıcaklığı.

Şekil 4.9’da görüldüğü gibi kavite sağ yüzeyi için sayısal çözüm ve deney sıcaklık verileri arasındaki uyum oldukça başarılı olmuştur.



Şekil 4.9 : Kavite sağ yüzey sıcaklığı.

Şekil 4.10’da görüldüğü gibi sayısal analiz ve deneyden elde edilen sıcaklık verileri arasında ön ısıtma evresinin sonlarına doğru bir miktar sıcaklık farkı gözlemlenmektedir.



Şekil 4.10 : Kavite merkez sıcaklığı.

Kavite merkez sıcaklığının yüzey sıcaklıklarından etkilendiği düşünüldüğünde, bu farkın özellikle kavite arka yüzey sıcaklığında görülen uyumsuzluktan kaynaklandığı düşünülebilir.

Deney ve sayısal çalışmadan elde edilen sıcaklıkların karşılaştırıldığı yüzey/nokta için hata oranları Çizelge 4.3'te verilmiştir. Yüzde hata şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$\%Hata = \frac{|T_{deney} - T_{sayısal}|}{T_{deney}} \times 100 \quad (4.2)$$

Çizelge 4.3 : Doğrulama sonucu elde edilen maksimum hatalar.

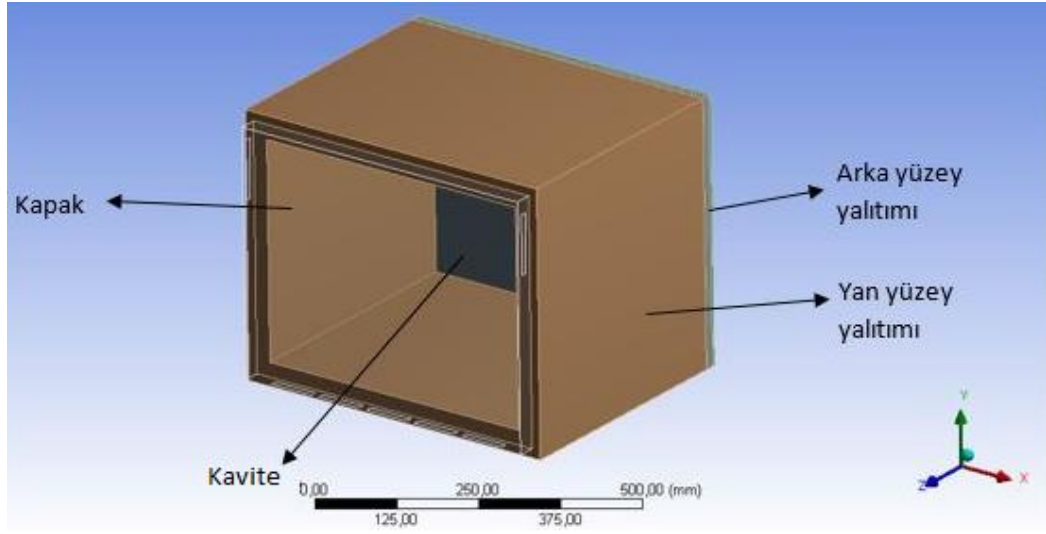
Yüzey/Nokta	Maksimum hata (%)
Kavite arka yüzeyi	7.4
Kavite sağ yüzeyi	1
Kavite merkezi	3.5

Sonuç olarak, Şekil 4.8-4.10'da gösterilen yüzey ve kavite merkez sıcaklık profilleri incelendiğinde, sayısal ve deneysel çalışmadan elde edilen sonuçların uyum içinde olduğu görülmektedir. Öte yandan Çizelge 4.3 incelendiğinde hata oranlarının kabul edilebilir mertebelerde olduğu söylenebilir. Dolayısıyla sayısal modelin başarılı olduğu ve verilen hata oranları göz önünde bulundurularak farklı problemlerin analizi (örneğin farklı türde yalıtım malzemesi kullanılması) için kullanılabileceği söylenebilir.

4.6.2 İkinci aşama: hibrit malzemenin kullanılması

Hibrit malzeme kullanılarak gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların incelenmesinden önce, çalışmada kullanılan deney düzeneğine benzer ölçülerde, yan yalıtım kalınlığı 40 mm ve arka yalıtım kalınlığı 20 mm olan farklı bir model kullanılarak, bir ön çalışma yapılmıştır. Yapılan bu ön çalışmada, arka yalıtım için farklı türden yalıtım malzemeleri tanımlanarak oluşturulan tasarımlar kullanılmıştır. Bu tasarımlardan elde edilen arka yalıtım dış yüzey sıcaklıkları birbirleriyle karşılaştırılarak sonuçları yorumlanmıştır.

Şekil 4.11'de gösterildiği gibi, ön çalışma analizlerinde kullanılan model kavite, kapak, yan yüzey yalıtımı ve arka yüzey yalıtımı olmak üzere dört hacimden oluşmaktadır. Yan ve arka yüzey yalıtım hacimleri programa katı (yalıtım), kavite ve kapak hacimleri ise sıvı (gaz) olarak tanımlanmıştır.



Şekil 4.11 : Ön çalışmada kullanılan model.

Gerçekleştirilen sayısal analizlerde, kavitenin arka bölgesi dışındaki yerlerde mevcut durumda olduğu gibi cam yünü yalıtım malzemesinin bulunduğu kabul edilmiştir. Kavitenin arka bölgesi için ise Çizelge 4.4'te gösterilen şekilde oluşturulduğu düşünülen yalıtım malzemelerinin kullanıldığı kabul edilmiştir. Buna göre, C-C tasarımı, arka yalıtım için 20 mm kalınlıkta yalıtım malzemesi kullanılması durumunu (mevcut durum) ifade ederken, C-A veya C-S tasarımları sırasıyla, yalıtım malzemesinin 10 mm kalınlıkta cam yünü ile 10 mm kalınlıkta seramik yünü veya aerojelden oluştuğunu ifade etmektedir.

Çizelge 4.4 : Farklı yalıtım malzemeleri ile elde edilen tasarımlar.

Tasarım	Yalıtım malzemeleri	Yerleşim	Kalınlık
(a)	Cam yünü-Cam yünü	C-C	10-10 mm
(b)	Cam yünü-Seramik yünü	C-A	10-10 mm
(c)	Cam yünü-Aerjel	C-S	10-10 mm

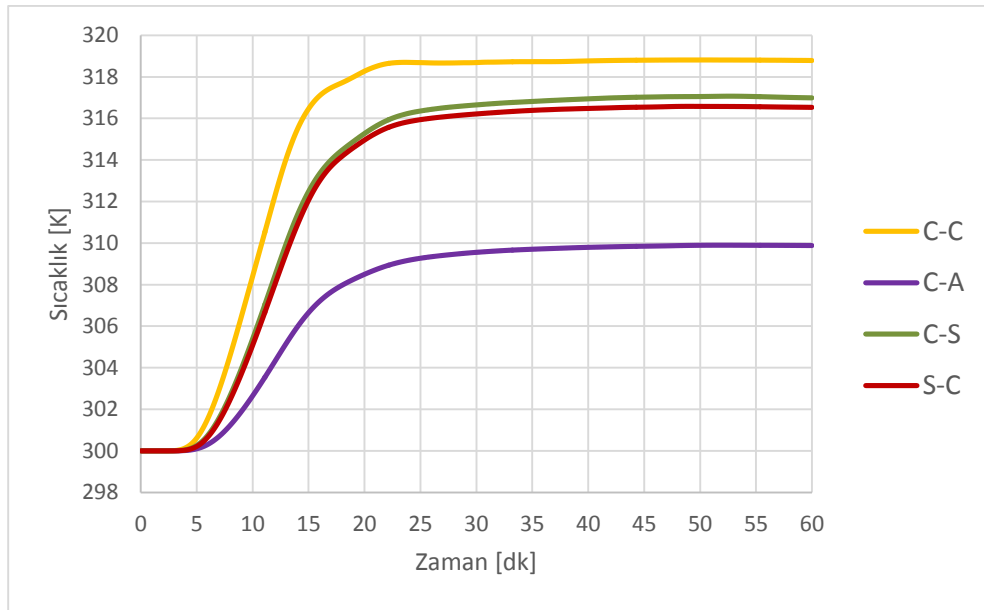
Bahsedilen ön çalışma sayısal analizlerinde kullanılan yalıtım malzemelerinin termofiziksel özellikleri Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.5 : Sayısal analizde kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri.

Malzeme	ρ [kg/m ³]	c_p [J/kgK]	k [W/mK]	$\alpha \times 10^{-7}$ [m ² /s]
Cam yünü	128	1000	0.057	4.45
Seramik yünü	220	840	0.040	2.16
Aerjel	110	840	0.012	1.30

Şekil 4.12’de farklı tasarımlar için arka yalıtım dış yüzey sıcaklıkları (fırının arka kısmında bulunan yalıtımın dış ortama bakan yüzeyi) gösterilmektedir. Fırın yalıtımının iyileştirilmesi için farklı cinsten malzemelerin kullanıldığı tasarımlardaki sürekli rejimdeki yalıtım arka yüzey sıcaklıkları, mevcut yalıtım kullanıldığında elde edilen sıcaklığa göre daha düşük kalmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi, kararlı halde arka yalıtım yüzey sıcaklıkları C-C tasarımında 319 K, C-S tasarımında 317 K ve C-A tasarımında ise 310 K değerlerindedir.

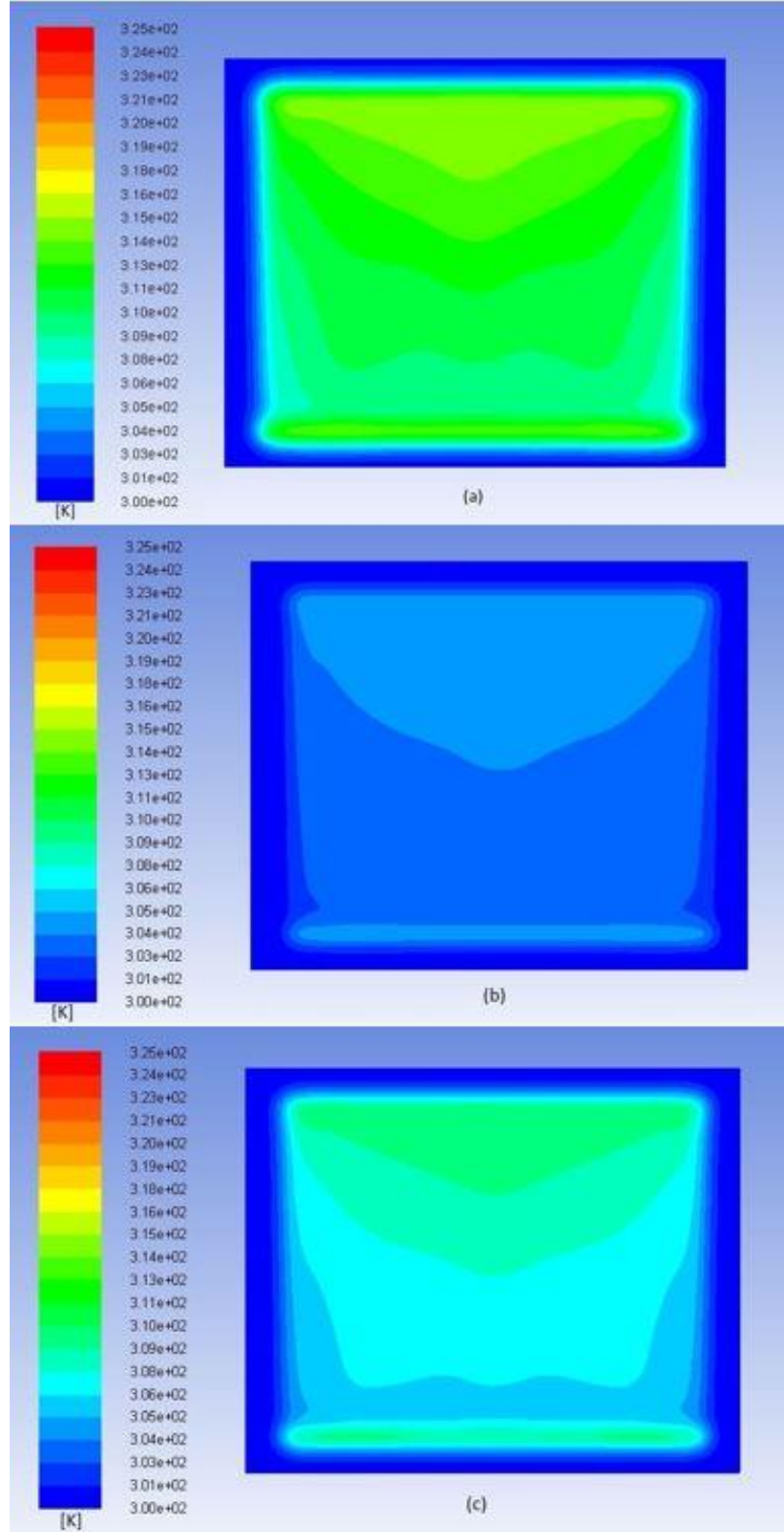
Şekil 4.12’de görüldüğü gibi, en düşük sıcaklık farkı (yalıtım ilk ve son sıcaklığı arasındaki fark) ısı iletim katsayısı en düşük olan aerogel ile yapılan C-A tasarımıyla elde edilirken, mevcut tasarım C-C ve seramik ile yapılan C-S ve S-C tasarımlarında sıcaklık farkları birbirlerine yakın mertebelerdedir. Ayrıca, C-S ve S-C tasarımları göz önüne alındığında, yalıtım malzemesinin yerinin değiştirilmesinin yalıtımın iyileştirilmesi üzerine etkisi olmadığı söylenebilir.



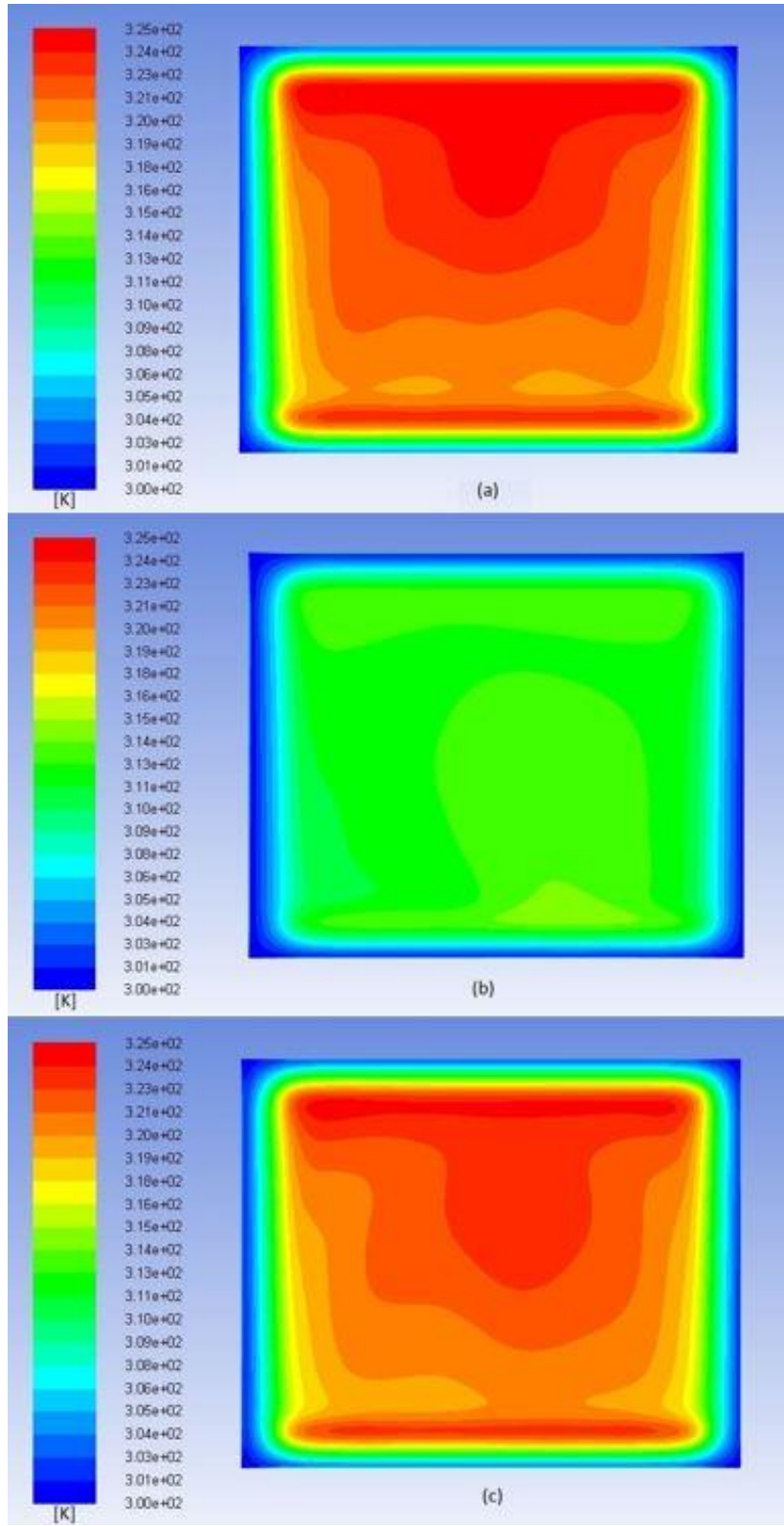
Şekil 4.12 : Arka yalıtım dış yüzey sıcaklıkları.

Ön ısıtma evresinde (yaklaşık ilk 20 dk’lık periyod) ısı yayılım katsayısının düşürülmesiyle yalıtım malzemesinin birim zamandaki sıcaklık artışı azaltılabilmektedir. Dolayısıyla bu evrede meydana gelen ısı kayıplarını engelleyebilmek için malzemenin yoğunluğu artırılarak, difüzivitesi azaltılmış bir malzeme kullanılabilir.

Farklı tasarımlar için arka yalıtım dış yüzeyinden $t = 600$ s ve $t = 3600$ s zamanlarında elde edilen sıcaklık kontörleri Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’te gösterilmektedir.



Şekil 4.13 : $t = 600$ s için elde edilen sıcaklık dağılımları (a=C-C, b=C-A, c=C-S).



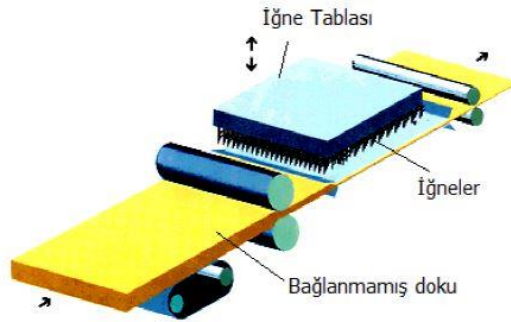
Şekil 4.14 : $t = 3600$ s için elde edilen sıcaklık dağılımları (a=C-C, b=C-A, c=C-S).

C-C ve C-S tasarımıyla elde edilen sıcaklık dağılımları benzer olsa da, ilerleyen kısımlarda, literatürde yer alan çalışmalar ile karşılaştırılarak yorumlanabilmesi düşüncesi ile C-S tasarımıyla oluşturulan hibrit malzeme deneysel ve sayısal olarak ele alınmıştır. Cam yünü ve seramik yünü yalıtım malzemeleri mekaniksel bir yöntem olan iğneleme yöntemi (needle-punch) ile birleştirilmiştir. Ayrıca bu iki yalıtım malzemesinin birleştirilmesinde yardımcı görev gören polyester malzeme kullanılmıştır (Şekil 4.15).



Şekil 4.15 : Cam-seramik hibrit malzeme (alttan sırasıyla 2 mm polyester, 6 mm seramik yünü, 12 mm cam yünü katmanları).

İğneleme esas olarak, farklı türden iki malzemenin birbirine tutturulmasıdır. Tasarımı özel olan ve üzerinde çentikler bulunan iğneler, malzeme üzerine dik bir şekilde daldırılıp çekilerek farklı türden iki malzeme birleştirilmiş olur. İğneleme makinası ve ana elemanları Şekil 4.16’da gösterilmektedir [24].

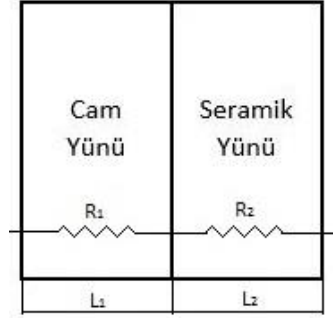


Şekil 4.16 : İğneleme makinası ve ana bileşenleri [24].

İğne batış derinliği, malzemeyi geçen çengel sayısı ve bunlar arasındaki mesafe ile iğne batış hızı malzeme mikro yapısını etkileyen parametrelerdir [25].

Çalışmada farklı iğne batış derinlikleri ve makinanın farklı devir sayılarında çalıştığı dört farklı durum için oluşturulan cam-seramik yünü hibrit malzemelerden biri

kullanılmıştır. Oluşturulan hibrit malzemenin termofiziksel özelliklerine, devre modeli kullanılarak ulaşılmıştır (Şekil 4.17).

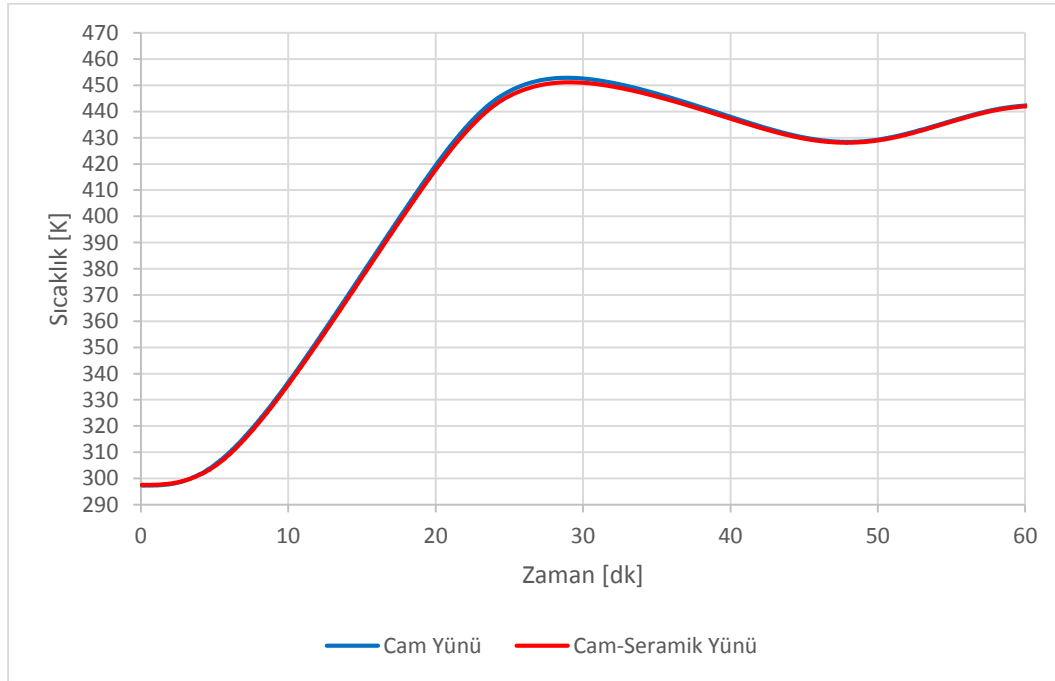


Şekil 4.17 : Hibrit malzeme devre modeli şematik gösterimi [26].

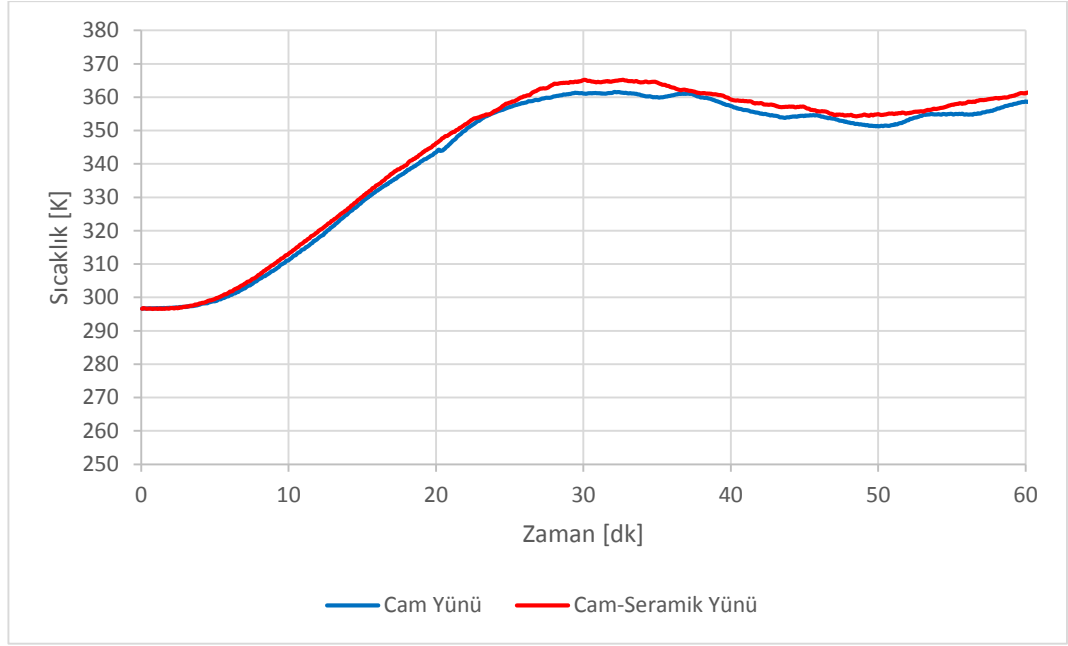
Oluşturulan hibrit malzemenin ısı iletim katsayısına devre modeli yardımıyla şu şekilde ulaşılabilir:

$$\frac{L_{hibrit}}{k_{hibrit}} = \frac{L_{cam}}{k_{cam}} + \frac{L_{seramik}}{k_{seramik}} \quad (4.3)$$

Hibrit malzeme, mevcut durumda kavitenin arka kısmında bulunan yalıtım ile değiştirilerek deney ve sayısal çalışma tekrarlanmıştır. Şekil 4.18 ve Şekil 4.19’da görüldüğü gibi iki durum karşılaştırıldığında yüzey sıcaklıklarında önemli bir değişiklik olmadığı gözlenmiştir.

