

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ISITILAN KABİNLERDE SICAK HAVA TAHLİYE
SİSTEMLERİNİN MODELLENMESİ**

Makine Mühendisi Hüsnu ÖZPEDAL

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. A. Hasan HEPERKAN

İSTANBUL, 2009

İÇİNDEKİLER

Sayfa

İÇİNDEKİLER	i
SİMGE LİSTESİ.....	iii
KISALTMA LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ	viii
ÖZET	ix
ABSTRACT.....	x
1 GİRİŞ	1
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	2
3 MODELLEME ÇALIŞMALARI	19
3.1 Tahliye Yöntemlerinin Özellikleri	20
3.1.1 Aktarma Kanallı Tahliye Sistemi Modeli	21
3.1.2 Doğrudan Emişli Tahliye Sistemi Modeli	21
3.1.3 Basınç Farkı İle Emiş Yapan Tahliye Sistemi Modeli	22
3.2 Sayısal Çözüm Ağının Oluşturulması.....	23
3.3 Sistem Sınır Koşullarının Belirlenmesi	25
3.3.1 Deney Düzeneği ve Ekipmanlar	26
3.3.2 Deneysel Çalışmalar	28
3.3.3 İç ve Dış Cam Taşınımıyla Isı Transfer Katsayılarının Hesaplanması	33
3.3.4 Belirlenen Sınır Koşulları	34
4 ANALİZ ÇALIŞMALARI	36
4.1 Sayısal Model	36
4.2 Sayısal Modelin Validasyonu	37
4.2.1 Akış Analizi	37
4.2.2 Enerji Analizi	39
4.3 Alternatif Sistemlerin Sayısal Analizi	42
4.3.1 Aktarma Kanallı Tahliye Sisteminin Sayısal Analizi	42
4.3.2 Doğrudan Emişli Tahliye Sistemi Sayısal Analizi	45
4.3.3 Basınç Farkı İle Emiş Yapan Tahliye Sistemi Sayısal Analizi.....	50
4.4 Tahliye Sistemlerinin Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	54

5	SONUÇLAR.....	58
6	KAYNAKLAR.....	61

SİMGE LİSTESİ

A	Alan, m ²
Bi	Biot sayısı
c_p	Özgöl ısı, J/kgK
E	Toplam enerji, kJ
$\vec{F}$	Kuvvet vektörü, N
g	Yerçekimi ivmesi, m/s ²
h	Taşıyım ile ısı transfer katsayısı, W/m ² K
H	Toplam entalpi, kJ/kg
k	İletimle ısı transfer katsayısı, W/mK
L	Uzunluk, m
Nu	Nusselt sayısı
p	Basınç, Pa
Pr	Prandtl sayısı
r	Yarıçap, m
r, z	r ve z yönleri
Ra	Rayleigh sayısı
S	Toplam entropi, J/K
t	Zaman, s
T	Sıcaklık, °C, °K
$\vec{v}, \vec{u}, \vec{\omega}$	Hız vektörü, m/s
V	Hacim, m ³

Yunan Harfleri

μ	Dinamik viskozite, m ² /s
α	Isıl yayılım, m ² /s
β	Isıl genleşme katsayısı, 1/K
ε	Emisivite
ρ	Yoğunluk, kg/m ³
σ	Stefan-Boltzmann sabiti, W/m ² K ⁴
τ	Gerilme tensörü, Pa
ν	Kinematik viskozite, m ² /s

İndisler

$dış$	Dış cam
f	Film
$iç$	İç cam
ini	İç
k	Birleşik
L	L uzunluğundaki
r	Işınımsal
s	Yüzeysel
$surface$	Yüzey
∞	Ortam sıcaklığı

KISALTMA LİSTESİ

BFM	Body Force Model
CFD	Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
LC	Lumped Capacity
MRF	Multiple Reference Frame
RNG	Renormalization Group
TTM	Time Temperature Method