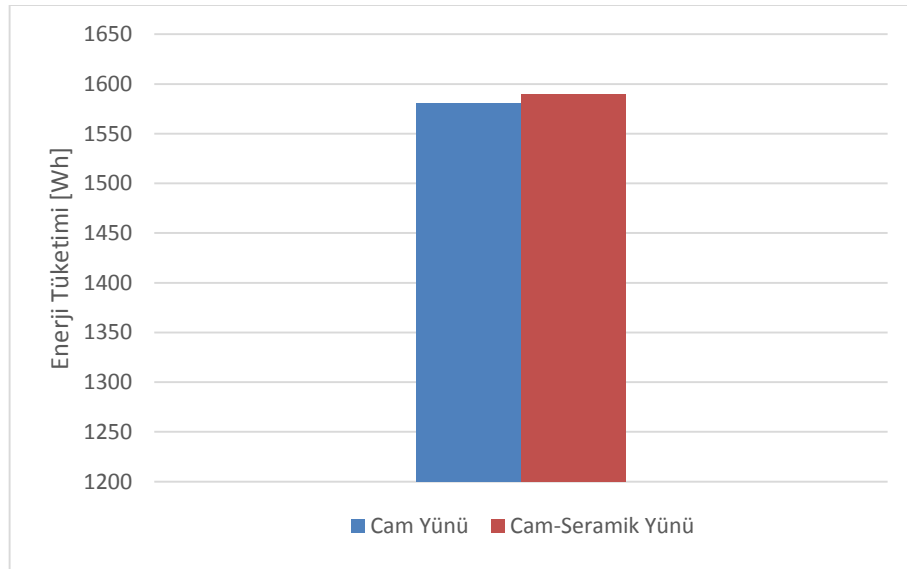


Şekil 4.18 : Kavite arka yüzeyi (kavite hacmine bakan) için sıcaklık dağılımı.



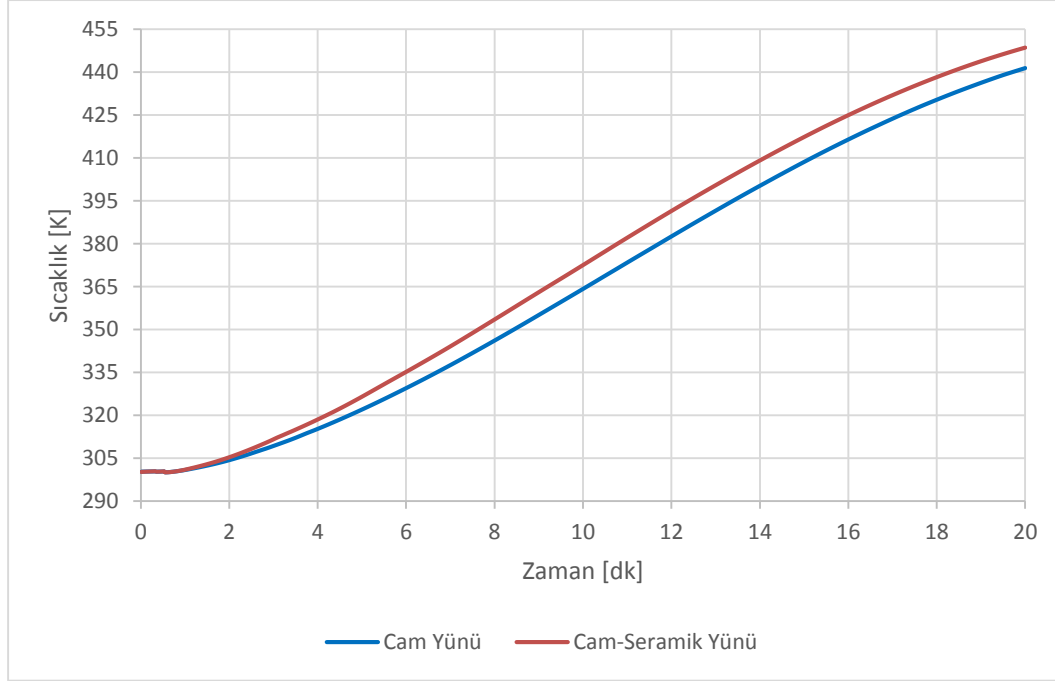
Şekil 4.19 : Arka yüzey (ortama bakan) için sıcaklık dağılımı.

Ayrıca Şekil 4.20’de gösterildiği gibi, iki durum için elde edilen enerji tüketim değerleri incelendiğinde aralarında önemli bir fark oluşmadığı, aksine hibrit malzeme kullanılması durumunda enerji tüketimde %0.57’lik bir artış olduğu gözlemlenmiştir. Çizelge 3.1’de verilen enerji analizörünün enerji hata oranının %0.5 olduğu düşünüldüğünde, enerji tüketiminde görülen artışın enerji analizörü hata oranı içerisinde kaldığı söylenebilir.

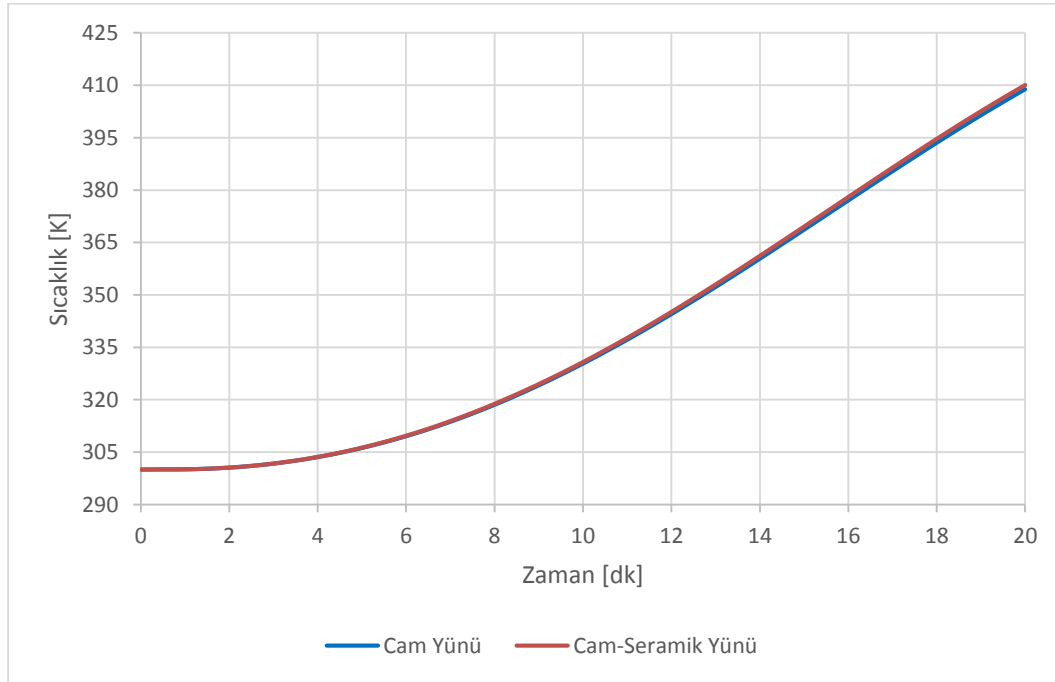


Şekil 4.20 : 1 saat sonunda iki durum için elde edilen enerji tüketim değerleri.

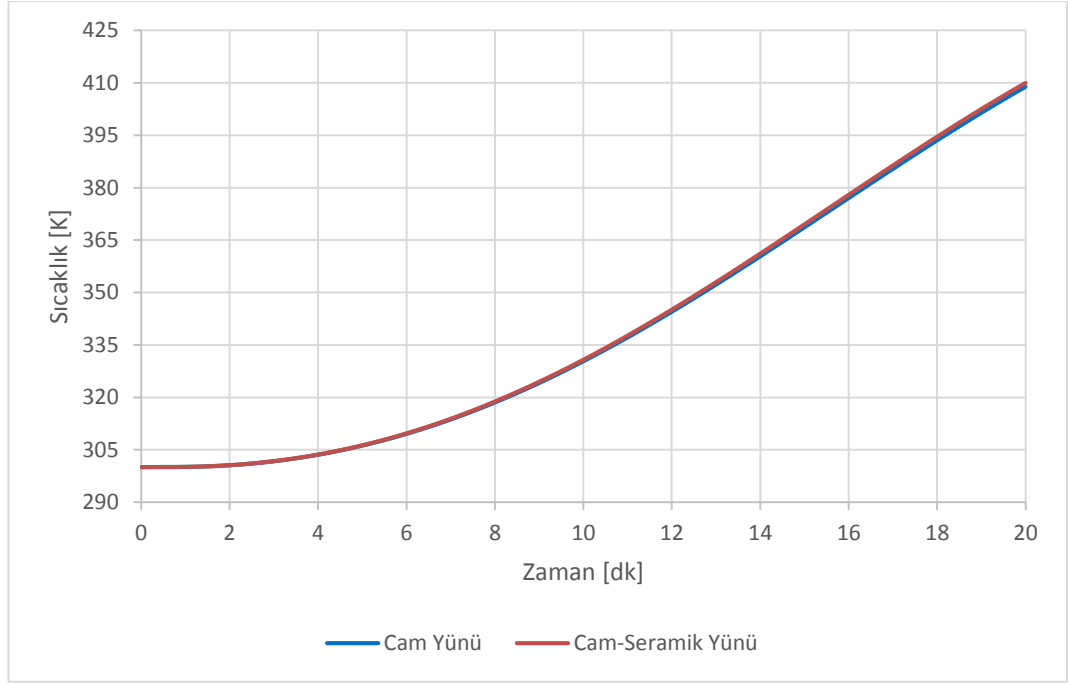
Elde edilen bu sonuçlara göre, alternatif malzeme üretimi için malzemelerin belirtildiği şekilde birleştirilmesinin, yalıtım özelliğinin iyileştirilmesi anlamında iyi bir performans veremediği gözlemlenmektedir. Benzer sonuca Şekil 4.21-4.23'te gösterilen sayısal çalışma sıcaklık profillerinden de varılabilmektedir.



Şekil 4.21 : Kavite arka yüzey sıcaklığı.



Şekil 4.22 : Kavite sağ yüzey sıcaklığı.



Şekil 4.23 : Kavite merkez sıcaklığı.

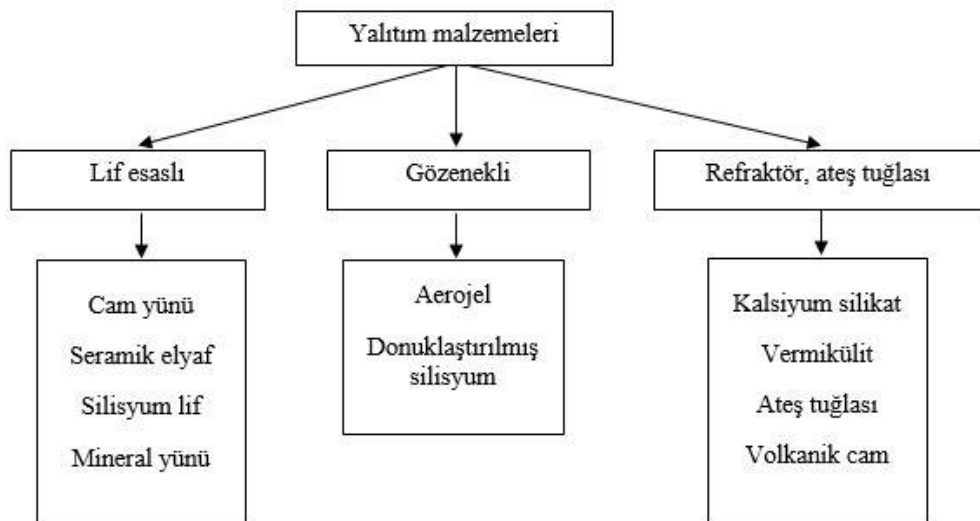
Sonuç olarak, yalıtım etkisinin iyileştirilmesinin esas olarak, tek tür malzeme için o malzemedeki liflerin çapı, dizilimi ve optik özelliklerine bağlı olduğu düşünülmektedir. Dolayısıyla hibrit bir malzeme oluşturmak yerine, yalıtım malzemesinin mikro yapısal özelliklerine müdahale edilerek alternatif bir malzemenin geliştirilmesi gerekmektedir. Buna ek olarak, çalışmada kullanılan cam yünü ve seramik yünü yalıtım malzemelerinin ısı iletim katsayılarının birbirine yakın olmasının da istenilen yalıtım etkisinin gerçekleşmemesinde pay sahibi olduğu söylenebilir. Bu düşünce ile tez çalışmasının ikinci bölümünde malzemenin mikro özellikleri ile ilgili çalışmalar yapılmıştır.

5. LİF ESASLI YALITIM MALZEMELERİNDE ISI GEÇİŞİ

Lif esaslı yalıtım malzemeleri hafif ve kullanışlı olmaları nedeniyle evsel ve sanayideki ısı yalıtımı uygulamalarında sıklıkla kullanılmaktadır. Bu türden malzemelerin kullanıldığı mühendislik alanlarına, tekstil ürünlerinde lif katkıli kompozitler, ısı yalıtım malzemeleri ve doku mühendisliğinde çalışılan yapay yapı iskeleleri gibi örnekler verilebilir. Bu malzemelerde, ısı geçişi çevre koşullarına bağlı olarak iletim (katı ve gaz), taşınım ve ışıınım yoluyla olmak üzere, üç ısı geçişi mekanizmasından birini veya birkaçını içerebilir. Genel olarak poroz malzemelerdeki ısı geçişi mekanizmasının karmaşık olması sebebiyle, mühendislik alanında bu türden malzemelerin ısı özellikleri, örneğin ısı iletim katsayısı efektif veya toplam ısı iletimi katsayısı olarak ifade edilmektedir [27]. Bu bölümde lif esaslı malzemeler hakkında genel bilgiler verildikten sonra bu malzemelerdeki ısı geçişi mekanizmaları ayrı ayrı ele alınarak incelenmiştir.

5.1 Lif Esaslı Yalıtım Malzemeleri

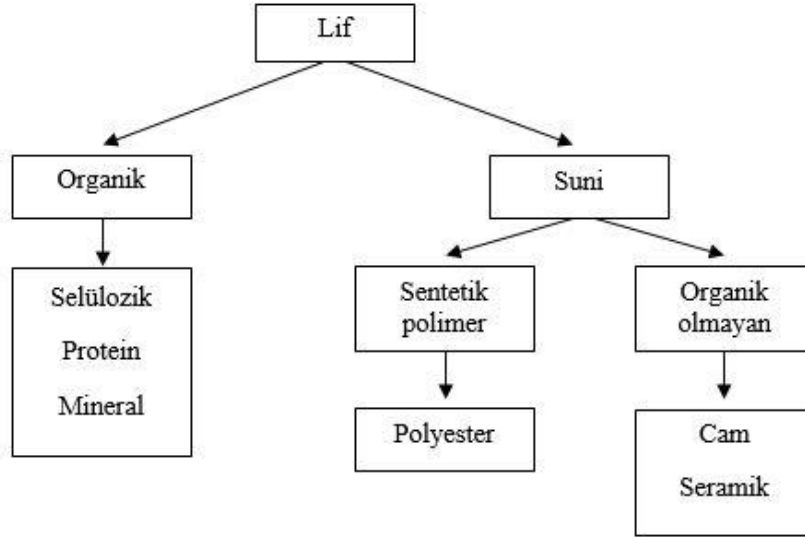
Düşük ısı iletim katsayısına sahip olmaları, tüm yalıtım malzemelerinin en genel özelliğidir. Yalıtım malzemelerini farklı şekillerde sınıflandırabilmek mümkündür. Geleneksel yalıtım malzemeleri Şekil 5.1’de gösterilmiştir.



Şekil 5.1 : Yalıtım malzemelerinin sınıflandırılması [28].

Yalıtım malzemelerinden lif esaslı olanları oldukça yaygın bir şekilde kullanılmakta ve literatürde farklı disiplinlerce yürütülen çeşitli çalışmalarda (ısı geçişi, akış, mukavemet vb.) ayrıntılı bir şekilde incelenmektedir.

Lif esaslı yalıtım malzemeleri, esas olarak katı fazı ve gaz fazı olarak adlandırılan lif ve havadan oluşmaktadır. Farklı lif türlerine göre yapılan sınıflandırma Şekil 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.2 : Liflerin sınıflandırılması.

Organik lif esaslı (pamuk, koyunyünü, saman, kenevir, asbest) yalıtım malzemeleri tarihsel olarak özellikle inşaat alanında büyük role sahip olmuştur. Bu malzemeler, çatı, duvar ve yapı levhası gibi alanlarda kullanılmıştır. Fakat bu malzemelerin, yüksek sıcaklık dayanımına sahip olmaması, morötesi ısıtım ve diğer çevre koşullarından etkilenmesi nedeniyle uygulama alanları sınırlıdır. Bu sebeple günümüzde organik olmayan yalıtım malzemeleri yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu malzemelerin gelecekte de önemli bir role sahip olacağı düşünülmektedir [29].

Kesit alanı, uzunluğuna göre oldukça düşük olan liflerin bir araya getirildiği ürün iplik olarak tanımlanır. Liflerin bir araya getirilerek, devamlı bir yapı oluşturduğu iplik haline dönüştürülmesi, çekme, bükme ve burulma gibi çeşitli süreçler içerir. Lifler bunun yanında farklı yollar ile de bir araya getirebilir (örneğin liflerin keçeleştirme yolu ile oluşturulması). Son olarak lif ve/veya ipliğin bir araya getirilmesi (örme, dokuma veya keçe (nonwoven fabric)) ile malzeme oluşturulma süreci tamamlanmaktadır [25].

Lif esaslı yalıtım malzemeleri ile ilgili önemli özelliklerden bir tanesi, malzeme içerisindeki lif veya hava oranını ifade eden katı hacim oranı (KHO) veya porozitedir.

Katı fazı hacminin toplam hacme oranı katı hacim oranı olarak adlandırılmaktadır:

$$KHO = \frac{V_{lif}}{V_{yalıtım}} \quad (5.1)$$

Gaz fazı hacminin toplam hacme oranı porozite olarak adlandırılmaktadır:

$$\epsilon = \frac{V_{hava}}{V_{yalıtım}} = 1 - \frac{\rho_{yalıtım}}{\rho_{lif}} \quad (5.2)$$

Katı hacim oranı, porozite ve aralarındaki ilişki ise şu şekilde ifade edilebilir:

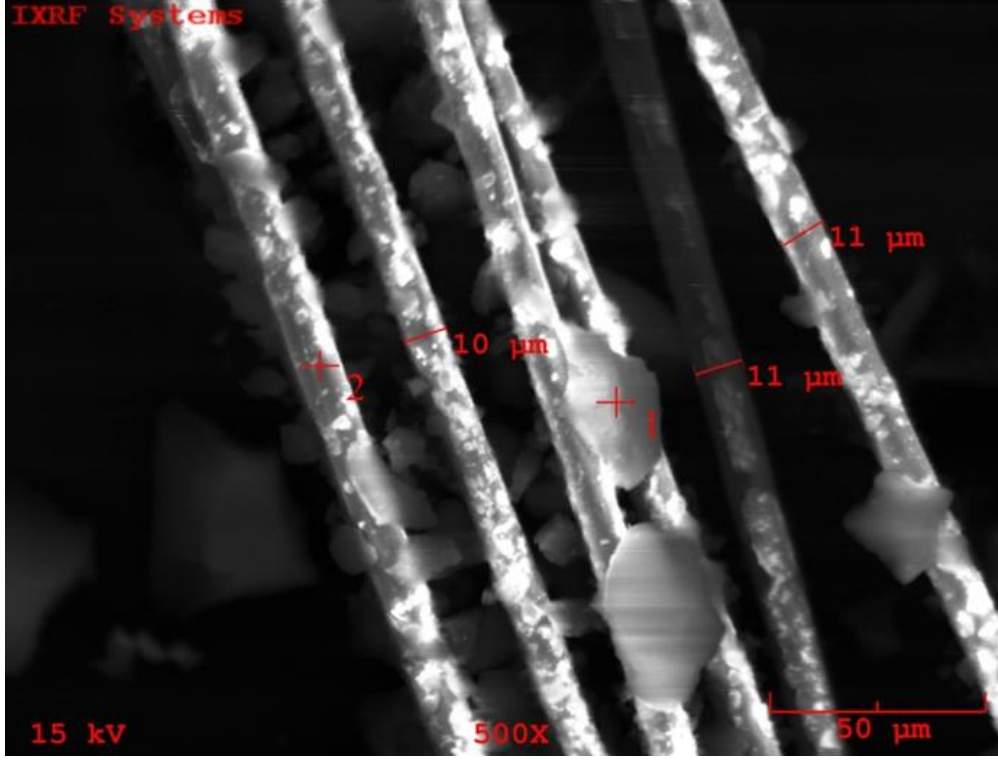
$$\epsilon = \frac{V_{hava}}{V_{yalıtım}} = \frac{V_{yalıtım} - V_{lif}}{V_{yalıtım}} = 1 - \frac{V_{lif}}{V_{yalıtım}} = 1 - KHO \quad (5.3)$$

Günümüzde kullanılan lif esaslı yalıtım malzemeleri genel olarak %90 üzerinde poroziteye sahiptirler. Bu özellikleri sayesinde iletimle ısı geçişine karşı direnç gösterebilmektedirler.

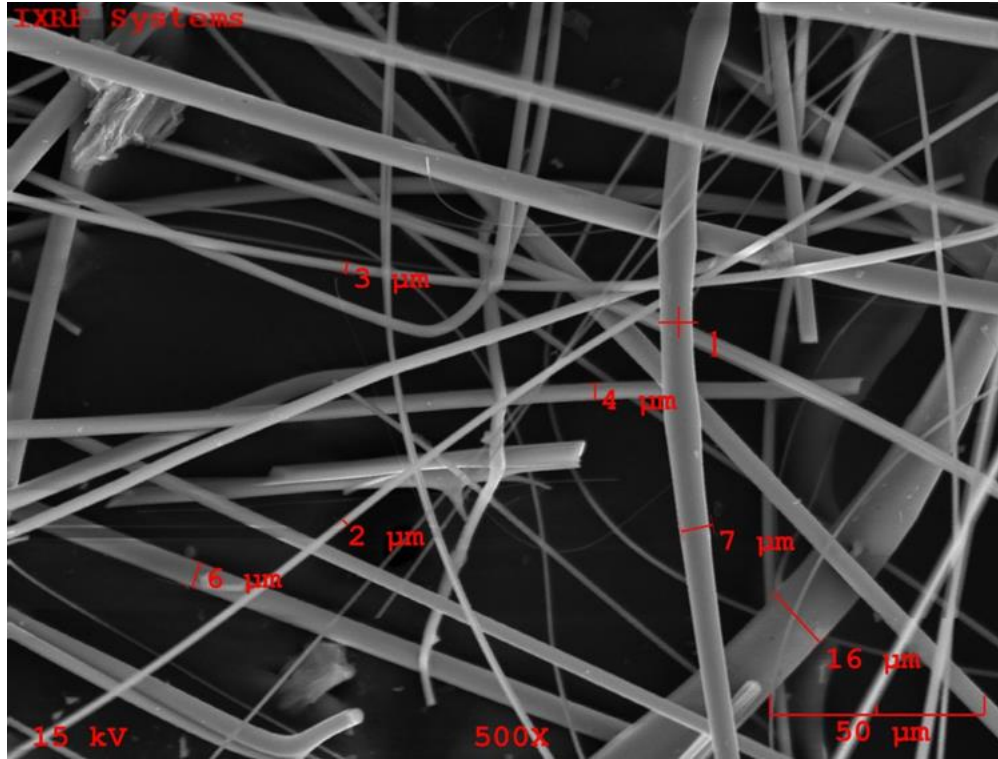
Lif esaslı yalıtım malzemeleri ile ilgili bir diğer önemli karakteristik özellik ise liflerin malzeme içerisindeki dağılımıdır. Lifler normal koşullarda malzeme içerisinde gelişigüzel dağılmaktadırlar. Liflerin uygulanan ısı akısına (veya malzeme kalınlığına) tamamen dik veya tamamen paralel halde bulunması iki uç sınırı temsil etmektedir. Liflerin malzeme kalınlığına dik veya paralel dağılması durumunda elde edilen malzeme hava geçirgenliği veya ısı iletim katsayısı gibi özelliklerin oranına anizotropi faktörü denir [30].

$$Anizotropi\ faktörü = \frac{k_{dik}}{k_{paralel}} \quad (5.4)$$

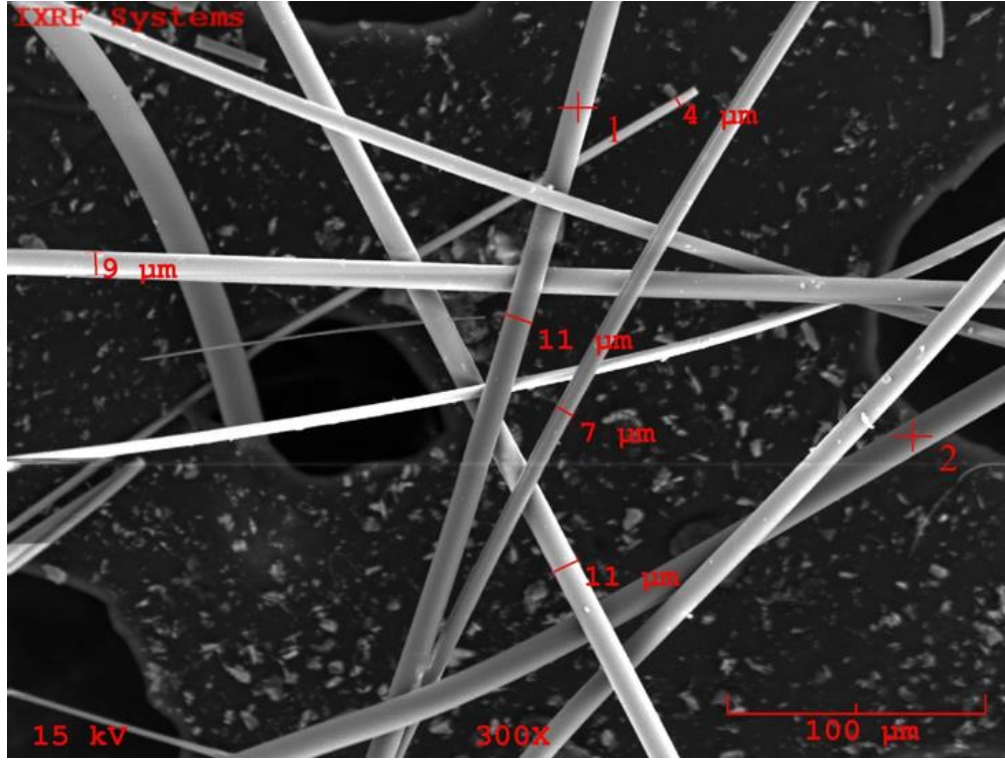
Piyasada ısı yalıtım malzemesi olarak kullanılan lif esaslı yalıtım malzemelerine genel olarak cam yünü, seramik yünü, taş yünü, aerojel ve keçe örnekleri verilebilir. Bu malzemelerin iç yapısının görüntülenerek, mikro yapısı ile ilgili özelliklere taramalı elektron mikroskobu (SEM, Scanning Electron Microscope) analizi ile ulaşılmaktadır. Bahsedilen malzemelerden aerojel, seramik yünü ve cam yününe ait SEM analizi sonuçları Şekil 5.3-5.7’de verilmektedir.



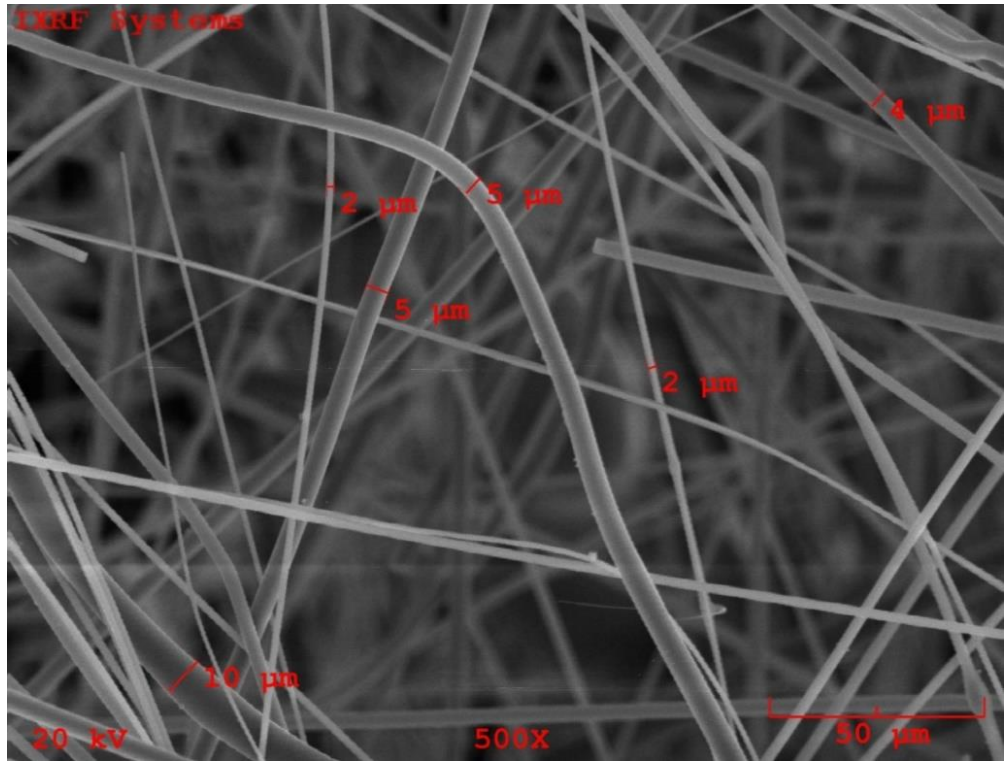
Şekil 5.3 : Aerojel içyapısı.



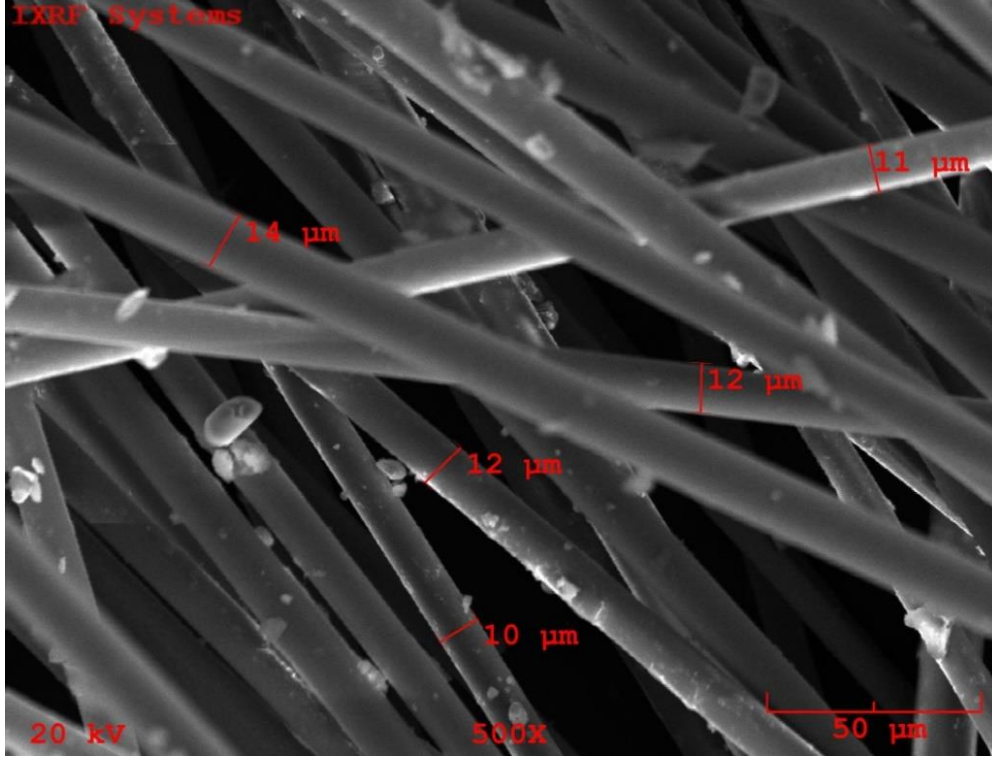
Şekil 5.4 : Seramik yünü içyapısı.



Şekil 5.5 : Cam yünü içyapısı.



Şekil 5.6 : Seramik battaniye içyapısı.



Şekil 5.7 : İğnelenmiş cam yünü içyapısı.

SEM analizleri incelendiğinde, seramik yünü için mevcut kullanımda lif çapının $d_l = 2-7 \mu m$, tezin ilk bölümünde bahsedilen hibrit malzeme bileşeni olarak düşünülen numunede ise lif çapının $d_l = 2-10 \mu m$ arası değiştiği görülmektedir. Cam yünü için mevcut kullanımda lif çapı $d_l = 4-11 \mu m$ arasında değişirken, iğnelenmiş cam yünü için lif çapı $d_l = 11-14 \mu m$ arasında değişmektedir.

5.2 Işınım ile Isı Geçişi

Lif esaslı yalıtım malzemelerinde, ısı geçişi mekanizmalarından ışınlama ısı geçişi özellikle yüksek sıcaklıklarda baskın şekilde gerçekleşmektedir. Yalıtım malzemesinin yoğunluğunun (malzemedeki lif miktarının) azalması, ışınlama ısı geçişini arttırmaktadır. Bu malzemelerde ışınlama ısı geçişini modellemeye yönelik olarak çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan en basit olanına, difüzyon yaklaşımına dayanan ve ışınlama katkısını ışınlama ısı geçişi katsayısı şeklinde tanımlanan bir ifade ile temsil eden, Rosseland yaklaşımı örnek olarak verilebilir. Daha karmaşık olan yaklaşımlar ise lif dağılımı, dizilimi, malzeme içindeki yoğunlukları ve kırılma indisi gibi parametreleri göz önüne alarak liflerin modellenmesi prensibine dayanmaktadır [12].

5.2.1 Işınım ile ısı geçişinin modellenmesi

Işınım ile ısı transferinin modellenmesinde temel olarak iki yaklaşım vardır. Bunlardan birincisi, ısı ile ısı geçişinin, dışarıdan herhangi bir ampirik girdiye ihtiyaç duymadan tamamen sayısal olarak, diğeri ise deneylerden elde edilen ampirik ifadeler veya katsayıların da kullanıldığı yöntemler ile modellenmesidir.

5.2.1.1 Sayısal modelleme

Bu bölümde temel olarak lif esaslı yalıtım malzemesinin mikro yapısı, HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) programı yardımıyla ele alınmıştır. Malzemenin mikro yapısında yapılacak değişikliklerin etkileri yorumlanarak, literatürde var olan çalışmalar ile karşılaştırılmıştır.

Lif esaslı yalıtım malzemelerinde ısı ile ısı geçişinin modellenmesinde, ışının lif ile etkileşime girdikten sonraki davranışının (ışının saçılması) belirlenmesinde boyut parametresi olarak adlandırılan bir parametreden yararlanılır:

$$x = \frac{\pi d_l}{\lambda} \quad (5.5)$$

Burada d_l malzemedeki liflerin ortalama çapını, λ ışın dalga boyunu göstermektedir.

Çizelge 5.1 : Boyut parametresi ve yapılan kabuller.

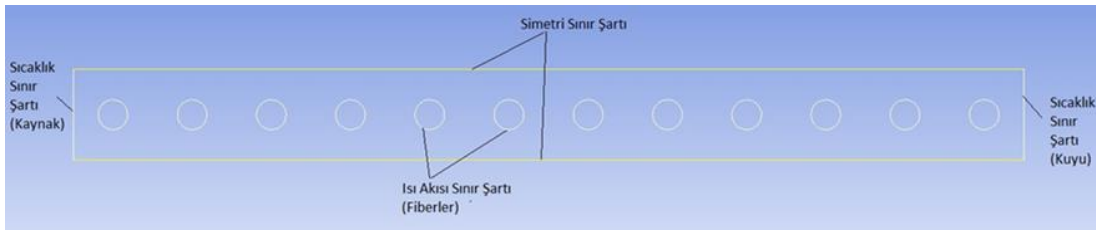
Boyut Parametresi	Durum	Yapılan Kabul
$x > 10$	Geometrik yansıma	Işın dalga boyu merteye olarak lif çapından küçük
$0.1 < x < 10$	Mie saçılması	Işın dalga boyu lif çapı ile aynı mertebede
$x < 0.1$	Rayleigh saçılması	Işın dalga boyu merteye olarak lif çapından büyük

Işın, geometrik yansıma durumunda ayna benzeri yansırken, Mie ve Rayleigh saçılması durumlarında ise lif özellikleri ile ilişkili olarak yöne bağlı bir şekilde saçılır. Lif esaslı yalıtım malzemelerinin kullanıldığı çoğu uygulama alanı için boyut parametresi yaklaşık olarak bire eşittir, dolayısıyla çalışmalarda Mie saçılması kabulü yapılır [31].

Bu bölümde yapılan çalışmada boyut parametresinin 10'dan büyük olduğu, bu nedenle geometrik yansıma gerçekleştiği kabulü yapılmıştır. Dolayısıyla lif çapının, ele alınan yalıtım malzemelerinde görülen lif çaplarından daha büyük olduğu kabul edilmiştir

(Şekil 5.3-5.7). Bu çalışmada her ne kadar ele alınan yalıtım malzemelerinde görülen Mie saçılması göz önüne alınmasa da, gerçekleştirilen sayısal modelleme ile yalıtım malzemelerinin genel özellikleri ile ilgili olarak temel fikirler edinilebilecektir.

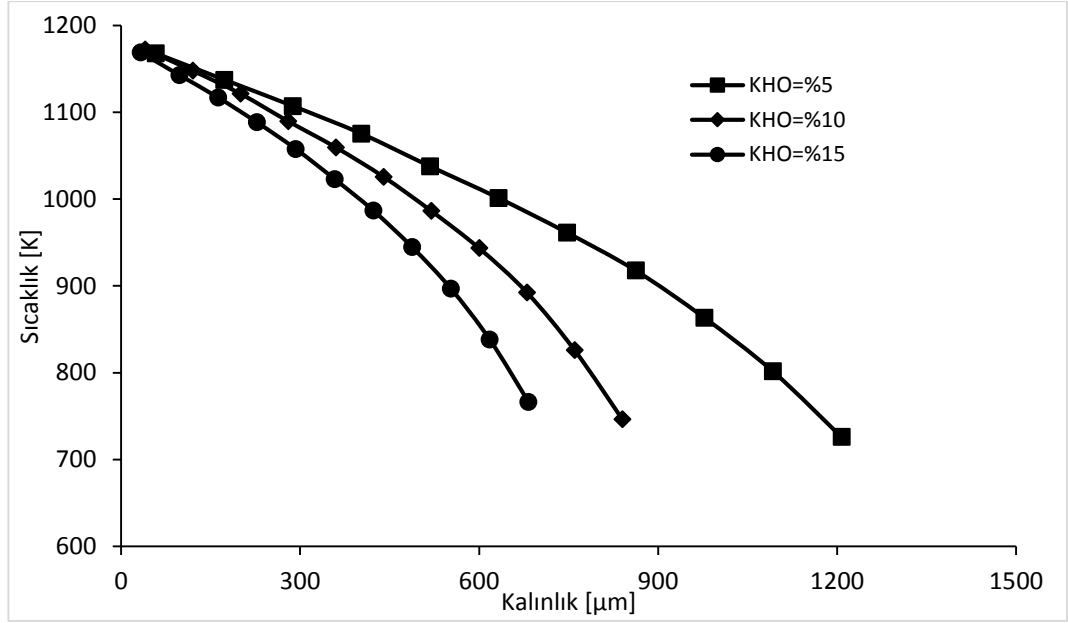
HAD analizinde kullanılan geometri ve sınır şartları Şekil 5.8’de gösterilmektedir. Çalışma 2 boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Kaynak ve kuyu olarak adlandırılan yüzeylere sabit sıcaklık sınır şartı verilmiştir. Bu yüzeylerin sıcaklıkları sırasıyla 1200 K ve 300 K olarak alınmıştır. Her iki yüzey için mükemmel emici ve yayıcı yüzey (siyah cisim yüzeyi) kabulü yapılmıştır. Daire şeklinde temsil edilen liflerin çapları 30 μm olarak alınmıştır. Lifler malzeme kalınlığı boyunca birden fazla satırda bulunabileceğinden çözüm alanının alt ve üst sınırlarına simetri sınır şartı verilmiştir. Çözüm ağı oluşturulurken lif geometrisi göz önüne alındığından, en uygun hücre tipinin “triangle” ve sonucu etkilemeyecek hücre büyüklüğünün de 5 μm olması uygun görülmüştür.



Şekil 5.8 : Geometri ve sınır şartları.

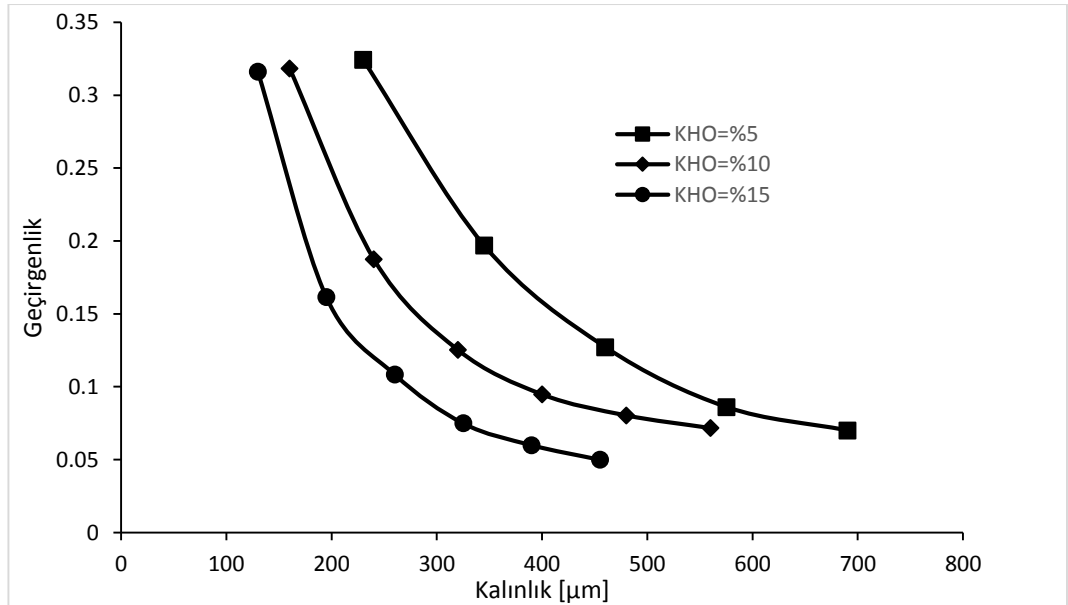
HAD analizi 3 farklı katı hacim oranı (%5, %10 ve %15) için hazırlanan 3 ayrı geometride gerçekleştirilmiştir. Işınımı modellemek için S2S ışıyım modeli kullanılmıştır. Lifler arasında yalnızca ışıyım ile ısı geçişinin göz önüne alınabilmesi için çözüm alanında vakum koşulları oluşturulmuştur. Bunun için çözüm alanında hava yerine termofiziksel özellikleri uç mertebelerde olan (örneğin iletim katsayısı çok düşük) bir akışkan tanımlanmıştır.

Şekil 5.9’da farklı katı hacim oranlarındaki malzemelerde görülen sıcaklık dağılımının kalınlık boyunca değişimi gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi aynı kalınlıktaki malzeme için katı hacim oranı arttıkça, sıcaklık düşüşü daha fazla olmaktadır. Bu beklenen bir sonuçtur, çünkü malzeme içerisinde lif yoğunluğunun (katı hacim oranı) artması, ışıyım ile ısı geçişini engelleyecek yönde etki yapacaktır. Dolayısıyla yalıtım malzemesinin iki ucu arasındaki sıcaklık farkı artacaktır. Dikkat edilecek olursa, sıcaklık malzeme kalınlığı boyunca lineer bir şekilde azalmamaktadır, bu da ışıyım ile ısı geçiş akısının sabit olmadığını göstermektedir.



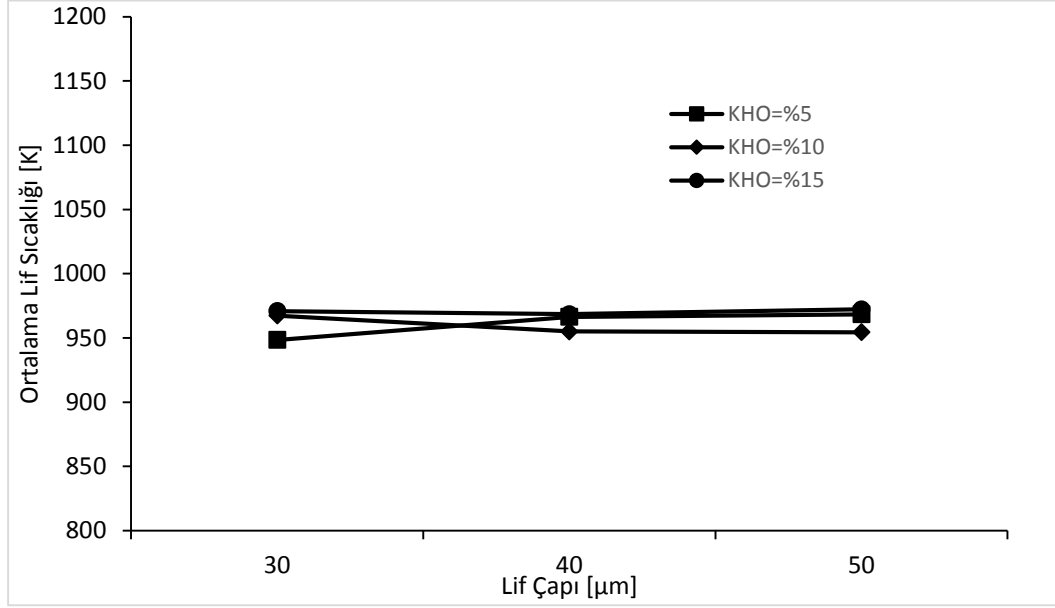
Şekil 5.9 : Sıcaklığın yalıtım malzemesi kalınlığı boyunca değişimi.

Şekil 5.10’da görüldüğü gibi malzeme kalınlığı arttıkça, malzemenin ısıl geçirgenliği azalmaktadır. Beklenildiği gibi, malzemenin kalınlığının artması, kaynak ile kuyu arasındaki şekil faktörünü azaltarak, ışıınının kaynaktan kuyuya ulaşmasını engelleyici yönde etki yapmaktadır. Şekil 5.10’dan çıkarılabilecek bir diğer sonuç, malzemenin katı hacim oranının artması ile ısıl geçirgenlik azaldığının görülmesidir. Sıcaklık dağılımından elde edilen sonuca benzer şekilde, katı hacim oranının artması, lif yoğunluğunun artmasına, bu da ışıınınla ısı geçişinin bastırılmasına neden olmaktadır.



Şekil 5.10 : Geçirgenliğin yalıtım malzemesi kalınlığı boyunca değişimi.

Şekil 5.11’de farklı lif çapları için ortalama lif sıcaklığı gösterilmektedir. Buna göre lif çapının değiştirilmesinin ortalama lif sıcaklığı üzerinde önemli bir etkisi olmamaktadır. Literatürde yapılan çalışmalarda görüldüğü üzere, ışınlama ısı geçişi etkisini en az düzeyde tutacak, optimum bir lif çapından söz edilebilir. Fakat geometrik bölge kabulü ile yapılan bu modellemede, lif çapının normalden daha büyük olması nedeniyle çalışmada bu etki görülememiştir.



Şekil 5.11 : Farklı lif çapları ve katı hacim oranlarında ortalama lif sıcaklığı.

5.2.1.2 Sayısal modellemenin MCİİ yöntemi ile karşılaştırılması

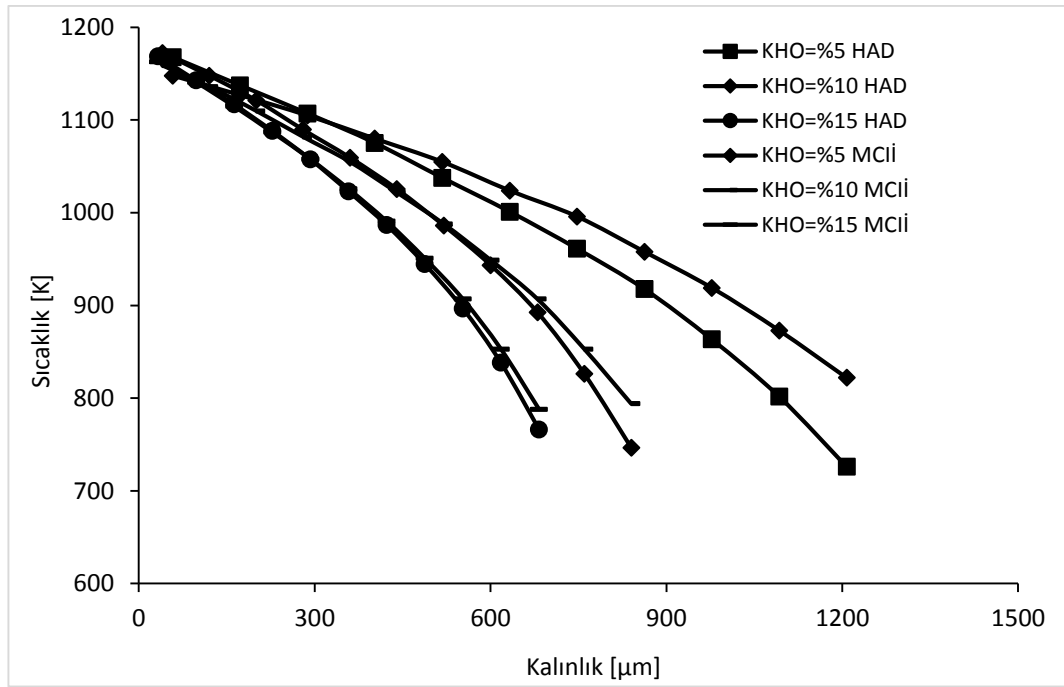
Bu bölümde, bir önceki bölümde gerçekleştirilen HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar, literatürde oldukça sık ele alınan MCİİ (Monte Carlo Işın İzleme) yöntemi kullanılarak oluşturulan kod ile karşılaştırılmıştır.