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Pişiricinin yandan görünüşü	2
Şekil 2.2 Havalandırma kanalının kesit alınmış görünüşü	3
Şekil 2.3 (a) Fan sistemi (b) fanın monte edildiği havalandırma kanalı	4
Şekil 2.4 Havalandırma kanalının (a) yandan (b) II – II kesitinden görünüşü	4
Şekil 2.5 Pişiricinin yandan görünüşü	5
Şekil 2.6 Hava dolaşımını sağlayan iki fanlı sistemin görünüşü	7
Şekil 2.7 Havalandırmada kullanılan fan ve buhar çıkış deliği	8
Şekil 2.8 (a) koruyucu plakalı buhar kanalı (b) plakadaki açıklıkların önden görünümü	8
Şekil 2.9 Pişiricinin yandan görünüşü	9
Şekil 2.10 (a) Bacanın ayrıntılı görünüşü (b) havalandırma kanalının taban yüzeyinin üstten görünüşü	10
Şekil 2.11 Pişiricinin yandan görünüşü	11
Şekil 2.12 LC ve TTM metodları için doğal ve zorlanmış taşınımda ısı transfer katsayısının pişirme haznesi sıcaklığına göre değişimi (M.Sakin vd., 2009)	13
Şekil 2.13 Pişiricinin şematik görünümü (Verboven vd., 1999)	15
Şekil 2.14 (a) BFM yaklaşımında (MRF) yaklaşımında kullanılan fan ve fan koruma sacı modelleri (Berg ve Winkström, 2007)	17
Şekil 2.15 Volvo komponent test düzeneğinin sayısal modeli (Berg ve Winkström, 2007)	17
Şekil 3.1 Pişiricinin mobilya içerisindeki yerleşimi	19
Şekil 3.2 Farklı emiş yöntemlerine sahip tahliye sistemlerinin geometrik modelleri	20
Şekil 3.3 Aktarma kanallı sistem şematik resmi	21
Şekil 3.4 Doğrudan emişli tahliye sistemi şematik resmi	22
Şekil 3.5 Basınç farkı ile emiş yapan tahliye sistemi şematik resmi	23
Şekil 3.6 Hava tahliye kanalında oluşturulan sayısal elemanlar	23
Şekil 3.7 Sayısal modelin genel görünümü	24
Şekil 3.8 Dönen hacimde ve fanda oluşturulan sayısal elemanlar	25
Şekil 3.9 Deneylerde kullanılan pişirici	26
Şekil 3.10 Pişirici havalandırma sisteminin üstten görünüşü	26
Şekil 3.11 Pişirici duvar delikleri	27
Şekil 3.12 Isınma deney düzeneğinin görünüşü	27
Şekil 3.13 Hız ölçümü deney düzeneği	28
Şekil 3.14 Deney süresince pişirme haznesi sıcaklık değişimi	29
Şekil 3.15 Dış cam sıcaklık ölçüm noktaları	30
Şekil 3.16 Dış cam sıcaklık dağılımı	30
Şekil 3.17 Pişirici iç camı yüzey sıcaklığındaki değişim	31
Şekil 3.18 Havalandırma kanalı çıkışı sıcaklık değişimi	31
Şekil 3.19 Mobilya yan duvarları sıcaklık dağılımı	32
Şekil 3.20 Havalandırma kanalı çıkışı hız dağılımı	32
Şekil 3.21 İç ve dış cam taşınım ile ısı transferi	33
Şekil 4.1 Fluent çözücü ayarları	36
Şekil 4.2 Viskoz model ayarları	37
Şekil 4.3 Sistem giriş-çıkışlarındaki hava debileri toplamı	38
Şekil 4.4 Tahliye kanalı çıkışı hız profili – analiz	38
Şekil 4.5 Tahliye kanalı çıkış kesiti hava sıcaklık dağılımı – analiz	40
Şekil 4.6 Sayısal model dış cam sıcaklık dağılımı	40
Şekil 4.7 Sayısal model mobilya yüzeyi sıcaklık dağılımı	41
Şekil 4.8 Aktarmalı baca sistemi kanal içi akış	43