MCİİ yöntemi özellikle ışınlama ile ilgili problemlerin çözümünün çok zor olduğu problemlere getirdiği görece pratik çözümler sebebi ile literatürdeki çalışmalarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Monte Carlo metodu rastgele üretilen sayıların kullanımı üzerine kurulu, stokastik (rastlantısal) olayların modellenmesinde kullanılan, istatistiksel bir yöntemdir. Ekonomi modelleri, atom ve molekül fiziği, nükleer fizik, sayısal analiz vb. gibi çeşitli alanda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Metot, ışınlama ısı geçişi problemlerinin çözümünün, karmaşık geometriler, ışınlama özelliklerinin yöne bağlı değişmesi, saçılmanın önemli olması gibi durumlarda daha da zorlaşması nedeniyle ışınlama ile ilgili çalışmalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Yöntemin avantajı en karmaşık

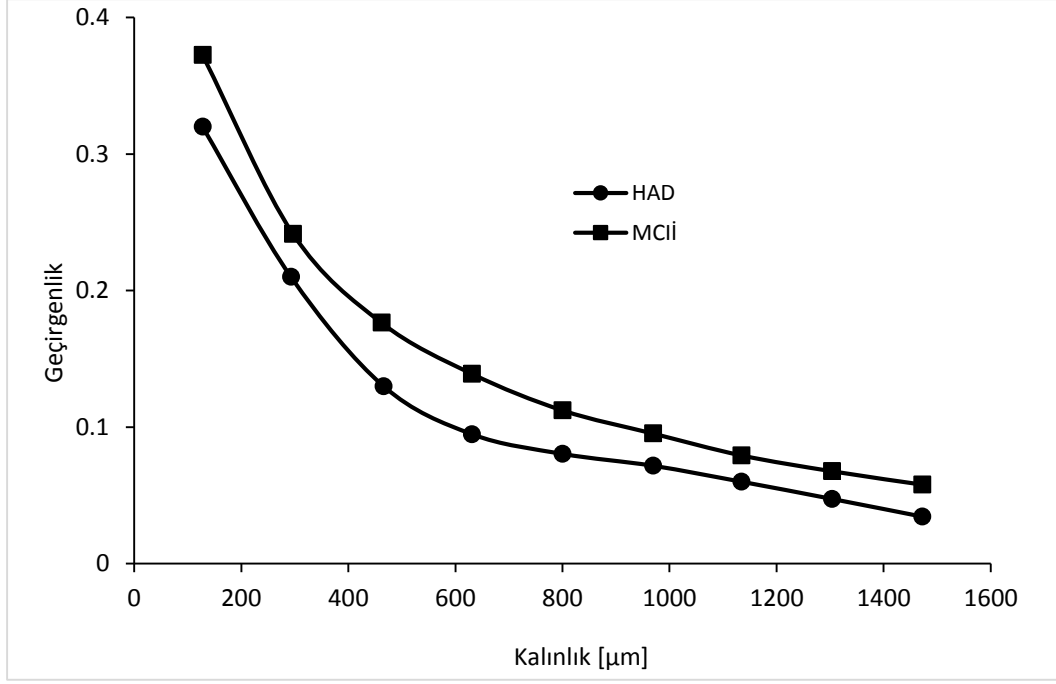
problemlerin bile görece daha kolay çözülebilmesine imkân vermesindedir [21]. Bunun yanında yöntemin en büyük dezavantajı, örnek büyüklüğünün arttırılarak istatistiksel hatanın azaltılabileceği düşünüldüğünde, yüksek bir bilgisayar kapasitesi gerektirmesidir.

Şekil 5.12’de 3 farklı katı hacim oranı için malzeme kalınlığı boyunca sıcaklık değişimi görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, MCIİ yöntemi ile HAD analizi arasındaki uyum, yüksek katı hacim oranlarında daha iyi olmaktadır. Düşük katı hacim oranlarındaki farklılığın nedeninin HAD analizinde, lifler arasında tanımlanan akışkandan kaynaklandığı söylenebilir. Her iki yöntem karşılaştırıldığında, HAD analizi çözüm süresinin MCIİ yöntemi ile geliştirilen koda göre daha kısa olduğu söylenebilir. Fakat HAD analizi için gerekli geometrinin oluşturulması MCIİ yöntemine göre daha zahmetli olmaktadır. Oysa geliştirilen kod ile kısa bir sürede geometride değişiklik yapılabilir.



Şekil 5.12 : Sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması [6].

Şekil 5.13’te %10 katı hacim oranına sahip bir malzeme için geçirgenliğin kalınlık boyunca değişimi verilmektedir. HAD analizi ve MCIİ yöntemi ile geliştirilen kod ile elde edilen geçirgenlik eğrilerinin benzer profilde oldukları görülmektedir. Ticari programda yapılan kabuller ile ısınımı modellemeye yönelik olarak iki yöntemin farklı yaklaşımlar kullanılması düşünüldüğünde, ticari programla yapılan analizin geçirgenlik eğrisini başarılı bir şekilde yakalayabildiği söylenebilir.



Şekil 5.13 : Geçirgenlik değerlerinin karşılaştırılması [6].

5.2.1.3 Teorik ve deneysel modelleme

Denklem (2.26)'da verilen ışınlama ısı geçişi denkleminin çözümünün en basit durumda dahi zor olması nedeniyle denklemin çözümü için çeşitli basitleştirmeler ve yaklaşımlar kullanılmaktadır. Uygulamada karşılaşılan, eş sıcaklık dağılımlı, gri ve diffüz yüzeyler arasındaki; gri özellikli, düzleme paralel ve 1 boyutlu ortam, basit olması sebebiyle kapsamlı olarak çalışılmıştır [21]. Bu bölümde, bu yaklaşımlardan yalıtım malzemeleri ile ilgili çalışmalarda kullanılabilecek iki tanesi two-flux yaklaşımı (Schuster-Schwarzschild yaklaşımı) ve Rosseland yaklaşımı (optik olarak kalın yaklaşımı/difüzyon yaklaşımı) ele alınmıştır.

İncelenen yalıtım malzemelerinde ısı geçişinin tek yönde olduğu düşünüldüğünde, two-flux yaklaşımının yalıtım malzemelerine uygulanabilirliği mümkün olmaktadır. Bu yaklaşımda, ışınlamın sadece ileri ve geri yönde saçıldığı kabulü yapılır. 1 boyutlu ısı geçişi göz önüne alındığında, ileri ve geri yöndeki ışınlam yoğunluğu şu şekilde temsil edilebilir [9]:

$$\frac{dI_1}{dx} = -n(BS_s + S_a)I_1 + nBS_sI_2 + nS_a\sigma T^4 \quad (5.6)$$

$$\frac{dI_2}{dx} = -n(BS_s + S_a)I_2 + nBS_sI_1 + nS_a\sigma T^4 \quad (5.7)$$

Burada, B geri saçılma oranını, nS_s saçılma kesit alanını ve nS_a soğurma (yayma) kesit alanını göstermektedir. Işınımın ısı geçişi akısı şu şekilde ifade edilir:

$$q_{ışınım} = I_1 - I_2 \quad (5.8)$$

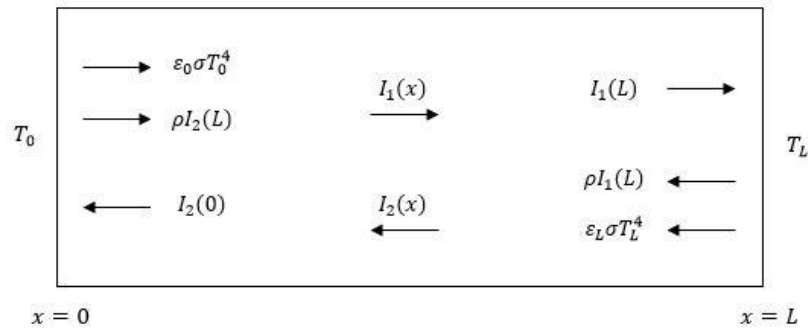
M kaybolma, N saçılma ve P soğurma katsayıları olmak üzere denklemler şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{dI_1}{dx} = -MI_1 + NI_2 + P\sigma T^4 \quad (5.9)$$

$$-\frac{dI_2}{dx} = -MI_2 + NI_1 + P\sigma T^4 \quad (5.10)$$

M, N ve P malzemenin ışıyım özellikleri olup, bu özelliklere geçirgenlik deneyleri ile ulaşılabilir. Farklı kalınlıktaki yalıtım malzemeleri için yapılan geçirgenlik deneyleri sonucunda elde edilen geçirgenlik verileri kullanılarak, malzemenin M ve N değerlerine ulaşılabilir [9].

Opak iki yüzey arasındaki, L kalınlığındaki yalıtım malzemesi için sınır koşulları Şekil 5.14'te gösterilmektedir.



Şekil 5.14 : Geometri ve sınır koşulları.

Buna göre sınır koşulları şu şekilde yazılabilir:

$$I_1(0) = \sigma\epsilon_0 T_0^4 + (1 - \epsilon_0)I_2(0) \quad (5.11)$$

$$I_2(L) = \sigma\epsilon_L T_L^4 + (1 - \epsilon_L)I_1(L) \quad (5.12)$$

Two-flux yaklaşımı ile birlikte verilen denklemlerin çözümü, yalıtım malzemesinin soğurmadığı ve optik özelliklerinin yalıtım malzemesi kalınlığı boyunca değişmediği

kabulü ile kolaylıkla gerçekleştirilebilir. Bu durumda ışınlama ısı geçişi katsayısı şu şekilde elde edilir:

$$k_{ışınım} = \frac{\sigma(T_0 + T_L)(T_0^2 + T_L^2)}{L\left(\frac{1}{\varepsilon_0} + \frac{1}{\varepsilon_L} - 1\right) + N} \quad (5.13)$$

İfadeden görüldüğü üzere, ışınlama ısı geçişi katsayısını belirleyebilmek için, yüzeylerin sıcaklıkları ve yayma oranlarının yanında, bir malzeme özelliği olan N saçılma değerinin de bilinmesi gerekmektedir. Soğurmanın saçılma yanında ihmal edilebildiği malzemeler için (örneğin cam yünü, köpük cam) (5.13) ifadesi ışınlama ısı geçişi katsayısının mertebesi hakkında kabaca bir fikir verebilir [9].

Soğurmanın ihmal edilemeyeceği malzeme türleri için ışınlama akısına analitik yol ile ulaşılması zor olacaktır. Bu nedenle bu türden malzemelerin incelenmesine temel oluşturması amacıyla Denklem (5.9) ve Denklem (5.10) sayısal olarak çözülmüştür. Sayısal çözümde denklem sistemi çözümü yerine, yönetici denklem ve sınır koşulları ileri yöndeki ışınlama yoğunluğu cinsinden yazılarak bu denklemin çözümü gerçekleştirilmiştir. Ardından ileri yöndeki ışınlama yoğunluğu değeri kullanılarak, geri yöndeki ışınlama yoğunluğuna ve dolayısıyla ışınlama ısı geçişine ulaşılabilmiştir.

Buna göre ileri yöndeki ışınlama yoğunluğu cinsinden yönetici denklem şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{d^2 I_1}{dx^2} = 0 \quad (5.14)$$

Sınır şartları ise $x=0$ 'da:

$$\frac{dI_1}{dx} = \frac{N[\varepsilon_1 I_1(0) - \varepsilon_1 \sigma T_1^4]}{1 - \varepsilon_1} \quad (5.15)$$

ve $x=L$ 'de:

$$\frac{dI_1}{dx} = N[\varepsilon_2 \sigma T_2^4 - \varepsilon_2 I_1(L)] \quad (5.16)$$

Yönetici denklem ve sınır şartları sonlu farklar yöntemi kullanılarak ayrıştırılmıştır. Sayısal çözüme Thomas Algoritması kullanılarak ulaşılmıştır. I_1 ifadesini kolay okunurluk bakımından f ile gösterecek olursak:

$$\frac{d^2 I_1}{dx^2} = \frac{d^2 f}{dx^2} = \frac{f_{i+1} - 2f_i + f_{i-1}}{h^2} = 0 \quad (5.17)$$

Sınır şartları $x=0$ 'da:

$$f_3 + f_2 \left[-2 + \frac{1}{1 + hN\varepsilon_1} \right] = -\frac{hN\varepsilon_1 \sigma T_1^4}{1 + hN\varepsilon_1} \quad (5.18)$$

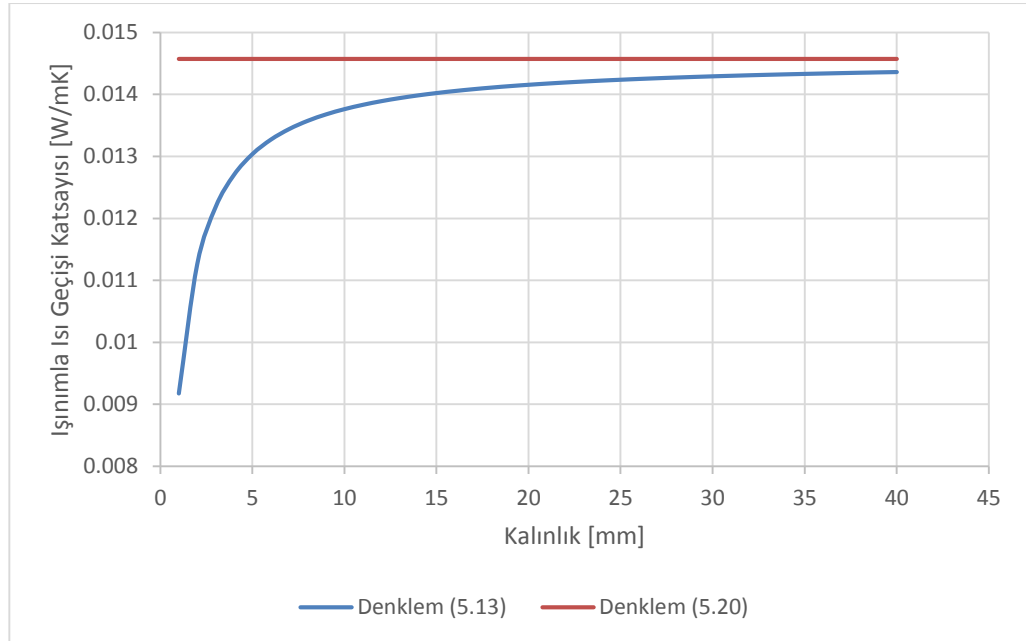
ve $x=L$ 'de:

$$f_{n-1} \left[-2 + \frac{1}{1 + hN\varepsilon_2} \right] + f_{n-2} = -\frac{hN\varepsilon_2 \sigma T_2^4}{1 + hN\varepsilon_2} \quad (5.19)$$

Kalın bir yalıtım malzemesi için Denklem (5.13)'den yararlanarak, ışınlımla ısı geçişi katsayısı şu şekilde ifade edilebilir:

$$k_{ışınım} \cong \frac{4\sigma T^3}{N} \quad (5.20)$$

Şekil 5.15'te görüldüğü gibi, yeterince kalın bir malzeme için, ışınlımla ısı geçişi malzeme kalınlığından bağımsız olarak yalıtım malzemesinin ışınlım özelliklerine bağlı olacaktır.



Şekil 5.15 : Kalın ve ince malzeme durumları için ışınlımla ısı geçişi katsayısı.

Two-flux yaklaşımından elde edilen sonuca benzer şekilde, kullanılabilecek diğer yaklaşım Rosseland yaklaşımı, malzemenin optik olarak kalın olması kabulüne dayanır. Bu yaklaşımın kullandığı optik malzeme tanımına göre, optik olarak kalın ($\tau_0 \gg 1$) malzemede ışıınım ortalama serbest yol (mean free path) içinde soğurulur. Soğurulan bu ışıınım yeniden yayılabilir ve bu difüzyon prosesi malzeme kalınlığı boyunca devam eder. Optik olarak ince malzemede ($\tau_0 \ll 1$) ise ışıınım enerjisi yayılır fakat yayılan bu enerji soğurulmaz. Dolayısıyla bu bir difüzyon prosesi değildir.

Optik kalınlık tanımı şu şekilde verilmektedir:

$$\tau_0 = K_e L \quad (5.21)$$

Burada K_e malzemenin Rosseland ortalama kaybolma katsayısını, L malzeme kalınlığını ifade etmektedir.

Optik olarak kalın bir malzeme için ışıınımla ısı geçişi, difüzyon prensibine bağlı olduğundan, iletimle ısı geçişine benzer şekilde ifade edilebilir. Bu durumda ışıınımla ısı geçişi akısı şu şekilde gösterilebilir:

$$q_{ışıınım} = -\frac{4}{3K_e} \frac{\partial E_s}{\partial x} = -\frac{4}{3K_e} \frac{\partial(\sigma T^4)}{\partial x} = -\frac{16\sigma T^3}{3K_e} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (5.22)$$

$$q_{ışıınım} = -\frac{16\sigma T^3}{3K_e} \frac{\partial T}{\partial x} = -k_{ışıınım} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (5.23)$$

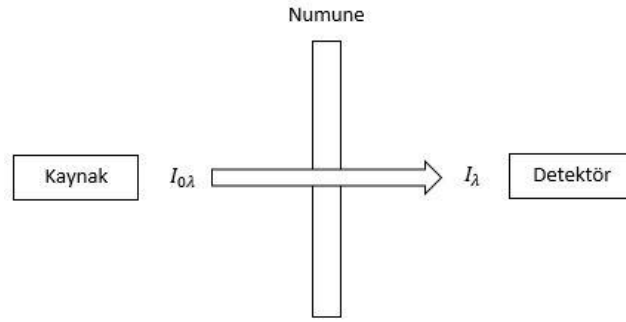
Denklem (5.23)'ten yararlanarak ışıınımla ısı geçişi katsayısı şu şekilde ifade edilebilir:

$$k_{ışıınım} = \frac{16\sigma T^3}{3K_e} \quad (5.24)$$

Spektral geçirgenlik yüzdesi, malzemedan geçen ışıınım yoğunluğunun malzemeye gönderilen ışıınım yoğunluğuna oranı olarak tanımlanmaktadır:

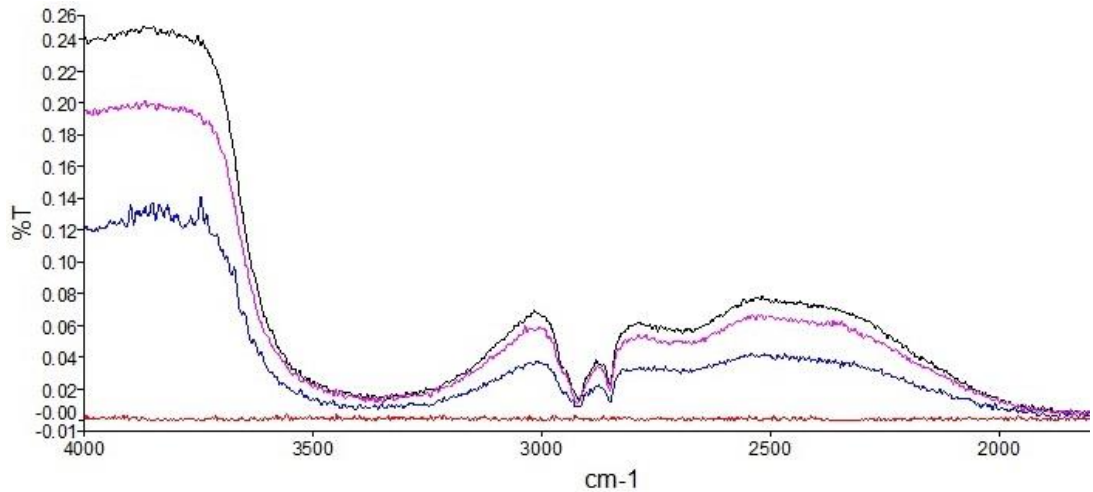
$$T_\lambda = \frac{I_\lambda}{I_{0\lambda}} \quad (5.25)$$

Malzemenin spektrumuna ATR veya geçirgenlik modülü adı verilen iki farklı yöntemle ulaşılabilir. Şekil 5.16'da malzemenin spektrumuna ulaşılmasında kullanılan geçirgenlik modülünün şematik gösterimi verilmektedir.



Şekil 5.16 : Geçirgenlik deneyi prensibi.

Ele alınan cam yünü yalıtım malzemesinin geçirgenlik spektrumuna İTÜ Tekstil Teknolojileri ve Tasarımı Fakültesi Araştırma Laboratuvarı bünyesinde bulunan Perkin Elmer Spectrum Two modeli Fourier Dönüşümlü Kızıl Ötesi Spektrometre (FTIR) cihazının geçirgenlik modülü kullanılarak ulaşılmıştır. Şekil 5.17’de cam yünü yalıtım malzemesinin farklı kalınlıklarına ait spektral geçirgenlik değerleri verilmektedir.



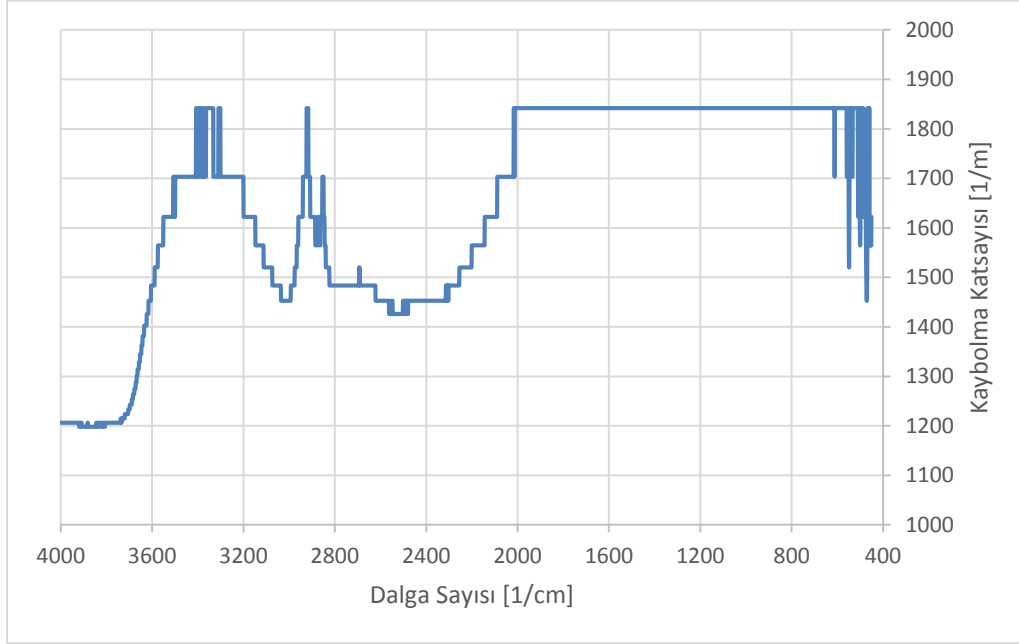
Şekil 5.17 : Farklı kalınlıklardaki malzemenin geçirgenlik spektrumu.

L kalınlığındaki homojen bir yalıtım malzemesine Beer’s Yasası uygulanarak, spektral kaybolma katsayısına, spektral geçirgenlik yüzdesi yardımı ile şu şekilde ulaşılabilir:

$$K_{e\lambda} = -\frac{\ln(T_{\lambda})}{L} \quad (5.26)$$

Yalıtım malzemesinin kalınlığı üzerine uygulanan kuvvet ile değişkenlik göstermektedir. Bu nedenle, malzemenin kalınlık ölçümünden kaynaklanan hatayı en aza indirgeyebilmek için farklı kalınlıklardaki cam yünü yalıtım malzemelerinden elde edilen geçirgenlik spektrumlarından yararlanılarak, malzemenin spektral kaybolma

katsayısına ulaşılmıştır. Şekil 5.18’de cam yünü yalıtım malzemesi için elde edilen spektral kaybolma katsayısı gösterilmektedir.



Şekil 5.18 : Spektral kaybolma katsayısı.

Rosseland ortalama kaybolma katsayısı şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$\frac{1}{K_e} = \frac{\int_0^\infty \frac{1}{K_{e\lambda}} \frac{\partial E_{s\lambda}}{\partial T} d\lambda}{\int_0^\infty \frac{\partial E_{s\lambda}}{\partial T} d\lambda} = \int_0^\infty \frac{1}{K_{e\lambda}} \frac{\partial E_{s\lambda}}{\partial E_s} d\lambda \quad (5.27)$$

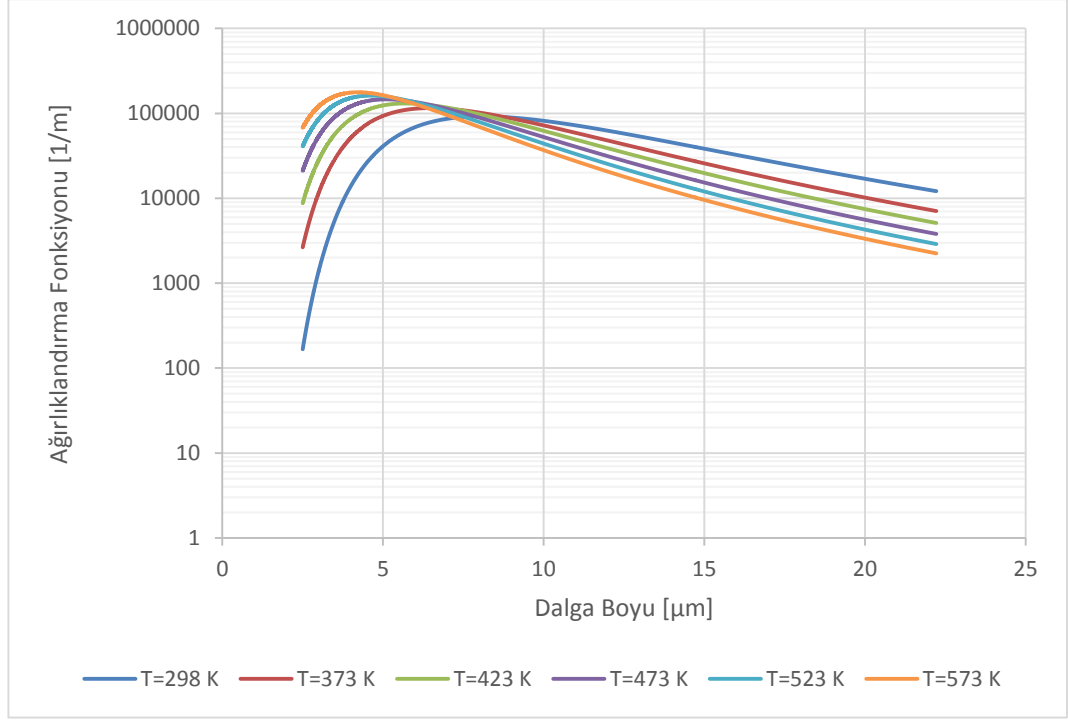
Stefan-Boltzmann yasasına göre siyah bir cismin toplam yayma gücü:

$$E_s = \sigma T^4 \quad (5.28)$$

Denklem (5.27) ifadesinde görülen integrallerin alınması zor olduğundan, pay ve paydadaki bu integraller toplam formülü kullanılarak ifade edilerek, Rosseland ortalama kaybolma katsayısına şu şekilde ulaşılabilir:

$$\frac{1}{K_e} = \frac{\sum \frac{1}{K_{e\lambda}} f_\lambda}{\sum f_\lambda} \quad (5.29)$$

Burada f_λ ağırlıklandırma fonksiyonu olarak adlandırılmaktadır. Ağırlıklandırma fonksiyonunun farklı sıcaklıklarda dalga boyu ile değişimi Şekil 5.19’da gösterilmektedir.



Şekil 5.19 : Ağırlıklandırma fonksiyonu [32].

Malzemenin spektrumu FTIR cihazı ile belirlendikten sonra, Denklem (5.26) ile spektral kaybolma katsayısına ulaşılabilir. Denklem (5.27) ve Denklem (5.28) kullanılarak, Rosseland ortalama kaybolma katsayısı bulunabilir. Rosseland ortalama kaybolma katsayısı kullanılarak ise Denklem (5.24) yardımı ile ışınlama ile iletim katsayısına ulaşılabilir. Bu yaklaşımın kullanılabilmesi için malzemenin Denklem (5.21)'de tanımlanan optik kalınlık şartını sağlaması gerekmektedir. Çalışmada ele alınan malzeme için Rosseland ortalama kaybolma katsayısı ve optik kalınlık yaklaşık olarak $K_e \cong 1600 \text{ m}^{-1}$ ve $\tau_0 \cong 7$ değerleri ile literatürde yapılan çalışmalara yakın mertebelerdedir [32]. Öte yandan, cam yünü yalıtım malzemesinde saçılımın baskın olması nedeni ile normal geçirgenlik düzeneği ile yapılan ölçümler hatalara sebebiyet verebilir. Bu türden malzemelerin geçirgenlikleri bütünleştirici küreli cihaz (integrating-sphere instrument) olarak adlandırılan cihaz ile daha sağlıklı bir şekilde ölçülebilir [37].

Literatürde yapılan çalışmalarda, kaybolma katsayısı çoğunlukla izotropik (eş yönlü) saçılım kabulüne dayanarak elde edilmiştir. Fakat uygulamada daha çok izotropik olmayan saçılmanın gerçekleştiği malzemeler kullanılırken, izotropik saçılma özel durumlar dışında pek karşılaşılmaz. Örneğin cam yününde ileri yönde saçılım baskın olarak gerçekleşmektedir. Dolayısıyla izotropik saçılım kabulü ile elde edilen

kaybolma katsayısı, ileri yönlü saçılımın baskın olduğu malzemelerin kaybolma katsayısına göre daha büyük (ışınım ile ısı geçişi katsayısı düşük), geri yönlü saçılımın baskın olduğu malzemelerin kaybolma katsayısına göre ise daha düşük (ışınım ile ısı transferi katsayısı yüksek) bir değerde olacaktır [32]. Bu nedenle kaybolma katsayısı kullanılırken, malzeme gerçekte gerçekleşen saçılım türü göz önüne alınmalıdır.

5.2.2 Işınım ile ısı geçişi parametrelerinin etkisi

Işınım ile ısı geçişi denkleminin çözülebilmesi için malzemeye (veya ortama) ait saçılma katsayısı, soğurma katsayısı, kırılma indisi ve faz fonksiyonu gibi malzeme optik özellikleri bilgilerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu bölümde malzemenin bahsedilen optik özelliklerinin bilinmesi durumunda yapılacak sayısal bir çalışmanın sonuçları irdelenmiştir.

Lif esaslı yalıtım malzemeleriyle yapılan sayısal ve deneysel bir çalışmada, deneyde kullanılan yalıtım malzemesinin saçılma katsayısı ve soğurma katsayısı lif hacim oranına bağlı olarak verilmiştir [10,11]. Lif hacim oranı $f_v = 0.0033$ olmak üzere, malzemenin saçılma katsayısı ve soğurma katsayısı şu şekilde bulunmuştur:

$$\sigma_s = 701 \text{ m}^{-1}$$

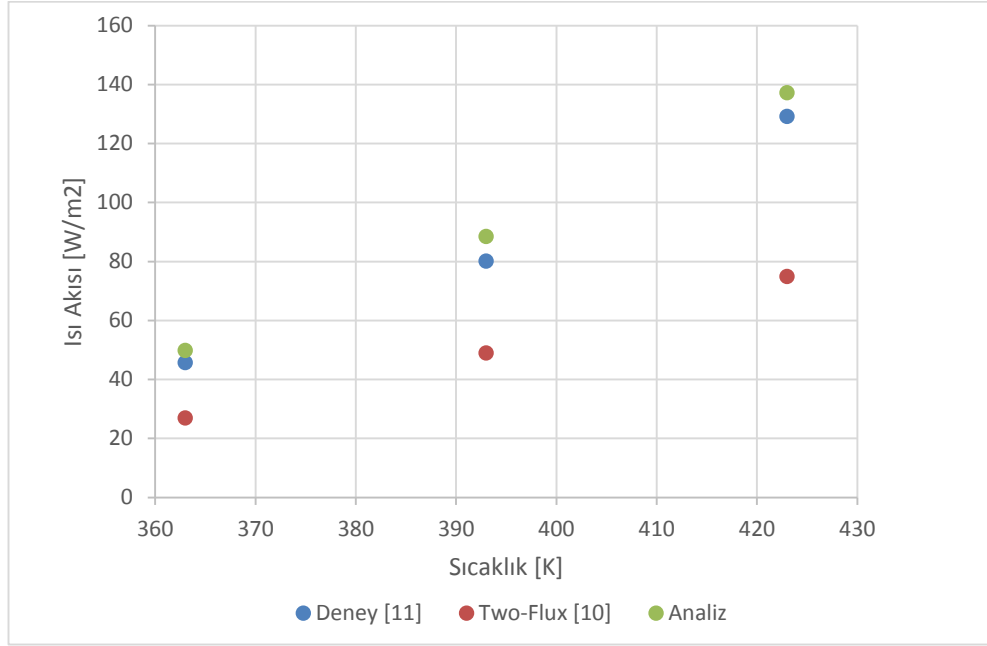
$$\sigma_a = 454 \text{ m}^{-1}$$

Ek olarak malzemenin yoğunluğu $\rho = 8.4 \text{ kg/m}^3$, deney düzeneğindeki soğuk ve sıcak plakaların emisivite değerleri $\varepsilon = 0.95$ olarak alınmıştır. Eş yönlü saçılım ve kırılma indisinin $n = 1$ olduğu kabulü ile yapılan analiz sonuçları ile deneysel veriler Şekil 5.20-5.22’de karşılaştırılmıştır.

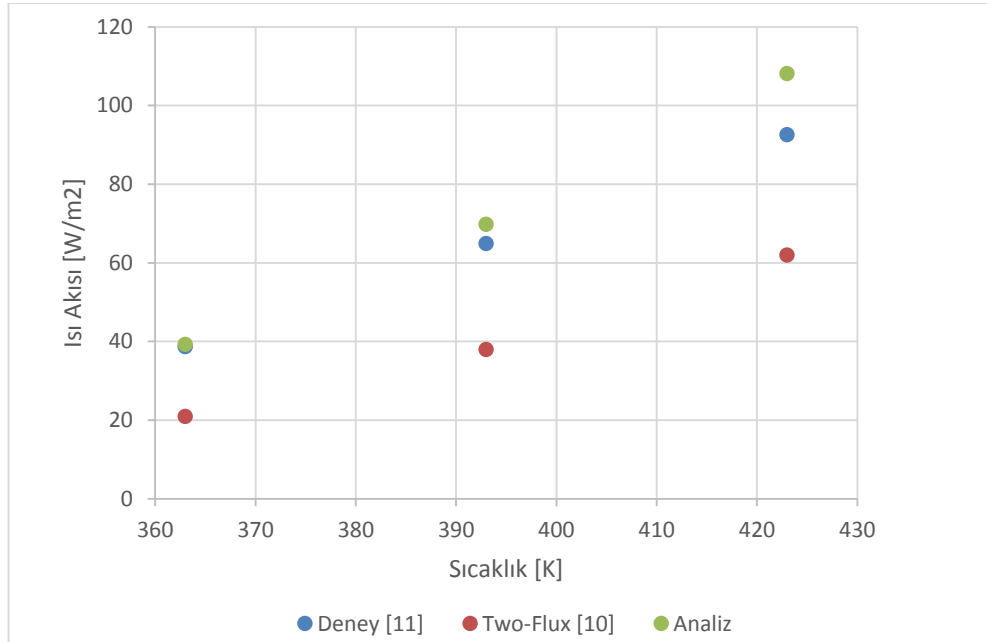
Analizi gerçekleştirilen yalıtım malzemelerinin kalınlıkları sırasıyla $L=25.4 \text{ mm}$, 33 mm ve 40.6 mm ’dir. Deney koşullarına uygun olarak vakum ortamındaki ısı geçişi incelenmiştir. Sıcak yüzey sıcaklıkları değişken 363 K , 393 K ve 423 K , soğuk yüzey sıcaklığı 308 K ’dir.

Basitleştirilmiş ışınlama ısı geçişi yaklaşımları (örneğin two-flux) ile yapılan sayısal çözümler deney sonuçlarından sapmalar göstermektedir [10,11,33]. Ticari programda kullanılan DO metodu ile yapılan çözüm ise deney sonuçları ile uyum içerisindedir (Şekil 5.20-5.22).

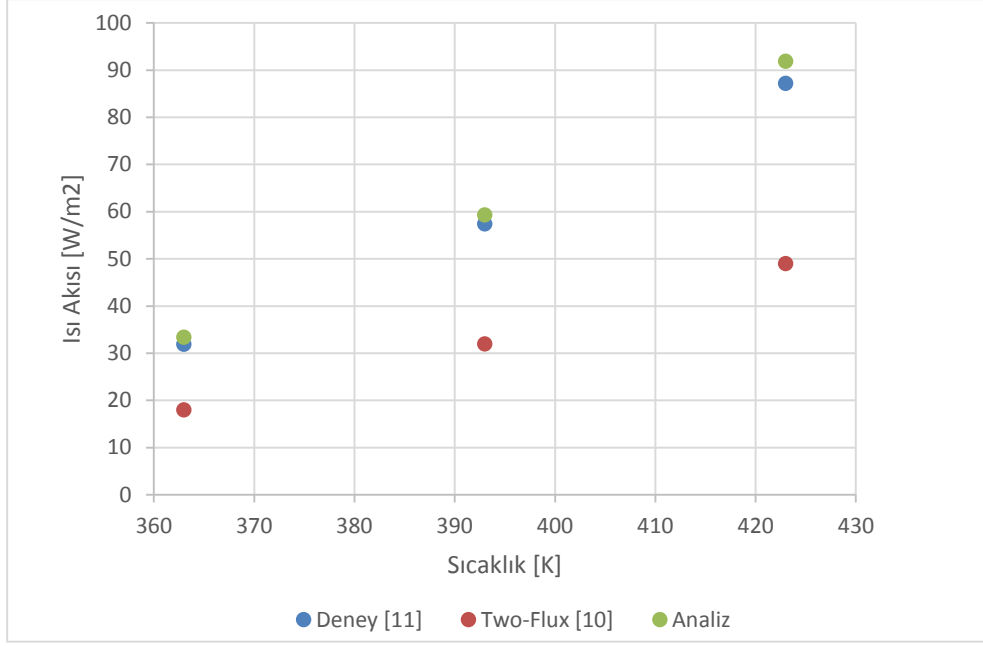
Sonuç olarak, yalıtım malzemesinin optik özellikleri ile ilgili bilgilere ulaşıldıktan sonra, ticari program ile çözüm başarılı bir şekilde gerçekleştirilebilir ve farklı parametrelerin etkisi incelenebilir.



Şekil 5.20 : L=25.4 mm kalınlıktaki yalıtım malzemesi için farklı sıcaklık farklarındaki ısı akıları.

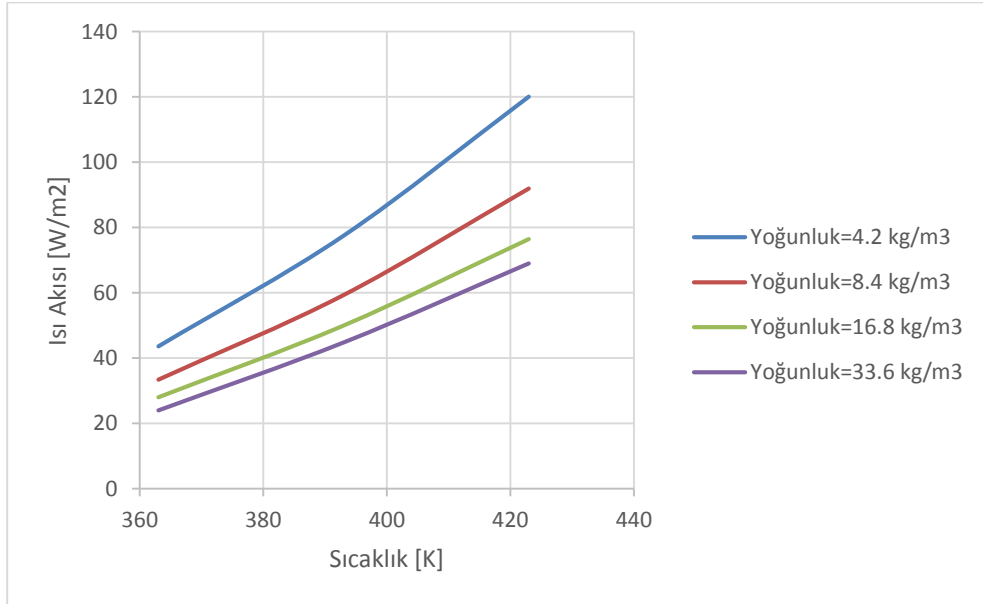


Şekil 5.21 : L=33 mm kalınlıktaki yalıtım malzemesi için farklı sıcaklık farklarındaki ısı akıları.



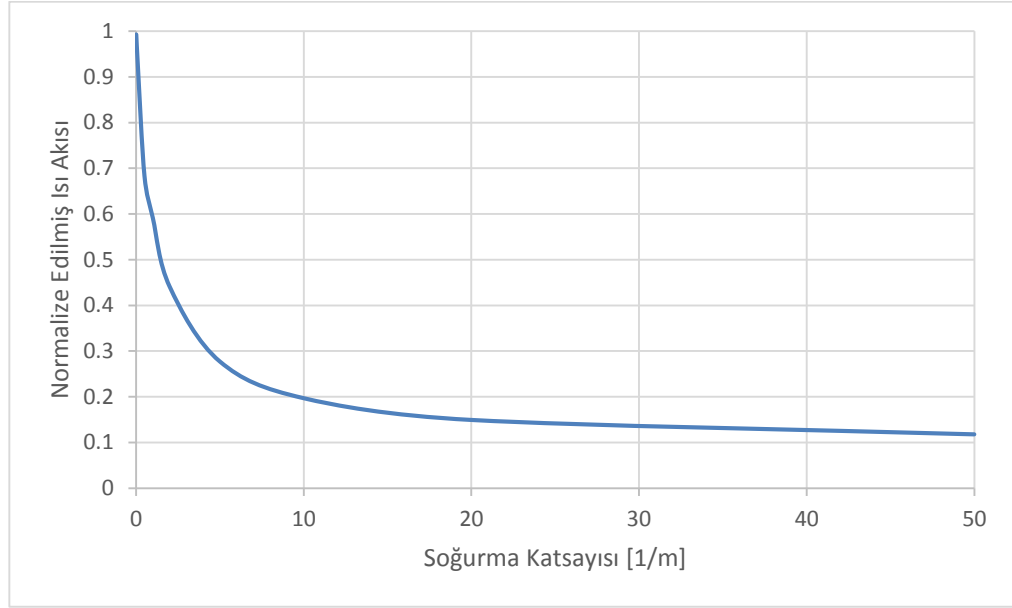
Şekil 5.22 : $L=40.6$ mm kalınlıktaki yalıtım malzemesi için farklı sıcaklık farklarındaki ısı akıları.

Bu düşünce ile farklı yoğunluktaki yalıtım malzemeleri ile ilgili sonuçlara, deneyde kullanılan malzeme ve optik özellikleri referans alınarak ulaşılabilir. Şekil 5.23'te görüldüğü gibi, yalıtım malzemesinin yoğunluğunun arttıkça, ışınlama ile geçen ısı akısı azalmaktadır.



Şekil 5.23 : Farklı yoğunluktaki malzemeler için ısı akısı değerleri.

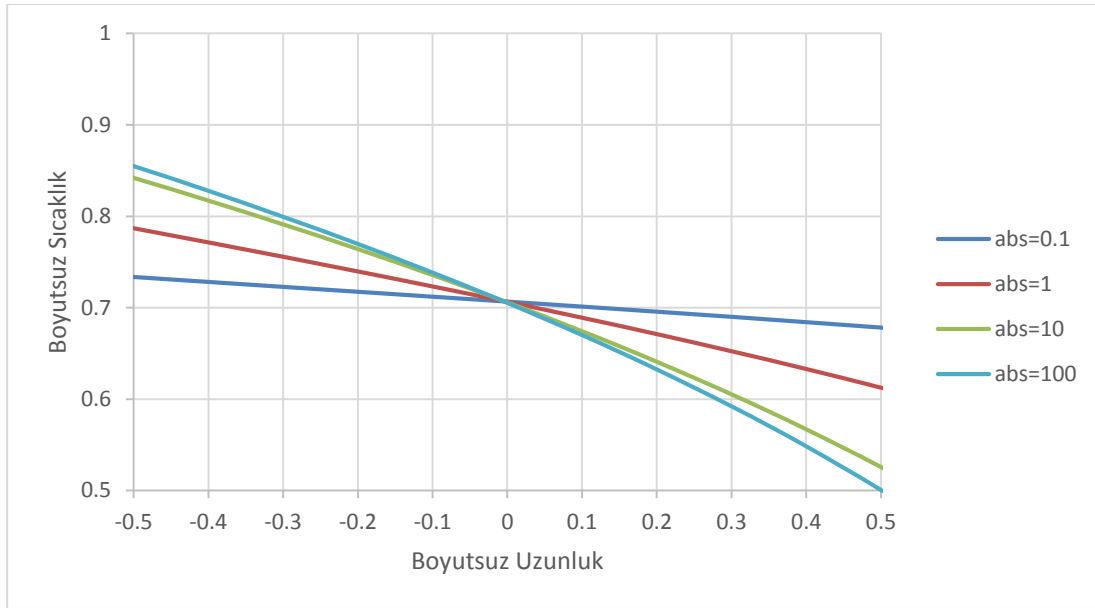
Şekil 5.24'te malzemeden ışınlımla geçen ısı akısının malzeme soğurma katsayısı ile değişimi verilmiştir. Buna göre malzemenin soğurma katsayısı arttıkça, malzeme daha fazla enerji soğuracağı için ışınlımla geçen ısı akısı azalacaktır.



Şekil 5.24 : Isı akısı soğurma katsayısı değişimi.

Şekil 5.25'te malzeme kalınlığı boyunca elde edilen sıcaklık profili verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, malzemenin soğurma katsayısı azaldıkça daha yatık bir eğri, dolayısıyla malzeme kalınlığı boyunca homojen bir sıcaklık dağılımı elde edilmektedir. Düşük soğurma katsayısına sahip bir malzemenin enerjiyi soğurma yeteneğini iyi değildir. Bu nedenle yüksek sıcaklıktaki sınırdan alabileceği enerji düşüktür, kazandığı bu düşük enerji kalınlık boyunca soğurma katsayısı oranında (daha düşük oranda) azalacaktır. Dolayısıyla, malzeme sıcaklığında kalınlık boyunca önemli bir değişim gözlemlenmez. Öte yandan, yüksek soğurma katsayısına sahip bir malzemenin yüksek sıcaklıktaki sınırdan aldığı enerji miktarı yüksektir. Kazandığı bu yüksek enerji daha yüksek soğurma katsayısı oranında azalacaktır. Şekil 5.25'ten çıkarılabilecek bir diğer sonuç, malzemenin ortalama sıcaklığının malzemenin soğurma katsayısından bağımsız olmasıdır [34].

Şekil 5.24 ve Şekil 5.25'te elde edilen sonuçlar Bölüm 4'te kapalı bir hacmin modellenmesinde kullanılan ışınlım modelinin belirlenmesindeki sonuçlara benzerlik göstermektedir. Buna göre, havanın ışınlımla etkileşime girmediği kabulü, havanın soğurma (veya saçılma) katsayısının yeterince düşük olması durumunda rahatlıkla yapılabilir.



Şekil 5.25 : Farklı soğurma katsayılarında sıcaklığın malzeme kalınlığı boyunca değişimi.

5.3 Diğer Isı Geçişi Mekanizmaları

Bu bölümde iletim ve taşınım yolu ile gerçekleşen ısı geçişi mekanizmaları incelenmektedir. Lif esaslı yalıtım malzemelerinde, iletimle ısı geçişi düşük sıcaklarda, lif malzemesinin ısı iletim katsayısına bağlı olarak baskın şekilde gerçekleşen ısı geçişi mekanizmasıdır. Liflerin sahip olduğu geniş yüzey alanının malzeme içerisinde yarattığı sürtünme nedeniyle taşınım ile ısı geçişi bastırılmaktadır [31]. Dolayısıyla, iletim ve taşınım ile ısı geçişi bu malzemelerdeki temel ısı geçişi mekanizmalarıdır.

5.3.1 İletimle ısı geçişi

Teorik olarak sıcaklık farkının olduğu her yerde ısı iletimi gerçekleşmektedir. Bu sıcaklık farkının küçük olması durumunda taşınım ile ısı geçişi ihmal edilebilir. Buna ek olarak, malzemedeki lif (katı faz) yoğunluğu yeterince yüksek ise taşınım ile ısı geçişi de ihmal edilebilir mertebelerdedir. Dolayısıyla bu durumda ısı iletimi baskın ısı geçişi mekanizması olacaktır [27].

Lif esaslı yalıtım malzemelerinde iletimle ısı geçişi gaz (hava) ve katı (lif) fazı olmak üzere gaz iletimi ve katı iletimi şeklinde ifade edilerek incelenmektedir. Malzemenin ısı iletim katsayısı bu fazlar arasındaki etkileşimin karmaşık olması sebebiyle ampirik formüllerle ifade edilir.

Lif esaslı yalıtım malzemeleri, gelişigüzel dağılı liflerin bir araya getirilmesi ile oluşturulan bir yapıdır. Bu türden bir sistem genellikle homojen yapıda değildir. Böyle bir sistemdeki her bir bileşen ve bu bileşenler arasındaki etkileşimler tüm sistemin davranışını belirlemektedir. İdeal olarak her bir lifin karakterize edilmesi ile yapılacak bir analiz sistem hakkında en detaylı bilgiyi verecektir fakat lif sayısının yüksek olması, lifler arasındaki etkileşimin karmaşıklığı gibi nedenlerden dolayı bahsedilen türden bir ayrık analizin gerçekleştirilmesi oldukça masraflı olacaktır. İncelenen malzemenin homojen eşdeğeri üzerinde yapılacak çalışma ile bu türden bir zorluğun üstesinden gelmek mümkün olabilir. Homojen eşdeğer malzemenin özellikleri efektif malzeme özellikleri olarak ifade edilmektedir. Yoğunluk, ısı kapasite gibi özelliklere her bir bileşenin özellikleri üzerinde ortalama alınarak ulaşılabilir. Fakat ısı iletim katsayısı gibi bir özellik her bir bileşenin özelliklerine bağlı olduğu kadar, bu bileşenlerin sistem içerisindeki dağılımı, etkileşimi vb. özelliklere de bağlı olacaktır [27].

Bahsedilen sistem lif esaslı yalıtım malzemesi olarak alınır ise, en basit yaklaşımla ısı iletim katsayısının alt ve üst sınırlarına, hava ile liflerin hacimleri ve ısı iletim katsayıları değerlerinin bilinmesi durumunda, paralel ve seri bağlı direnç yaklaşımıyla ulaşılabilir.