Şekil 4.9 Aktarmalı baca sistemi kanal çıkışı hız vektörleri.....	44
Şekil 4.10 Aktarmalı baca sisteminde bacadan emilen havanın hareketi	44
Şekil 4.11 Aktarmalı baca sistemi havalandırma kanalı yüzey sıcaklık dağılımı.....	45
Şekil 4.12 Kabin kapağı dış ve iç camları arasındaki düzlemde hız vektörleri ve dış cam sıcaklık dağılımı	45
Şekil 4.13 Isıtılan kabini tahliye kanalına bağlayan baca kanalı	46
Şekil 4.14 Doğrudan emişli baca sistemi sınırlarındaki toplam debi.....	46
Şekil 4.15 Doğrudan emişli tahliye sisteminde bacadan emilen sıcak havanın izlediği yol.....	47
Şekil 4.16 Doğrudan emişli tahliye sistemi kanal yüzey sıcaklık dağılımı	48
Şekil 4.17 Doğrudan emişli tahliye sistemi kanal çıkışı hız dağılımı ve hız vektörleri.....	48
Şekil 4.18 Doğrudan emişli tahliye sistemi havalandırma kanalı çıkışı hava sıcaklık dağılımı	49
Şekil 4.19 Doğrudan emişli tahliye sistemi kabin kapağı camları arası düzlemdeki hız vektörleri ve dış cam sıcaklık dağılımı	49
Şekil 4.20 Doğrudan emişli sistem mobilya yüzeyi sıcaklık dağılımı.....	50
Şekil 4.21 Basınç farkı ile emiş yapan tahliye sisteminde ısıtılan kabini tahliye kanalına bağlayan baca kanalı	50
Şekil 4.22 Basınç farkı ile emiş yapan sistemde hava giriş – çıkış debileri toplamı	51
Şekil 4.23 Basınç farkı ile emiş yapan sistemde bacadan emilen havanın izlediği yol	52
Şekil 4.24 Basınç farkı ile emiş yapan sistemde tahliye kanalı çıkışı hava sıcaklık dağılımı ..	52
Şekil 4.25 Basınç farkı ile emiş yapan sistemde tahliye kanalı yüzey sıcaklık dağılımı.....	53
Şekil 4.26 Basınç farkı ile emiş yapan sistemde tahliye kanalı çıkışındaki hız dağılımı ve kesitteki hız vektörleri	53
Şekil 4.27 Basınç farkı ile emiş yapan sistem kapak camları arasındaki düzlemdeki hız vektörleri ve dış cam yüzeyi sıcaklık dağılımı	54
Şekil 4.28 Basınç farkı ile emiş yapan sistem mobilya yüzeyi sıcaklık dağılımı	54
Şekil 4.29 Baca deliğinden sisteme giren havanın izlediği yol	56
Şekil 4.30 Tahliye kanalı çıkışı sıcaklık dağılımları.....	56

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Pişirme haznesi sıcaklığına bağlı olarak duvar yüzeyi sıcaklık değişimi (Sakin vd., 2009)	14
Çizelge 2.2 Farklı sayısal eleman boyutlarına göre hata oranları ve çözüm süreleri	15
Çizelge 3.1 505 °K Sıcaklıkta havanın termofiziksel özellikleri	34
Çizelge 3.2 320 °K Sıcaklıkta havanın termofiziksel özellikleri	34
Çizelge 3.3 Sayısal model sınır koşulları	35
Çizelge 4.1 Akış analiz sonucunun deneysel veriler ile karşılaştırılması	39
Çizelge 4.2 Enerji analiz sonucunun deneysel veriler ile karşılaştırılması	42
Çizelge 4.3 Aktarmalı baca sistemi debi tablosu	43
Çizelge 4.4 Doğrudan emişli sistem debi tablosu	47
Çizelge 4.5 Basınç farkı ile emiş yapan sistem debi tablosu	51
Çizelge 4.6 Tahliye sistemleri debi karşılaştırma tablosu	55
Çizelge 5.1 Akış analizi çıktılarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	58
Çizelge 5.2 Enerji analizi çıktılarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	59

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenim hayatım ve tez çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübeleri ile katkıda bulunan danışman hocam Sn. Prof. Dr. Hasan HEPERKAN'a en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için tüm imkan ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Cemil İNAN, Sn. Fatih ÖZKADI ve Sn. Levent AKDAĞ'ın şahsında teşekkür ederim.