Bu durumda üst sınır şu şekilde ifade edilir:

$$k_{iletim,üst} V_{yalıtım} = k_{hava} V_{hava} + k_{lif} V_{lif} \quad (5.30)$$

Denklem (5.30) katı hacim oranı cinsinden ifade edilirse:

$$k_{iletim,üst} = k_{hava} (1 - KHO) + k_{lif} KHO \quad (5.31)$$

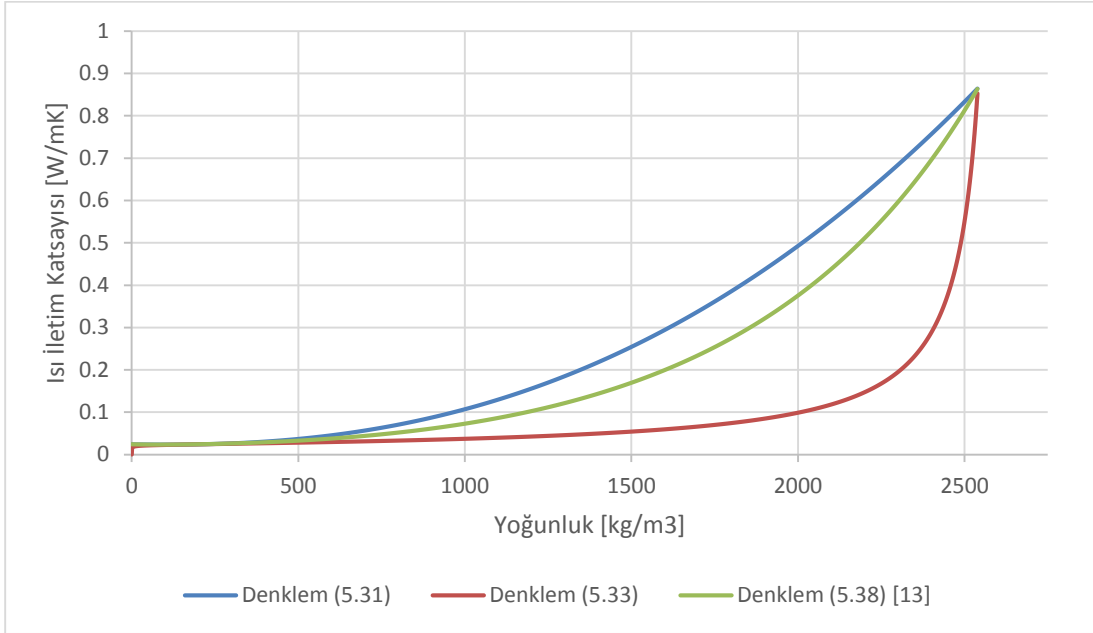
Alt sınır şu şekilde ifade edilir:

$$k_{iletim,alt} V_{yalıtım} = \frac{1}{\frac{V_{hava}}{k_{hava}} + \frac{V_{lif}}{k_{lif}}} \quad (5.32)$$

Denklem (5.32) katı hacim oranı cinsinden ifade edilirse:

$$k_{iletim,alt} = \frac{k_{hava} k_{lif}}{k_{lif} (1 - KHO) + k_{hava} KHO} \quad (5.33)$$

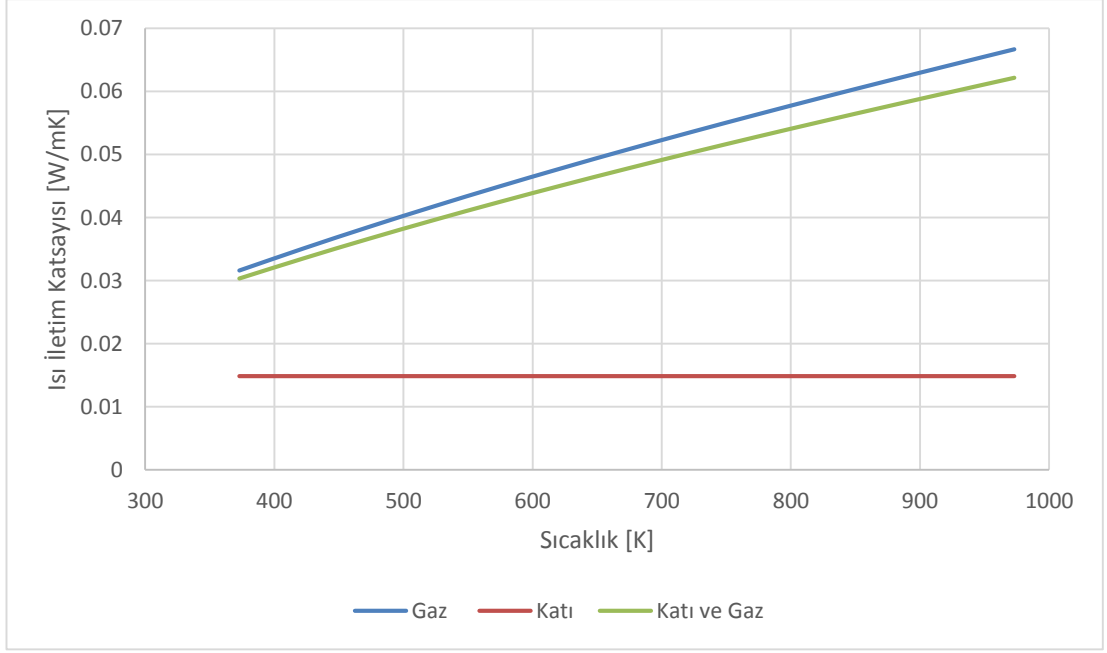
Alt ve üst sınırlar ile çalışmada kullanılan ifadeye (Denklem (5.38)) ait eğriler Şekil 5.26'da gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi Denklem (5.38) ile elde edilen eğri, alt ve üst sınırları gösteren eğriler arasında kalmaktadır.



Şekil 5.26 : Isı iletim katsayısı alt ve üst sınırları.

Seri ve paralel bağlı direnç yaklaşımı ile ısı iletim katsayısının sınırları belirlenebilir fakat katı hacim oranı dışında sistemin karakteristiğini temsil edecek parametrelere de (örneğin liflerin dağılımı) ihtiyaç vardır. Örneğin, Denklem (5.38) ifadesinde görülen z parametresi, liflerin malzeme içerisindeki dağılımını ifade etmektedir. Bu ifadeden elde edilen eğrinin, Şekil 5.26'da gösterildiği gibi alt ve üst sınır eğrileri arasında kalması ve sistemin karakteristiğini temsil eden lif dağılımı parametresini içermesi nedeniyle Denklem (5.38)'in malzemede görülen iletimle ısı geçişini daha iyi temsil ettiği düşünülmektedir.

Bunun dışında, ek olarak Denklem (5.31) veya Denklem (5.33)'ten görüleceği gibi, lif oranı düşük bir malzemede ($KHO \approx 0$) iletimle ısı geçişi gaz fazı (hava) ile gerçekleşeceğinden, katı fazı (lif) iletimi ihmal edilebilir. Lif oranı yüksek bir malzemede ise bunun tam tersi durum söz konusu olacaktır. Bahsedilen bu durum yüksek porozitedeki ($\epsilon \approx 0.9$) cam yünü yalıtım malzemesi için Şekil 5.27'de gösterilmiştir. Lif esaslı yalıtım malzemelerinin yüksek poroziteye sahip olması nedeniyle şekilde görüldüğü gibi, katı fazın ısı iletimine katkısı, gaz fazının katkısı ile karşılaştırıldığında düşük kalmaktadır.



Şekil 5.27 : Katı ve gaz fazlarının iletimle ısı geçişine katkıları.

Gaz ısı iletkenliği basınç ile değişmez fakat gaz moleküllerini çevreleyen katı yüzeyler ile olan ısı geçişi, çevre basıncından etkilenir. Bu nedenle efektif gaz ısı iletkenliği tanımlanabilir [13]:

$$k_{hava} = \frac{k_{hava}^*}{\Phi + 2\Psi \frac{2-\alpha}{\alpha} \frac{2\gamma}{\gamma+1} \frac{1}{Pr} Kn} \quad (5.34)$$

Burada Φ ve Ψ Knudsen sayısına bağlı parametrelerdir ve Çizelge 5.2'de gösterildiği şekilde değerler almaktadır. α ısıl toplanma katsayısı, γ özgül ısı oranını göstermektedir.

Çizelge 5.2 : Knudsen sayısına göre değişen parametreler.

Φ	Ψ	Knudsen sayısı
1	0	$Kn < 0.01$
1	1	$0.01 < Kn < 10$
0	1	$10 < Kn$

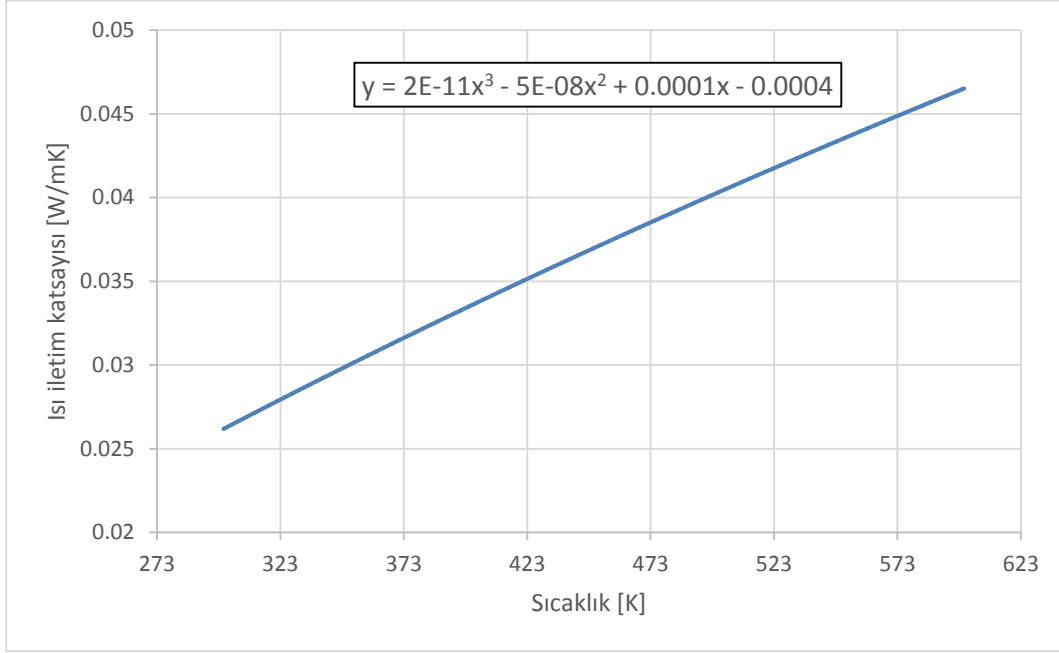
Knudsen sayısı şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$Kn = \frac{\lambda}{L_k} \quad (5.35)$$

Burada λ havanın serbest molekül uzunluğunu (mean free path), L_k ise karakteristik uzunluğu temsil etmektedir ve şu şekilde tanımlanır:

$$L_k = \frac{\pi d_l}{4 KHO} \quad (5.36)$$

Knudsen sayısı atmosfer basıncındaki hava için yaklaşık olarak 0.003 mertebelerinde olduğundan sürekli ortam kabulü yapılabilir. Bu durumda efektif hava ısı iletim katsayısı, atmosfer basıncındaki havanın ısı iletim katsayısına eşit olacaktır. Havanın ısı iletim katsayısının sıcaklık ile değişimi Şekil 5.28’de gösterilmektedir.



Şekil 5.28 : Hava ısı iletim katsayısının sıcaklık ile değişimi.

Katı ısı iletkenliğinin teorik olarak modellenmesi zor olmakla birlikte bu konu ile ilgili olarak çok sayıda farklı ampirik ifade geliştirilmiştir. Bu çalışmada kullanılan ampirik ifade şu şekilde ifade edilmektedir [13]:

$$k_{lif} = (KHO)^m k_{lif}^* \quad (5.37)$$

Burada k_{lif}^* lif malzemesinin ısı iletkenliğini göstermektedir. m üstel ifadesi daha önceki çalışmalarda kullanılan veya parametre tahmini yöntemi ile belirlenen bir değer alınabilir. Malzemenin ısı iletim katsayısı için Bhattacharyya tarafından geliştirilen model kullanılmıştır [13]:

$$k_{iletim} = k_{lif} + \frac{k_{hava} - k_{lif}}{1 + \frac{KHO}{1 - KHO} \left(1 + z \frac{k_{hava} - k_{lif}}{k_{hava} + k_{lif}} \right)} \quad (5.38)$$

Burada z Denklem (5.4)'te tanımı verilen anizotropi faktörüne benzer şekilde, liflerin malzeme içerisindeki dağılımını temsil etmektedir. Örneğin, lifler $z = 1$ için ısı akısı yönüne dik, $z = 2/3$ için rastgele dağılmaktadır.

Beklenildiği gibi, lif esaslı yalıtım malzemelerinde, malzemedeki lif oranının (katı hacim oranı veya malzeme yoğunluğu) artması iletimle ısı geçişini arttırmaktadır. Dolayısıyla iletimle ısı geçişini azaltabilmek için malzemedeki lif oranının azaltılması gerektiği söylenebilir. Öte yandan lif oranının azaltılması, ışınlama ısı geçişine katkı sağlayacağından, iletim ve ışınlama ısı geçişi arasında bir optimizasyon yapılması gerektiği sonucu ortaya çıkmaktadır.

5.3.2 Taşınım ısı geçişi

Taşınım ısı geçişi temel olarak bir akışkan ve katı yüzeyi arasında gerçekleşmektedir. Lif esaslı yalıtım malzemelerinde genel olarak, akışkanı temsil eden hava durgun olarak bulunmaktadır. Bu nedenle zorlanmış taşınım etkisinden bahsedilemez. Doğal taşınımı temsil eden Rayleigh sayısı poroz malzemeler için şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$Ra^{pm} = \frac{\rho g \beta K L \Delta T}{\mu \alpha_m} \quad (5.39)$$

Poroz bir malzeme için kritik Rayleigh sayısı yaklaşık $4\pi^2$ olarak verilmektedir. Malzemede bu değerin altında doğal taşınımın gerçekleşmesi beklenmemektedir. Aralarında 0.01 m'lik mesafe bulunan, 100 K sıcaklık farkına sahip iki duvar arasına yerleştirilen, 10 μ m lif çapı ve %1 katı hacim oranına sahip lif esaslı yalıtım malzemesi için Rayleigh sayısı 0.1 mertebesinde dir. Dolayısıyla, yalıtım malzemesinin kalınlığı 1 m'den az olduğu sürece (pratikte karşılaşılan çoğu yalıtım malzemesinin kalınlığı) taşınım ile ısı geçişi ihmal edilebilmektedir [13,31].

Liflerin sahip olduğu geniş yüzey alanı, taşınım ısı geçişini bastıracak yeterli sürtünmeyi yaratmaktadır [31].

Bahsedilen tüm bu nedenler düşünüldüğünde lif esaslı yalıtım malzemelerinde taşınım ısı geçişinin ihmal edilebilir mertebelerde olduğu söylenebilir. Literatürde yapılan çoğu çalışmada, taşınım ısı geçişi göz önüne alınmamaktadır. İletim ve ışınlama ile ısı geçişi bu malzemelerdeki temel ısı geçişi mekanizmalarıdır.

5.4 Toplam Isı Geçişi Katsayısı

Toplam ısı geçişi katsayısı, efektif ısı iletim katsayısı olarak da adlandırılmaktadır. Toplam ısı geçişi katsayısı, her üç ısı geçişi mekanizmasından elde edilen ısı geçişi katsayılarının toplamı şeklinde yazılabilir:

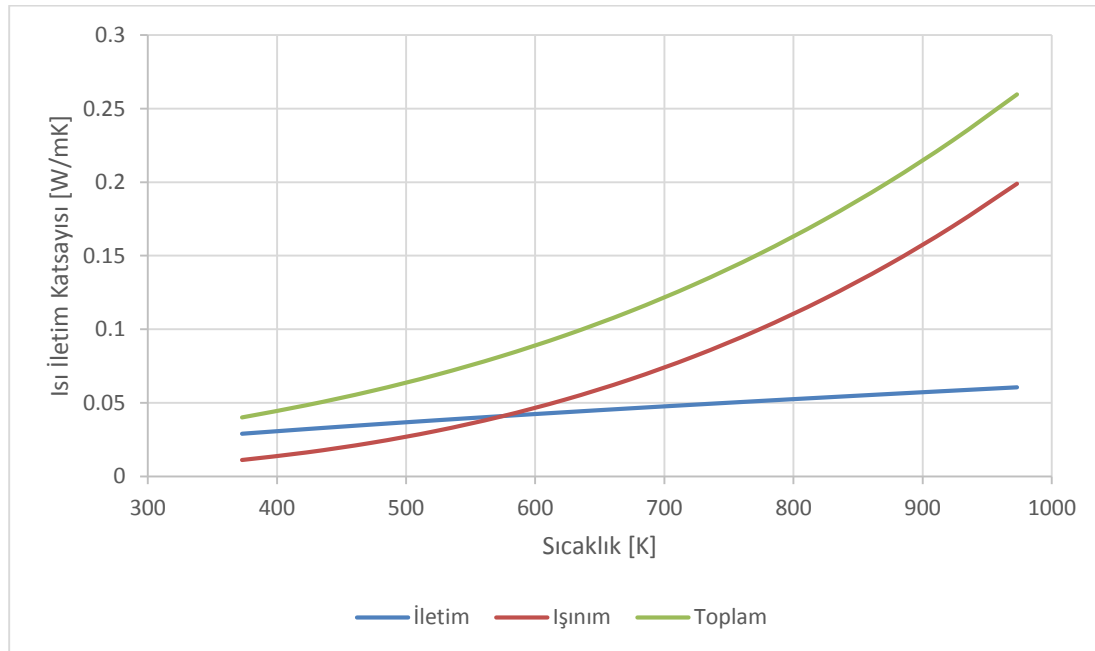
$$k_{toplam} = k_{iletim} + k_{taşınım} + k_{ışınım} \quad (5.40)$$

Lif esaslı yalıtım malzemelerinde taşınım ile ısı geçişinin ihmal edilebilir mertebelerde olduğundan ifade şu formu alır:

$$k_{toplam} = k_{iletim} + k_{ışınım} \quad (5.41)$$

$$k_{toplam} = k_{lif} + \frac{k_{hava} - k_{lif}}{1 + \frac{KHO}{1 - KHO} \left(1 + z \frac{k_{hava} - k_{lif}}{k_{hava} + k_{lif}}\right)} + \frac{16\sigma T^3}{3K_e} \quad (5.42)$$

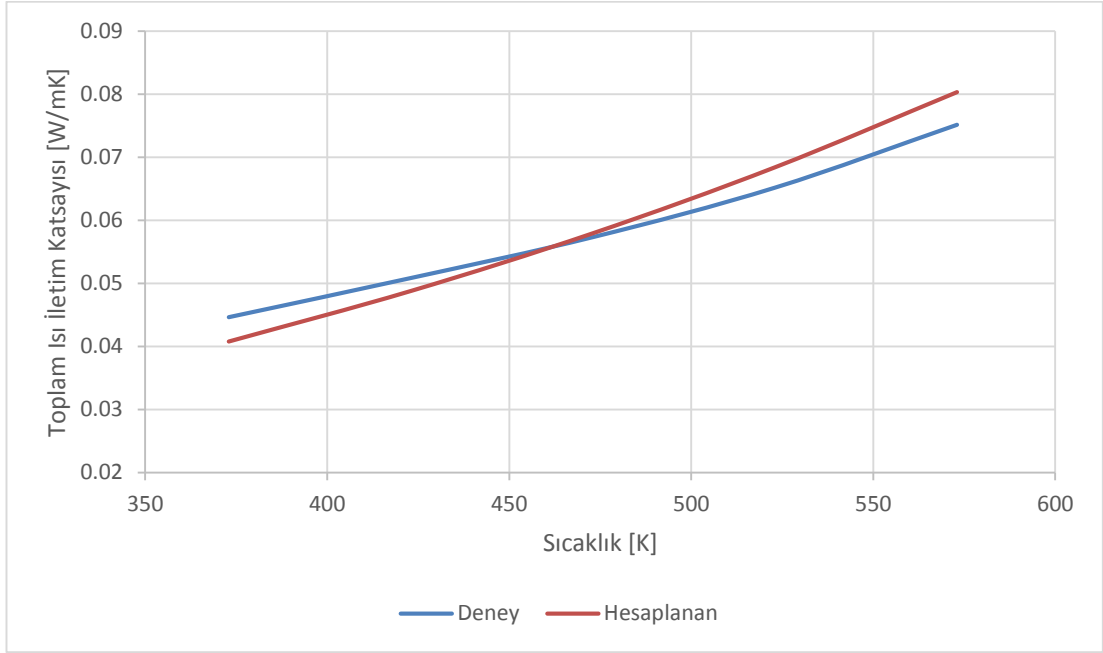
Şekil 5.29’da görüldüğü gibi, oda veya görece düşük sıcaklıklarda, iletim ile ısı geçişi katsayısının toplam ısı geçişi katsayısına katkısı büyüktür. Öte yandan, yüksek sıcaklıklara çıkıldıkça, ışınlama ile ısı geçişi katsayısının katkısı artmaktadır.



Şekil 5.29 : Isı geçişi mekanizmalarının katkıları.

Şekil 5.30’da 160 kg/m^3 yoğunluk ve 40 mm kalınlığındaki cam yünü yalıtım malzemesi için hesaplanan ve deneylerden elde edilen toplam ısı geçişi katsayısı

karşılaştırılmıştır. Lif malzemesinin termofiziksel özellikleri ve malzeme kaybolma katsayısı değeri için literatürdeki veriler ve Bölüm 5.2.1.3'te gerçekleştirilen deneysel çalışmadan yararlanılmıştır. [26,32].



Şekil 5.30 : Hesaplanan ve ölçülen ısı geçişi katsayıları.

Şekil 5.30 incelendiğinde deneyde ölçülen ve hesaplanan toplam ısı iletim katsayıları arasında bir miktar fark olduğu görülmektedir. İletim ve ışıyım ile ısı geçişinin modellenmesinde kullanılan yöntemler (difüzyon yaklaşımı, kullanılan ampirik ifadeler, literatürden alınarak kullanılan veriler) düşünüldüğünde, elde edilen sonucun başarılı olduğu söylenebilir. Bu şekilde gerçekleştirilen bir çalışma, malzemenin test edilme imkânının olmadığı durumlarda, malzemenin toplam ısı iletim katsayısı değeri hakkında bir fikir verebilir.

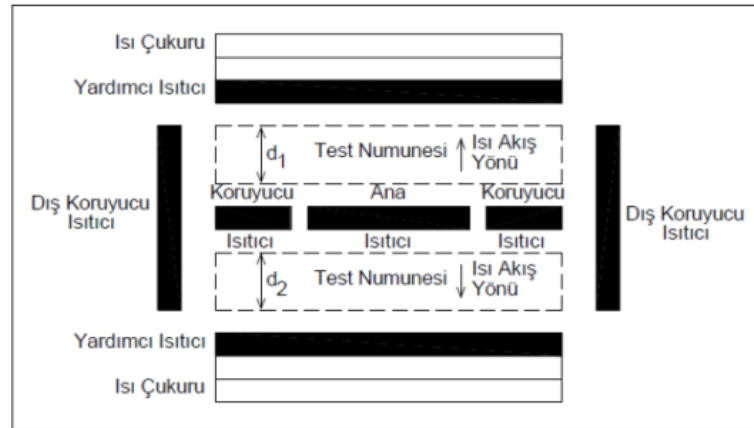
6. SICAK KILAVUZ LEVHALI CİHAZ TASARIMI

Sıcak kılavuz levhalı cihaz, malzemelerin toplam ısı geçişi katsayısının ölçülmesinde kullanılan başlıca cihazlardan bir tanesidir. Cihazda yapılan ölçümler ile yalıtım malzemesinin farklı basınç ve sıcaklıklardaki toplam ısı geçişi katsayısına ulaşılabilir. Literatürde lif esaslı yalıtım malzemeleri ile ilgili yapılan çalışmalarda, deneysel çalışma bölümünde bahsi geçen cihazdan sıklıkla yararlanılmaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında tasarımı yapılan sıcak kılavuz levhalı cihaz, atmosfer basıncı ve maksimum 300 °C sıcaklık şartlarında, simetrik olarak çalışmaktadır. Dolayısıyla deneyler esnasında aynı anda iki adet numunenin ölçümü yapılabilmektedir.

6.1 Cihazın Çalışma Prensipleri

Sıcak kılavuz levhalı cihaza ait şema Şekil 6.1’de verilmektedir. Cihazı oluşturan ekipmanlar iç ve dış ünite olmak üzere iki kısımda incelenebilir. Cihazın iç ünite bileşenleri, kapalı bir hacim içerisindeki 1 adet sıcak levha, 2 adet soğuk levha, 4 adet boru tipi rezistans, 30 adet termoeleman (22 adet termocift ve 8 adet termopil) oluşmaktadır. Cihazın dış ünite bileşenlerini ise yağ banyosu, bilgisayar, 2 adet güç kaynağı, 1 adet enerji analizörü ve 1 adet basınçölçer oluşturmaktadır.



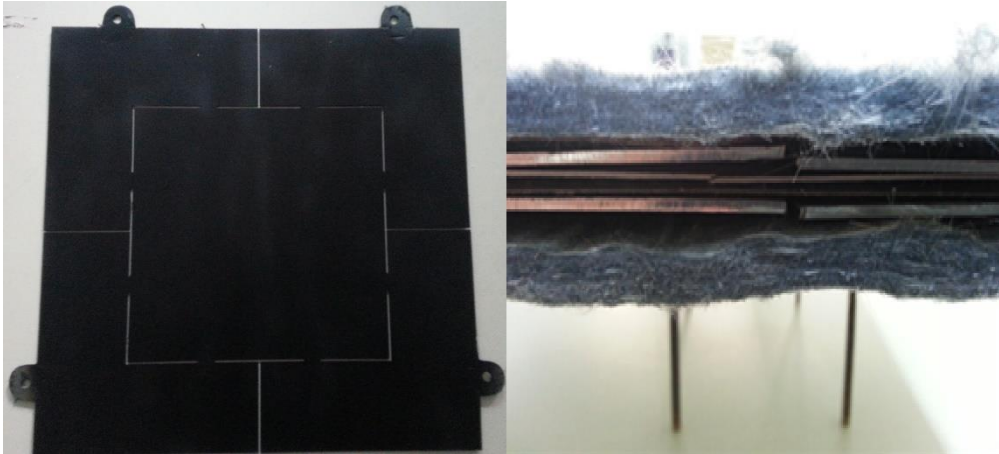
Şekil 6.1 : Sıcak kılavuz levhaya ait şematik gösterim [35].

İç ünite bileşenleri, ortam ile ısı geçişini önlemek için etrafı yalıtım malzemesiyle çevrelenmiş kapalı bir hacmin içerisinde bulunmaktadır. Şekil 6.2’de görüldüğü gibi bu kapalı hacmin iç tarafına yerleştirilmiş 4 adet boru tipi rezistans bulunmaktadır. Bu rezistanslar ortam havasının ısıtılmasının yanında, ısı geçişinin tek yönde (numune kalınlığı boyunca) gerçekleşmesine yardımcı olmaktadır.