Tez çalışmamın planlı ve başarılı bir şekilde ilerlemesi için bana her zaman destek olan Sn. Aslı Kayıhan'a, bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaşan ve tez çalışmama katkıda bulunan Sn. Bekir ÖZYURT'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarımın analiz kısmında yardım ve desteklerini benden esirgemeyen Sn. Murat KANTAŞ ve Sn. Berkay AÇIKGÖZ'e teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalar sürecinde bana her konuda yardımcı olan Sn. Mehmet MARAŞLI, Sn. Nihat KANDEMİR, Sn. Barış ERDOĞAN ve Sn. Çetin LALE'ye teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım sırasında sıkıntılı zamanlarımda bana her konuda destek olan başta Sn. Yusuf KOÇ, Sn. Ömer ÜNAL ve Sn. Selçuk KARAGÖZ olmak üzere tüm Ar-Ge yüksek lisans ve lisans öğrencisi arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmem için benden maddi ve manevi her türlü desteği hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür ederim.

Ağustos 2009

Hüsnü ÖZPEDAL

ÖZET

Enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılması üzerine günümüzde yoğun bir şekilde çalışılmaktadır. Gittikçe azalan enerji kaynaklarının bunda rolü büyüktür. Firmalar, daha verimli cihaz üretimini hedeflerken, konfor ve güvenlik gibi konular üzerinde de çalışmalarını devam ettirmektedirler.

Bu çalışmanın amacı ısıtılan bir kabinde sıcak havanın uzaklaştırılması amacıyla kullanılan tahliye sistemlerinin incelenmesidir. Tahliye sistemlerinin kullanılmasının başlıca amacı kabinin ısıtma sistemine ait elektronik komponentlerin soğutulması ve kabinin yerleştirildiği mobilya duvarlarının kabin dış duvarlarının ısınması sonucu zarar görmesini engellemektir. Yapılan patent araştırması sonucunda tahliye sistemleri, ısıtılan kabinde sıcak havanın emilme yöntemine göre aktarma kanallı tahliye sistemi, doğrudan emişli tahliye sistemi ve basınç farkı ile emiş yapan tahliye sistemi olmak üzere üç gruba ayrılmıştır.

İlk aşamada aktarma kanallı tahliye sistemine ait sayısal model oluşturulmuş ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanılarak analiz edilmiştir. Aynı tip havalandırma sistemine sahip bir pişirici cihazda sayısal modelin validasyonu için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Validasyon deneyleri, sayısal modelin alternatif tahliye sistemlerinin karşılaştırılmasına uygun olduğunu göstermiştir.

Validasyon deneylerinden sonra, patent araştırması sırasında belirlenen iki adet alternatif tahliye sistemine ait sayısal modeller oluşturulmuştur. Bu modeller hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı yardımıyla analiz edilmiştir. Analiz çıktıları her bir sistem için ayrı ayrı irdelendikten sonra, sistemler birbirleriyle karşılaştırılmıştır.

Anahtar kelimeler: Isıtılan kabin, tahliye sistemi, hava emiş yöntemi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği

ABSTRACT

Efficient usage of energy sources is one of the most important subjects that is being studied widely nowadays. Decreasing amount of energy sources plays a significant role on this issue. Comfort and safety is also very important for manufacturers.

This study aims to investigate the exhaustion systems used in heating cabinets. Hot air exhaustion systems are used for cooling the electronic components of the heating system and the kitchen furniture in which the heating cabinet is mounted. A literature survey has been carried out about the exhaustion systems being used in appliances. Three different hot air suction types from the cooking cavity which are suction by using a connection channel, direct suction and suction by pressure difference have been established.