Şekil 6.2 : Boru tipi ısıtıcıların kapalı hacme yerleşimi.

Sıcak levha Şekil 6.3’te görüldüğü gibi, arasında mika malzemeye elektrik dirençlerinin sarılı olduğu iki adet bakır levhadan oluşmaktadır.



Şekil 6.3 : Sıcak levha.

Soğuk levha, içerisinde yağın dolaşabilmesi için kanallar açılmış 3 cm kalınlıkta alüminyum malzemeden oluşmaktadır. Sıcak ve soğuk levhaların cihaza yerleşimi Şekil 6.4’te gösterilmiştir.



Şekil 6.4 : Sıcak levha ve soğuk levhaların cihaza yerleşimi.

Cihazda gerçekleştirilen toplam ısı geçişi katsayısı ölçümü, 1 boyutlu Fourier Yasası'na dayanmaktadır:

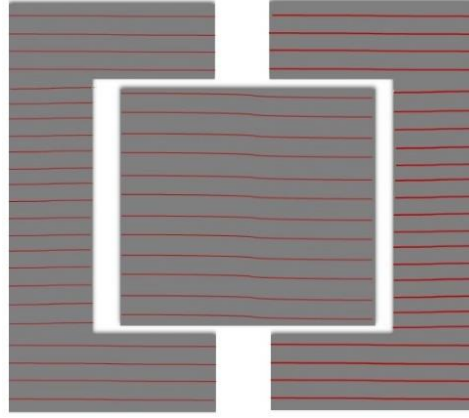
$$q'' = k_{toplam} \frac{\Delta T}{L} \quad (6.1)$$

Buna göre, soğuk ve sıcak levhalar arasına koyulan numunenin kalınlığı L , bu levhalar arasındaki sıcaklık farkı ΔT ve uygulanan ısı akısı q'' ölçüldükten sonra, malzemenin efektif ısı iletim katsayısına ulaşılabilir. Cihaza yerleştirilen numunelerin kalınlıkları hassas bir şekilde okunabilmektedir. Sıcaklık farkı, soğuk ve sıcak levhalara yerleştirilen termoelemanlar ile okunmaktadır. Uygulanan ısı akısına ise sıcak levhadaki dirençlerin bağlı olduğu güç kaynağından ulaşılacaktır.

6.2 Sıcak Levha Tasarımı

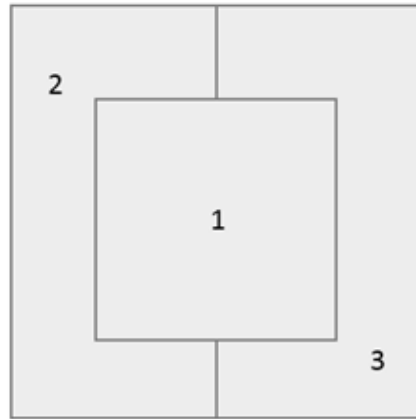
TS ISO 8302 standardına göre sıcak ve soğuk plaka yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı homojen olmalı ve yüzeylerdeki farklı bölgeler arasındaki sıcaklık farkı $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'yi aşmamalıdır [36]. Dolayısıyla sıcak ve soğuk levha tasarımıdaki en önemli kriterlerden bir tanesi, levha yüzeylerinde homojen sıcaklık dağılımının elde edilmesidir.

Sıcak levha yüzeylerinde homojen sıcaklık dağılımı edebilmek için, rezistans telleri mikalara mümkün olduğunca homojen şekilde sarılmıştır (Şekil 6.5). Yine bu amaçla levhanın yüksek ısı iletim katsayısına sahip bir malzemeden yapılması; paslanmaz çelik, alüminyum ve bakır malzemeler arasından bakırın seçilmesine karar verilmiştir. Bakırın yüksek sıcaklıktaki korozyona uğramasını önlemek için ise levha siyah bir boya ile boyanmıştır.



Şekil 6.5 : Sıcak levha direnç yerleşimi şematik gösterimi.

Sıcak levha, Şekil 6.6’da gösterildiği gibi, ölçüm (1 numaralı) ve koruyucu (2 ve 3 numaralı) levhalardan oluşmaktadır. Koruyucu levhalar, ölçüm levhasındaki kenar ısı kayıplarını önlemek amacıyla bulunmaktadır. Ölçüm ve koruyucu levhalar arasında bulunan boşluklara sıcaklık farkını ölçmek için termoelemanlar yerleştirilmiştir. Ölçüm ve koruyucu levhalar ayrı iki güç kaynağından beslenmektedir. Böylece iki levha arasında sıcaklık farkı oluşması durumunda güç kaynakları ayrı ayrı devreye girip çıkabilecek ve ölçüm levhasının sıcaklık dağılımının homojen olmasını sağlayabilecektir.



Şekil 6.6 : Sıcak levhanın şematik gösterimi.

6.3 Soğuk Levha Tasarımı

Soğuk levha yüzeyi üzerindeki sıcaklık dağılımının homojen olması, ölçümlerin sağlıklı bir şekilde yapılabilmesi açısından çok önemlidir. Bu bölümde, homojen sıcaklık dağılımını sağlayacak bir tasarımın oluşturulabilmesi için yapılan sayısal çalışmadan bahsedilmektedir.

Cihazda kullanılacak olan soğuk levha 500 mm x 500 mm boyutlarında ve 30 mm kalınlığındaki alüminyum malzemeden yapılmıştır. Levha içerisinde dolaşacak yağ için açılacak kanal çapının, yağ banyosunun teknik özellikleri göz önünde bulundurularak 16 mm olması uygun görülmüştür. Levha içerisine açılacak kanal için farklı tasarımlar oluşturularak bu tasarımların sayısal analizleri yapılmıştır. Sayısal analizlerden elde edilen sonuçlara göre standartlara uygun homojen sıcaklık dağılımını sağlayan kanal tasarımı seçilerek üretimi gerçekleştirilmiştir.

6.3.1 Sınır şartlarının belirlenmesi

Yağ banyosunun sağlayabileceği debi aralığı göz önüne alınarak, belirlenen bir kesit için farklı hızlarda analizler yapılmıştır. Buna göre sıcaklık dağılımını etkileyen en önemli parametrenin kanal tasarımı olduğu sonucuna varılmıştır. Dolayısıyla bu aşamadan sonra farklı kanal tasarımları üzerinde odaklanılmıştır. Yağ giriş hızı 1 m/s ve giriş sıcaklığı 500 K olarak seçilmiştir.

Soğuk levhanın oda sıcaklığındaki bir ortam içerisinde bulunduğu kabulü yapılmıştır. Buna göre levhanın dış yüzeylerine ısı geçişi katsayısı $h = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve ortam havası sıcaklığı $T_{\infty} = 297 \text{ K}$ olmak üzere taşınım sınır şartı verilmiştir.

6.3.2 Farklı kanal tasarımlarının oluşturulması

Solidworks® tasarım programı yardımıyla levha içerisinde bulunan kanalın dolanım sayısı, dolanan kanallar arasındaki mesafeler ve dolanım geometrisi dikkate alınarak, levha içerisinde farklı kanal tasarımları oluşturulmuştur.

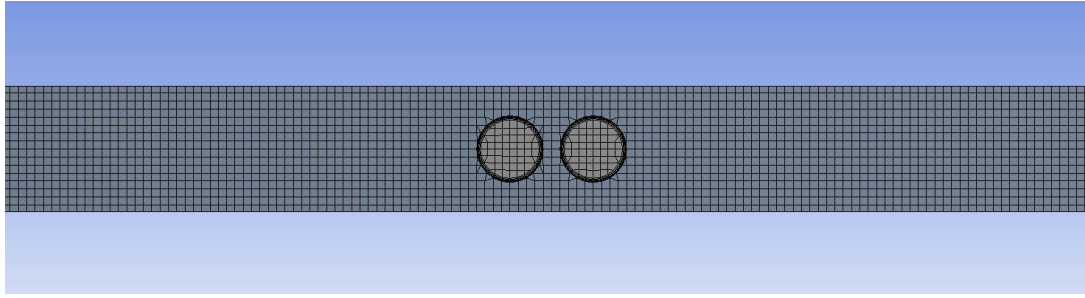
6.3.3 Kanal tasarımlarının sayısal analiz için hazırlanması

Oluşturulan geometrilerin sayısal analizleri ANSYS Fluent® ile gerçekleştirilmiştir. Solidworks® ile oluşturulan geometriler “.part” veya “.parasolid” şeklinde kaydedilerek ANSYS Workbench® ortamına aktarılmıştır. Burada önemli olan husus, kanal içerisinde dolaşan yağ “fluid” ve levha “solid” hacimlerinin birbirleri ile

etkileşimde bulunarak ısı geçişine imkân verebilmelerini sağlamaktır. Böylece katı ve sıvı hacimleri arasında kalan kanal yüzeyinde “shadow faces” oluşturulabilmiştir.

6.3.4 Tasarımların sonlu hacimlere bölünmesi

Sonlu hacim elemanı olarak “cutcell mesh” ağ yapısının kullanılması uygun görülmüştür. “Cutcell mesh” ağ yapısı kullanılarak görece daha az sayıda ve daha iyi kalitede hücreler elde edilebilmiştir. Yağın dolaştığı kanallarda sınır tabakanın en iyi şekilde temsil edilebilmesi için kanal cidarlarına yakın bölgelerde daha sık elemanlar oluşturulmuştur (Şekil 6.7). Son tasarımdaki hücre sayısı yaklaşık olarak 1,5 milyondur.



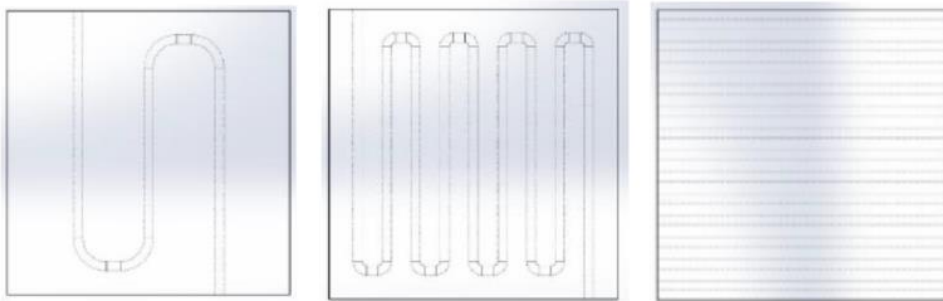
Şekil 6.7 : Cutcell mesh ağ yapısının uygulanması.

6.3.5 Türbülansın modellenmesi

Kanal içerisindeki akış türbülanslı olduğundan, türbülansın modellenmesi gerekmektedir. Türbülans modeli olarak Realizable k- ϵ modeli kullanılmıştır.

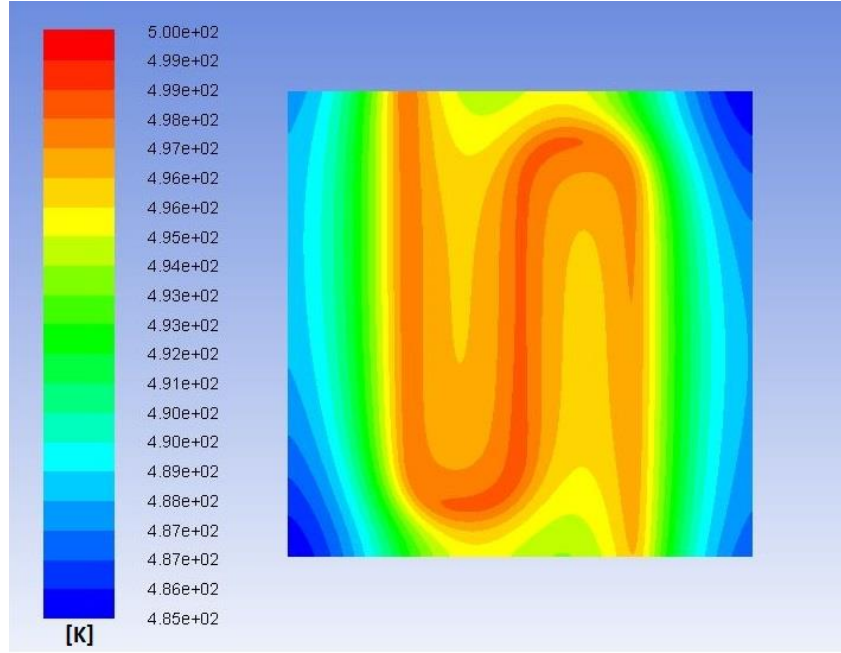
6.3.6 Ön tasarım

Ön tasarıma ait kanal geometrileri Şekil 6.8’de gösterilmektedir. Bu tasarımlardan soldan ilk ikisi dolanımlı şekilde iken, sonuncu tasarım manifold yapısındadır.



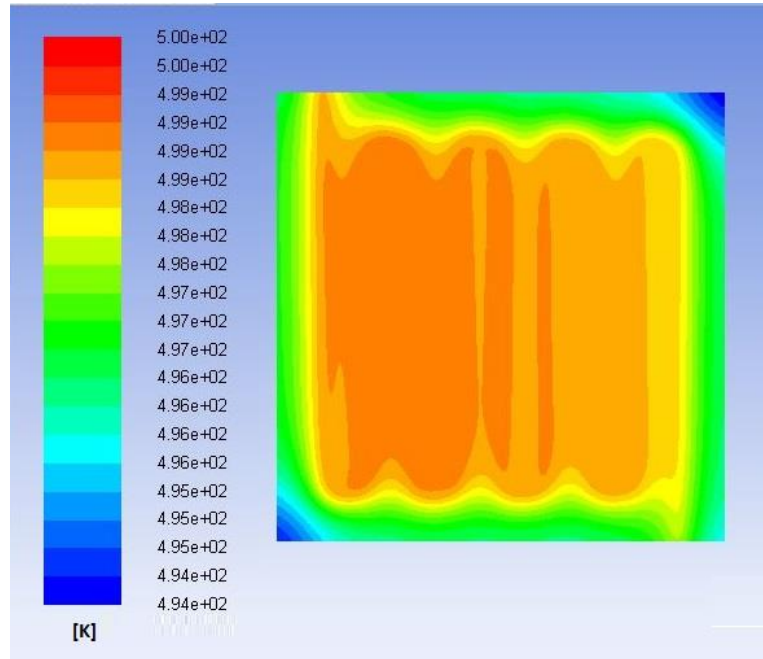
Şekil 6.8 : Ön tasarıma ait kanal geometrileri.

Şekil 6.8’de verilen tasarımlardan elde edilen levha yüzey sıcaklıkları Şekil 6.9-6.11’de verilmektedir. Şekil 6.9’da görüldüğü üzere, tek dolanımlı tasarım için ölçüm bölgesinde görülen sıcaklık farkları standartta verilen aralıkla [36] uyuşmamaktadır.



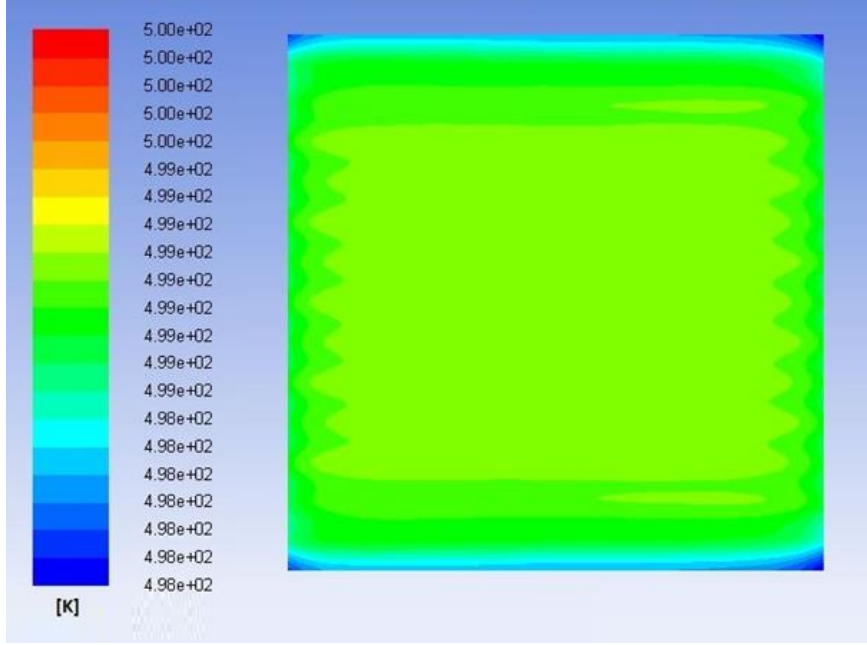
Şekil 6.9 : Dolanımlı tasarımdan elde edilen sıcaklık dağılımı.

Şekil 6.10’da görüldüğü üzere, 4 dolanımlı tasarımda, tek dolanıma göre daha iyi sonuç alınsa da, yağın çıkışa doğru sıcaklığının azalması nedeniyle ölçüm bölgesinde istenmeyen sıcaklık farklılıklarının olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 6.10 : Dolanımlı tasarımdan elde edilen sıcaklık dağılımı.

Şekil 6.11’de manifold yapılı tasarımdan elde edilen sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde manifold yapılı tasarımın, dolanımlı tasarımlar ile karşılaştırıldığında daha homojen bir sıcaklık dağılımı verdiği ve standartlarda belirtilen 1°C sıcaklık farkı koşulunu sağladığı gözlemlenmektedir.



Şekil 6.11 : Manifold tasarımdan elde edilen sıcaklık dağılımı.

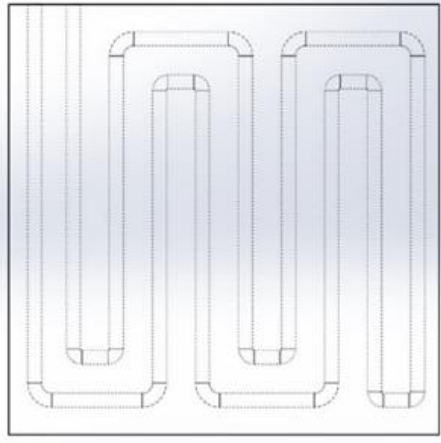
Her ne kadar bu tasarım ile homojen sıcaklık dağılımı elde edilebilmiş olsa da, yağın tek bir borudan geldikten sonra kanallara dağıtımı ve toplanması esnasında oluşacak basınç kayıpları ve dağıtım/toplama hatlarının yağ banyosuna bağlanmasında oluşabilecek problemler nedeniyle tercih edilmemiştir [35].

Dolanımlı tasarımlarda görülen sıcaklık farkları ve manifold yapılı tasarımın işletme esnasında yaratacağı problemler nedeniyle, ilerleyen bölümlerde, dolanımlı tasarımların geliştirilmesine önem verilerek, oluşan sıcaklık farkının giderilmesine yönelik tasarım çalışmalarına devam edilmiştir.

6.3.7 Geliştirilmiş tasarımlar

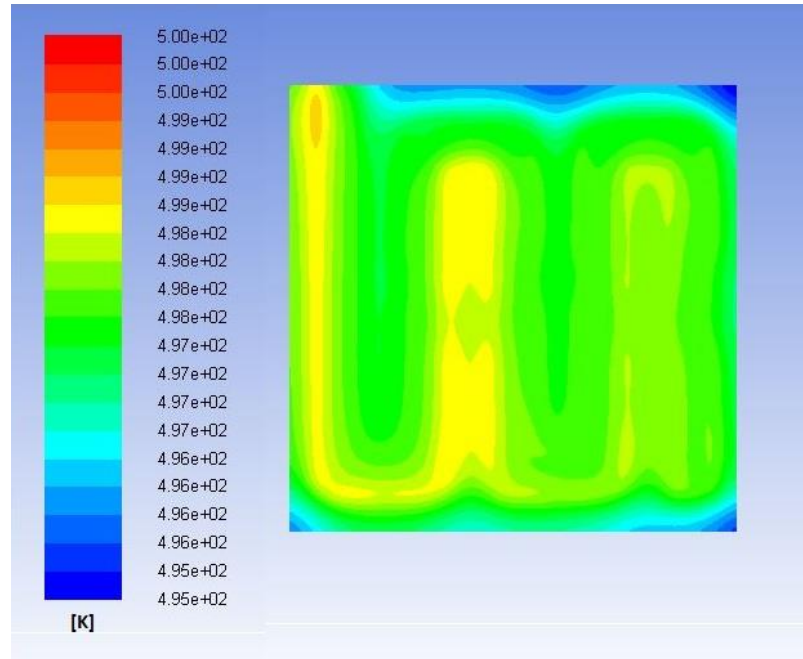
Dolanımlı tasarımlarda ölçüm bölgesinde oluşan sıcaklık farkları, soğutma sıvısının (yağ) kanala girdikten sonra levhayla olan ısı alışverişi sonucu soğumasından kaynaklanmaktadır. Bu durumun etkisini azaltmak için kanalın levha içinde dolandırılması fikri doğmuştur. Böylece, kanala girmekte olan sıcak yağ ile kanal içerisinden dolanarak gelen soğuk yağ arasındaki ısı geçişiyle ölçüm bölgesinde oluşacak sıcaklık farkı azaltılabilecektir.

Bu fikre uygun bir geometri Şekil 6.12’de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi yağ kanalı soğuk levhanın üst yüzeyinden levhaya giriş yaparak, levha içerisinde dolanmakta ve tekrar aynı yüzeyden dışarı çıkmaktadır.



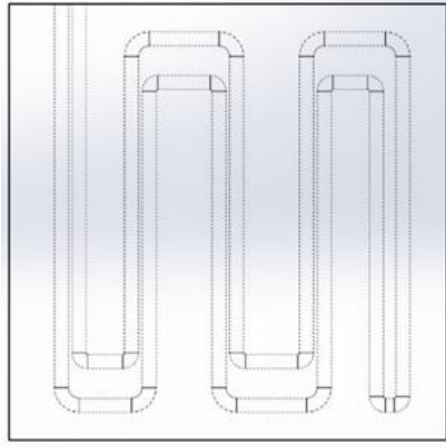
Şekil 6.12 : Geliştirilmiş tasarıma ait kanal geometrisi.

Şekil 6.13’te görüldüğü gibi ölçüm bölgesinde ön tasarıma göre daha homojen bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.

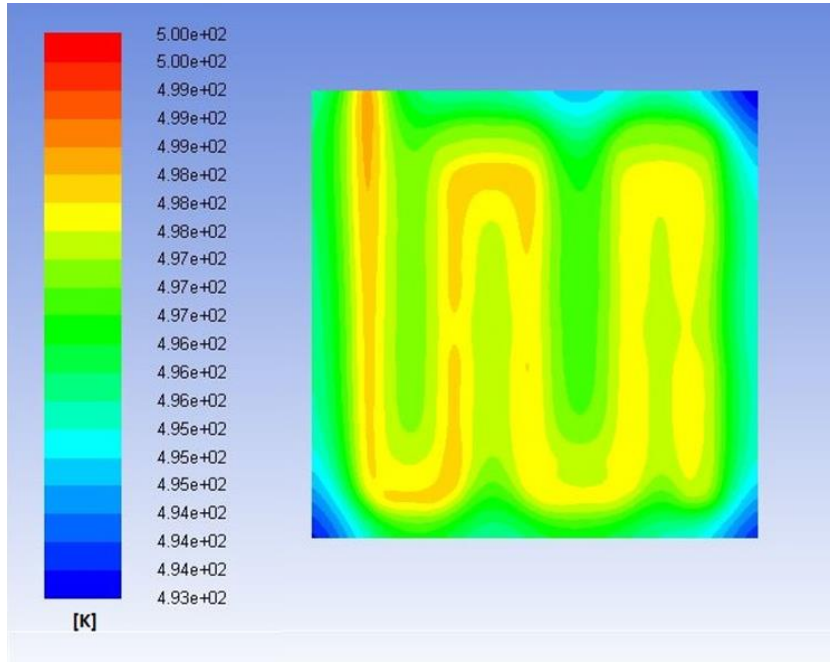


Şekil 6.13 : Geliştirilmiş tasarımdan elde edilen sıcaklık dağılımı.

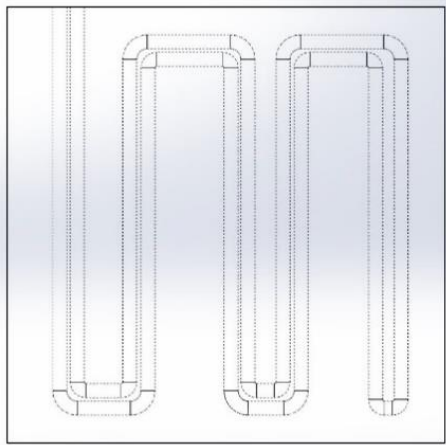
Kanallar arasındaki ısı geçişi etkileşiminin daha da artırılması düşüncesi ile kanallar birbirlerine yaklaştırılmıştır. Bu düşünce ile oluşturulan geometriler ve bu geometrilerden elde edilen yüzey sıcaklık dağılımları Şekil 6.14-6.17’de gösterilmektedir.



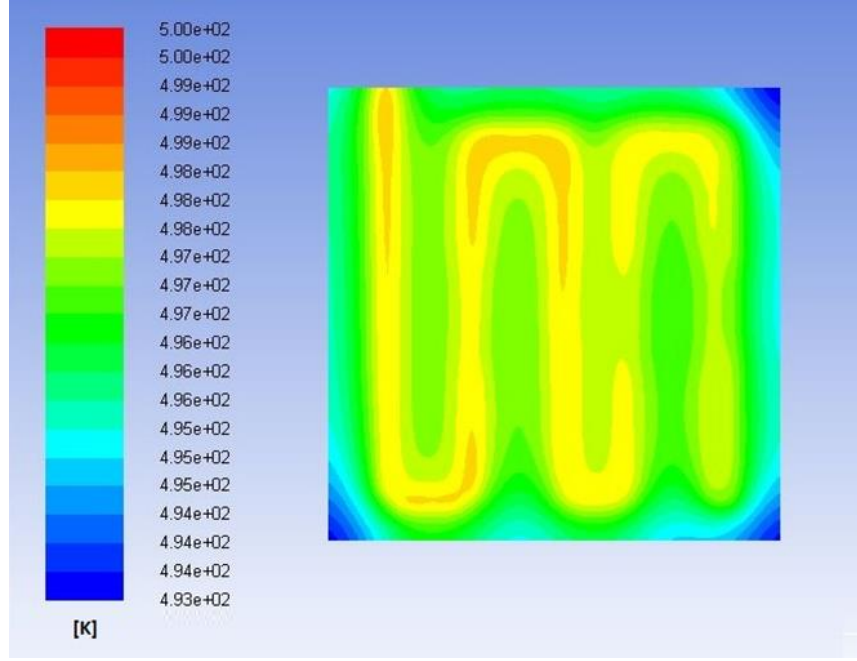
Şekil 6.14 : Kanalların yaklaştırılması.



Şekil 6.15 : Kanalların yaklaştırılması ile elde edilen sıcaklık dağılımı.



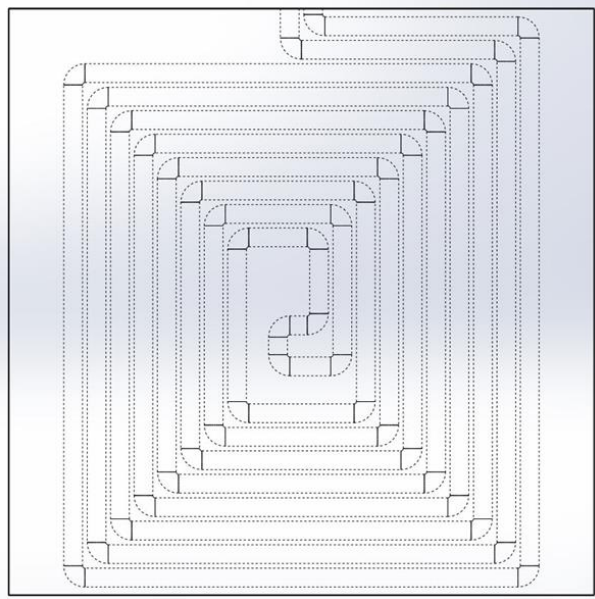
Şekil 6.16 : Kanalların yaklaştırılması.



Şekil 6.17 : Kanalların yaklaştırılması ile elde edilen sıcaklık dağılımı.

6.3.8 Son tasarım

Şekil 6.15 ve Şekil 6.17’de görülen homojen sıcaklık dağılımı, sarmal model tasarımı fikrini doğurmuştur. Sarmal model tasarımına ait geometri Şekil 6.18’de gösterilmektedir. Bu tasarımda kanalların işlenmesi diğer tasarımlara göre daha zor olacağı düşünülebilir. Bu nedenle üretime geçmeden önce kanal tasarımının sağlayacağı fayda sınanmıştır.



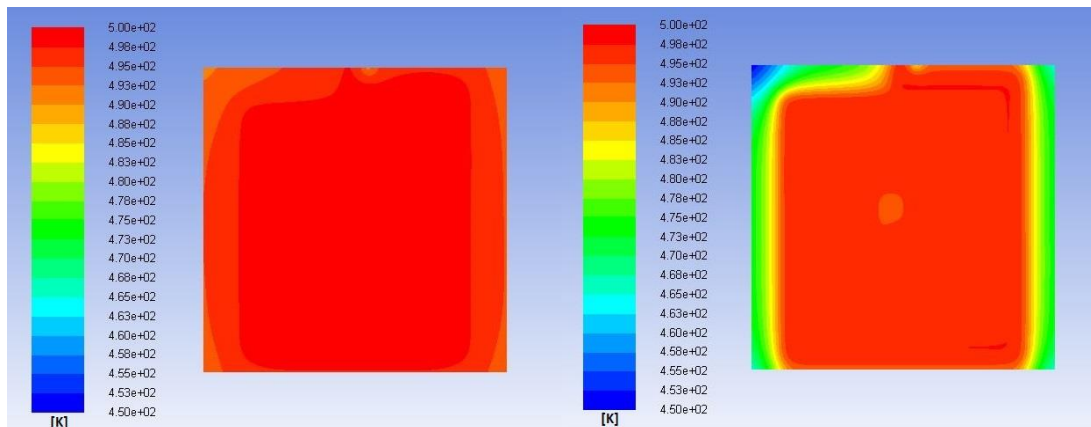
Şekil 6.18 : Sarmal model geometrisi.

Sarmal model tasarımının sürekli rejimdeki çözümünden elde edilen yüzey sıcaklık dağılımı incelendiğinde, levhanın tamamının yağ sıcaklığına ulaştığı ve levha yüzeyinde 500 K mertebelerinde homojen bir sıcaklık dağılımı elde edildiği gözlemlenmiştir. Bu nedenle, sarmal model tasarımının homojen sıcaklık dağılımı yaratmada başarı olup olmadığını anlamak için bu tasarımın kullanıldığı, zamana bağlı ve ısı iletim katsayısının daha düşük olduğu bir malzemenin kullanıldığı iki ayrı analiz daha yapılmıştır.

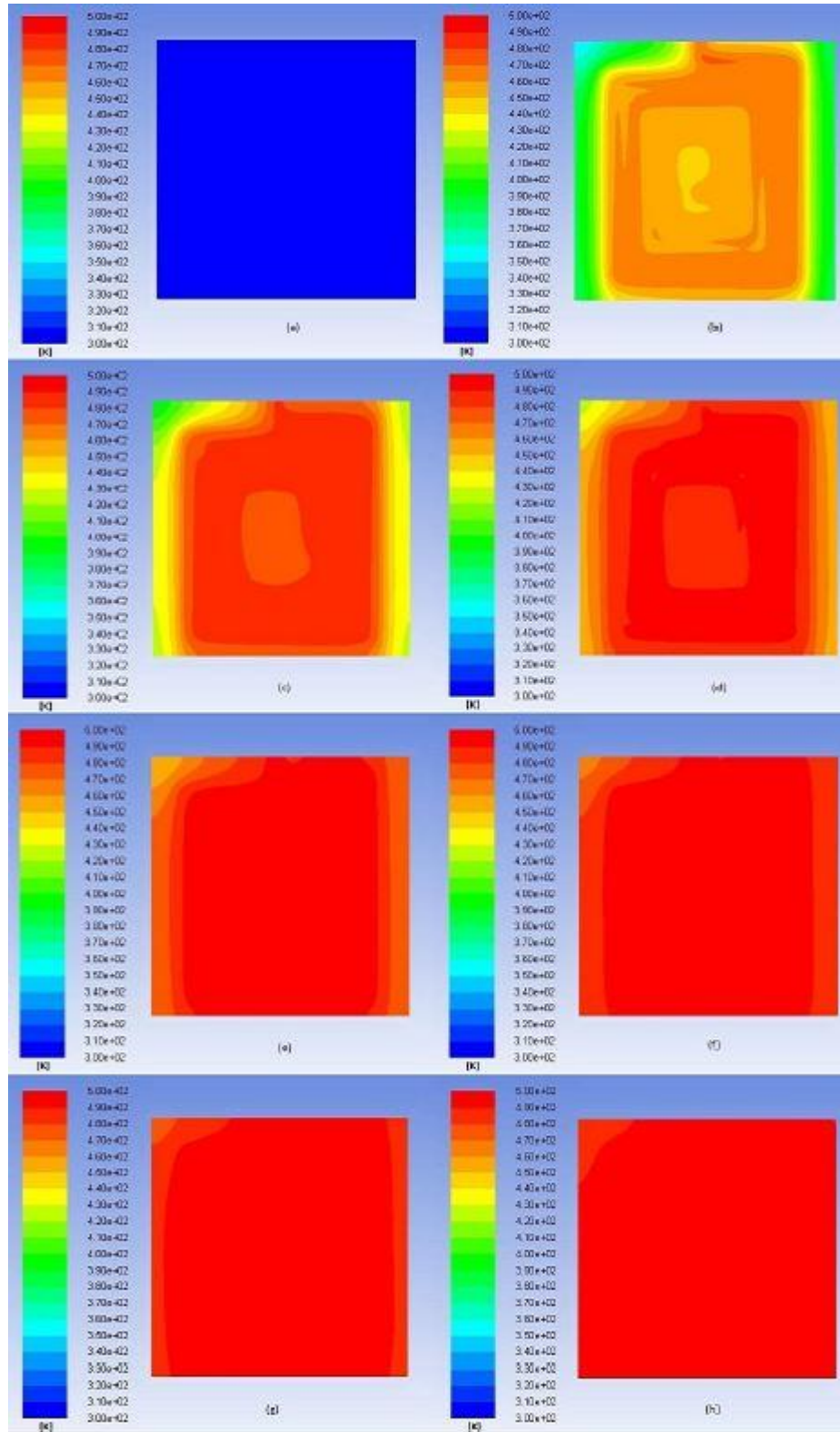
Zamana bağlı çözümden elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 6.20’de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi levha yüzeyi başlangıçta ortam sıcaklığındadır. Zaman ilerledikçe levhanın sıcaklığı artmakta ve belirli bir zamandan sonra sistem kararlı hale geçerek yağ sıcaklığına ulaşmaktadır. Sürekli rejimde ise ölçüm bölgesi ve bu bölgenin etrafında homojen bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.

Şekil 6.20 incelendiğinde, sürekli rejimde levha yüzeyindeki sıcaklık farklarının oldukça düşük mertebelerde olduğu gözlemlenmektedir. Soğuk levha yüzeyinde elde edilen sıcaklık farkının standartta istenilen değerde olması nedeniyle, tasarımın başarılı olduğu düşünülmektedir. Bu nedenle soğuk levhanın sarmal tasarımda üretimine geçilmiştir.

Yapılan diğer analizde, levha malzemesi olarak alüminyum yerine ısı iletim katsayısı daha düşük bir malzeme (örneğin çelik) kullanılmıştır. Levha malzemesi olarak alüminyum ve çelik malzeme kullanılması durumunda elde edilen yüzey sıcaklık dağılımı Şekil 6.19’da gösterilmektedir. Bu analiz sonuçlarından elde edilen sıcaklık dağılımlarından da görüldüğü üzere, ölçüm bölgesinde homojen bir sıcaklık dağılımı elde edilebilmiştir.



Şekil 6.19 : Levha malzemesi olarak alüminyum (sol) ve çelik (sağ) kullanılması.

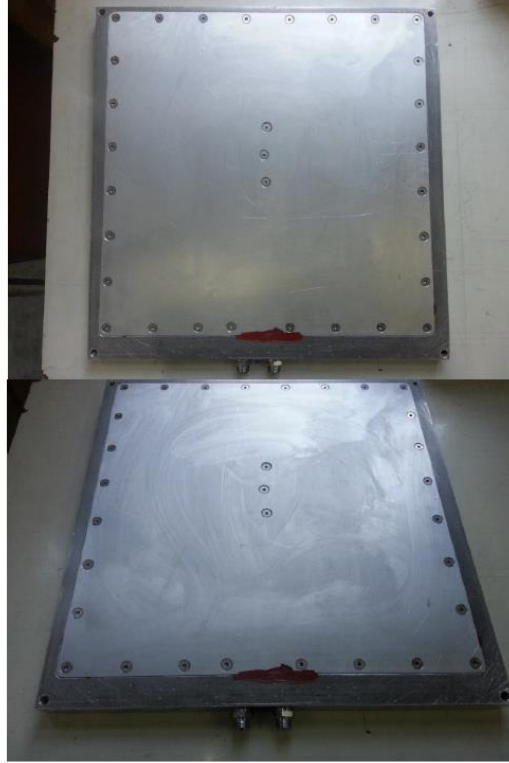


Şekil 6.20 : Sarmal model geometrisinden elde edilen zamana bağlı sıcaklık dağılımları.

Şekil 6.21 ve Şekil 6.22’de imalatı gerçekleştirilen soğuk levha görülmektedir. Destekleyici kuruluş Arçelik’in prototip atölyesinde gerçekleştirilen imalatı, 30 mm kalınlığındaki levha 15 mm oyulduktan sonra oluşan yeni yüzeye, yarım daire kesitli kanal açılmıştır. 15 mm kalınlıktaki farklı bir levhaya aynı şekilde kanal açıldıktan sonra bu iki levha birleştirilerek daire kesitli kanallar elde edilmiştir.



Şekil 6.21 : Üretimi yapılan soğuk levhadaki kanal geometrisinin görünümü.



Şekil 6.22 : Üretimi yapılan soğuk levha.

6.4 Kontrol Yöntemi

Cihazın tasarımının son basamağındaki en önemli şart, standartlara uygun hassasiyet ve doğrulukta ölçüm yapılabilmesidir. Bu nedenle levhalara verilen gücün hassas bir şekilde kontrol edilebilmesi gerekmektedir. Bu imkânı sağlayacağı düşünülen PID kontrol ünitesinin seçilerek, parametrelerinin Ziegler-Nichols metoduna göre belirlenmesi uygun görülmüştür [35].

Sıcak levha alt ve üst yüzeyleri ile soğuk levha yüzeylerinden J tipi termoelemanlar ile sıcaklık ölçümü alınarak bilgisayara aktarılmaktadır. Alınan sıcaklık verilerine göre ölçüm levhasının bağlı olduğu güç kaynağının gücü ayarlanmaktadır. Sıcak levhayı oluşturan ölçme ve kontrol levhaları arasında bulunan boşlukların iki yanına yerleştirilen termopiller yardımı ile ölçüm ve kontrol levhaları arasında sıcaklık farkının oluşması durumunda koruma levhasının bağlı olduğu güç kaynağı devreye alınmaktadır. Kontrol eleman ile ayrıca, ortam havasının şartlandırılmasını sağlayan boru tipi ısıtıcılara verilen gücü ayarlanmaktadır.

Ölçme ünitesinin bağlı olduğu güç kaynağına bağlanan bir adet enerji analizörü ile ölçme plakasına verilen güç hassas bir şekilde okunabilmektedir.

Bunun yanında, cihazda test edilmesi düşünülen lif esaslı yalıtım malzemelerinin, uygulanan basınç ile kalınlık ve yoğunluklarının değişmesi nedeniyle toplam ısı iletim katsayısı değişecektir. Bu nedenle, cihaza yerleştirilen kalınlık ölçer yardımı ile numunenin deforme olmadan önceki kalınlığı hassas bir şekilde okunabilmektedir.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tezin ilk bölümünde, yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılan kapalı bir hacmin sayısal olarak modellenmesi ve yapılan deneyler ile doğrulanması üzerine bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan hibrit malzeme sayısal ve deneysel olarak test edilerek, mevcut durum ile karşılaştırılmıştır. Tezin ikinci bölümünde yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılan lif esaslı yalıtım malzemelerinde görülen ısı geçişi mekanizmaları üzerinde durulmuştur. Bu malzemelerde gerçekleşen ışınlama ısı geçişi, sayısal olarak ele alınarak ısıtım parametrelerinin etkileri incelenmiştir. Teorik ve deneysel olarak gerçekleştirilen çalışmadan faydalanarak, malzemenin efektif ısı iletim katsayısına ulaşılmış ve deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Tez çalışmasının son bölümünde, lif esaslı yalıtım malzemelerinin toplam ısı geçişi katsayısının ölçümünde kullanılan sıcak kılavuz levhali cihazın tasarımı ile ilgili yapılan çalışmalardan bahsedilmiştir.

Yapılan tez çalışması kapsamında şu sonuç ve önerilere ulaşılmıştır:

Yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılan kapalı bir hacmin sayısal olarak modellenmesinde kullanılan ağ yapısı ve çözüm yöntemleri sonuçları önemli ölçüde etkilemektedir. Buna ek olarak, bu tür uygulamalarda, ısıtım ile ısı geçişinin mutlaka göz önüne alınması gerekmektedir. ısıtım ile ısı geçişi modellenirken, kapalı hacmin içindeki ortamın özelliklerine uygun bir model seçilmesi sonuçların doğruluğu ve çözüm süresi bakımından oldukça önemlidir.

Yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılan yalıtım malzemelerinin iyileştirilmesi, temel olarak bu malzemelerin mikro yapılarında gerçekleştirilecek değişikliklerle mümkün olmaktadır. Lif esaslı yalıtım malzemeleri ele alındığında dağılımı, ısı ve optik özellikleri gibi parametrelerin yanı sıra, yalıtım malzemesinin yoğunluğu (katı hacim oranı) gibi parametrelerin optimizasyonuna gidilerek, ideal bir yalıtım malzemesi tasarımı gerçekleştirilmelidir.

Yüksek sıcaklıklarda kullanılacak olan lif esaslı yalıtım malzemelerinde ışınlama ısı geçişinin doğru bir şekilde modellenmesi gerekmektedir. ışınlama ısı geçişinin

incelenmesinde kullanılan yaklaşımların, yalnızca ele alınan probleme uygun olması durumunda kullanılabileceği (örneğin two-flux yaklaşımının 1 boyutlu ısı geçişi problemlerinde kullanılması) ve bu yaklaşımların kısıtlamalarına (örneğin difüzyon yaklaşımının optik olarak kalın ortamlar için uygun olması) dikkat edilmesi gerektiği bilinmelidir.

FTIR yöntemi genel olarak malzemelerin tanımlanması veya malzeme içeriğindeki değişimlerin kontrol edilmesi gibi amaçlarla daha çok tekstil ve kimya mühendisliği alanında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu çalışmada bahsedildiği şekilde ışınlama ısı geçişi uygulamalarında kullanılması durumunda, geçirgenlik dağılımının daha sağlıklı bir şekilde görülebilmesine imkân verecek bir cihazın kullanılmasında fayda vardır.

Sıcak kılavuz levhalı cihazda kullanılacak olan sıcak ve soğuk levha tasarımındaki en önemli kıstas, bu levhalarda homojen bir sıcaklık dağılımı elde edilmesidir. Her ne kadar yapılan çalışmada bu kıstas sağlanmış olsa da, bunun dışında levhaların ve genel olarak cihazın bütününe konstrüktif olarak da ele alınması önem arz etmektedir. Örneğin, soğuk plakanın yağ sızdırmazlığı konusu dikkatle ele alınmalıdır. Bunun dışında, yağın dolaştığı borunun açıkta kalan bölümünün iyi bir şekilde yalıtılması gerekmektedir. Deneyler esnasında, malzemenin kalınlık (yalıtım malzemesi deformasyona uğrayacağından, kalınlık ölçümü kritiktir) ve termoelemanların gösterdiği sıcaklık (termoeleman uçları ile yalıtım malzemesi yüzeyi tam olarak örtüşmelidir, aksi takdirde arada kalacak hava nedeni ile ölçüm hatalı olacaktır) değerlerinin doğru bir şekilde ölçülmesi gerekmektedir. Tezde yapılan çalışmanın geliştirilerek cihazın sıcak levha ve ısıtıcıların da modellenmesi, cihazın çalışma koşulları ile ilgili kayda değer bilgiler verebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Bouali, H., Mezrhab, A., Amaoui, H., Bouzidi, M.** (2000). Radiation-natural convection heat transfer in an inclined rectangular enclosure, *International Journal of Thermal Sciences*, **45**, 553–566.
- [2] **Kuznetsov, G. V., Sheremet, M. A.** (2008). Conjugate natural convection with radiation in an enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 2215–2223.
- [3] **Reddy, K. S., Kumar, N. S.** (2007). Combined laminar natural convection and surface radiation heat transfer in a modified cavity receiver of solar parabolic dish, *International Journal of Thermal Sciences*, **47**, 1647–1657.
- [4] **Sharma, A. K., Velusamy, K., Balaji, C., Venkateshan, S. P.** (2006). Conjugate turbulent natural convection with surface radiation in air filled rectangular enclosures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 625–639.
- [5] **Calcagni, B., Marsili, F., Paroncini, M.** (2004). Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below, *Applied Thermal Engineering*, **25**, 2522–2531.
- [6] **Arambakam, R., Hosseini, S. A., Tafreshi, H. V., Pourdeyhimi, B.** (2011). A Monte Carlo simulation of radiative heat through fibrous media: Effects of boundary conditions and microstructural parameters, *International Journal of Thermal Sciences*, **50**, 935–941.
- [7] **Tahir, M. A., Tafreshi, H. V., Hosseini, S. A., Pourdeyhimi, B.** (2010). Modeling the role of microstructural parameters in radiative heat transfer through disordered fibrous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**, 4629–4637.
- [8] **Qashou, I., Tafreshi, H. V., Pourdeyhimi, B.** (2009). An Investigation of the Radiative Heat Transfer through Nonwoven Fibrous Materials, *Journal of Engineered Fibers and Fabrics*, **4**.
- [9] **Larkin, B. K., Churchill, S. W.** (1959). Heat Transfer by Radiation through Porous Insulations, *A.I.Ch.E. Journal*, **45**, 553–566.
- [10] **Tong, T. W., Tien, C. L.** (1983). Radiative Heat Transfer in Fibrous Insulations-Part I: Analytical Study, *Journal of Heat Transfer*, **105**, 70–75.
- [11] **Tong, T. W., Yang Q. S., Tien, C. L.** (1983). Radiative Heat Transfer in Fibrous Insulations-Part II: Experimental Study, *Journal of Heat Transfer*, **105**, 76–81.
- [12] **Daryabeigi, K., Cunningham G. R., Knutson, J. R.** (2013). Heat Transfer Modeling for Rigid High-Temperature Fibrous Insulation, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **27**, 414–421.

- [13] **Daryabeigi, K.** (2002). Heat Transfer in High-Temperature Fibrous Insulation, *8th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference*, St. Louis, MO, 24-26 Haziran.
- [14] **Mohammadi, M., Banks-Lee, P.** (2003). Determining Effective Thermal Conductivity of Multilayered Nonwoven Fabrics, *Textile Research Journal*, **73**, 802–808.
- [15] **Cohen, E., Glicksman, L.** (2015). Thermal Properties of Silica Aerogel Formula, *Journal of Heat Transfer*, **137**, 081601-1–8.
- [16] **Flynn, D. R., Zarr, R. R., Hahn, M. H., Healy, W. M.** (2002). Design Concepts for a New Guarded Hot Plate Apparatus for Use Over an Extended Temperature Range, *Insulation Materials: Testing and Applications*, **4**.
- [17] **Kakaç, S., Yener, Y.** (1995). Convective Heat Transfer, 2. Basım, CRC Press, Inc., syf. 312-313.
- [18] **White, F. M.** (2006). Viscous Fluid Flow, 3. Basım, McGraw-Hill, syf. 398-402.
- [19] **Çengel, Y. A.** (2010). Isı ve Kütle Geçişi, 3. Basım, McGraw-Hill.
- [20] **Incropera, G., DeWitt D. P.** (2003). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6. Basım, John Wiley & Sons.
- [21] **Modest, M. F.** (1993). Radiative Heat Transfer, 2. Basım, Academic Press, syf. 449-458.
- [22] ANSYS FLUENT, 2015. ANSYS Fluent Theory Guide. ANSYS Inc., Canonsburg.
- [23] **Genceli, O. F.** (2008). Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi, syf. 22-24.
- [24] **Çinçik, E.** (2010). *İğneleme yöntemiyle üretilen polyester/viskon karışımı dokusuz yüzey özelliklerinin deneysel ve istatistiksel analizi*, (doktora tezi), Çukurova Üniversitesi, Adana.
- [25] **Sinclair, R.** (2015). Textiles and Fashion Materials, Design and Technology, Woodhead Publishing Series in Textiles, syf. 3–9,316.
- [26] **Massoud M.** (1998). *Heat Barrier Properties of Heterogeneous Nonwoven Materials*, (doktora tezi), North Carolina State University, North Carolina.
- [27] **Sun, Z., Pan, N.** (2006). Thermal conduction and moisture diffusion in fibrous materials, Woodhead Publishing in Textiles, syf. 225–239.
- [28] **Spinnler, M., Winter, E. R. F., Viskanta, R.** (2004). Studies on high-temperature multilayer thermal insulations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**, 1305-1312.
- [29] **Lu, X., Viljanen, M.** (2011). Fibrous insulation materials in building engineering applications, Woodhead Publishing Limited, syf. 271–284.
- [30] **Bomberg, M., Klarsfeld, S.** (1983). Semi-Empirical Model of Heat Transfer in Dry Mineral Fiber Insulations, *Journal of Thermal Insulation*, **6**, 156–168.

- [31] **Arambakam, R. R.** (2013). *Modeling effect of microstructure on the performance of fibrous heat insulation*, (doktora tezi), Virginia Commonwealth University, Virginia.
- [32] **Reiss, H.** (2010). VDI Heat Atlas, 2. Basım, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, syf. 1027-1035.
- [33] **Lee, S. C., Cunningham, G. R.** (2000). Conduction and Radiation Heat Transfer in High-Porosity Fiber Thermal Insulation, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **14**, 121–136.
- [34] **Kumar, S.** (2011). *Analysis of Radiative Heat Transfer in an Absorbing-Emitting-Scattering Medium Using Fluent*, (yüksek lisans tezi), National Institute of Technology Rourkela, Rourkela.
- [35] **Onbaşıoğlu, S.** (2014). TÜBİTAK 113M525 Araştırma Projesi Gelişme Raporu, İlk Dönem.
- [36] **TS ISO 8302** (2002). Isı yalıtımı-Kararlı halde ısı direncin ve ilgili özelliklerin tayini-Mahfazalı sıcak plaka cihazı, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.
- [37] **Url-1** < <http://www.perkinelmer.com>>, alındığı tarih: 24.07.2015.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Eren DİKEÇ

Doğum Yeri ve Tarihi: Kahramanmaraş – 16.01.1989

E-Posta: dikec@itu.edu.tr

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü (2013)

Yüksek Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (devam ediyor)