The suction by using a connection channel system has been designed using Computer-Aided Design software and analyzed using Computational Fluid Dynamics software. Experimental studies have been carried out on a prototype of a cooking appliance that uses the same suction type. Numerical solution results and experimental study results have been compared for validation of the numerical model. Validation studies have shown that the numerical model is suitable for comparison of different exhaustion systems by using this CFD method.

After validation studies, two numerical models have been designed for direct suction and suction by pressure difference systems. These models have been used for CFD analysis of these systems. All three systems have been compared by using the numerical solution results.

Keywords: Heating cabinet, exhaust system, vent suction type, computational fluid dynamics

1 GİRİŞ

Enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılması üzerine günümüzde yoğun bir şekilde çalışılmaktadır. Gittikçe azalan enerji kaynaklarının bunda rolü büyüktür. Firmalar, daha verimli çalışan cihazlar üretmek amacıyla çeşitli projeler üretmektedirler. Evsel cihaz üreten firmalar için enerji tüketiminin yanında kullanıcı konforu ve güvenliği de önem kazanmaktadır.

Isıtılan kabinin havalandırılması konusu, özellikle elektronik ekipman ve yüksek sıcaklıklarda çalışılması durumunda kabin kapısı için önemlidir. Ayrıca kabin dış duvarlarının ısınması sebebiyle, kabinin yerleştirildiği mobilyanın yüzeylerinin zarar görmemesi için sıcak havanın uzaklaştırılması gerekmektedir.

Bu tez çalışmasının amacı, çeşitli amaçlarla ısıtılan kabinlerin havalandırılması amacıyla sıcak havanın uzaklaştırılması için kullanılan tahliye sistemlerinin incelenmesidir. Çalışmalara, ısıtılan bir kabinden sıcak havanın uzaklaştırılması için kullanılan çeşitli tahliye sistemleri ile ilgili literatür ve patent araştırması ile başlanacaktır. Patent ve literatür çalışmasından sonra, farklı tahliye sistemleri belirlenerek; bu sistemlerin modellenmesi ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) analizlerinin gerçekleştirilmesi üzerinde çalışılacaktır.

İkinci aşamada deneysel çalışmalarda kullanılacak olan prototip sistemin sayısal modeli oluşturulacak ve bu modelde CFD analizleri gerçekleştirilecektir. Yapılan analiz çalışmalarının validasyon deneyleri gerçekleştirilerek modelin geçerliliği ortaya konacaktır.

Üçüncü aşamada, gerçekleştirilen literatür çalışmalarında incelenen örnek patentlerden yola çıkılarak oluşturulacak farklı tahliye yöntemlerine sahip sistemlerin sayısal modelleri oluşturulup; CFD analizleri yapılacaktır.

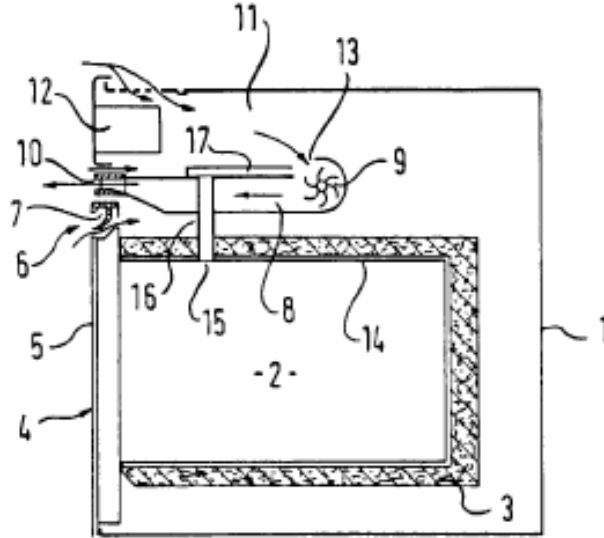
Son aşamada ise, sistemlere ait analiz sonuçları karşılaştırmalı olarak irdelenecektir.

2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Hava tahliye sistemleri genellikle fan ve tahliye kanalından oluşmaktadır. Tahliye sistemleri üzerine yapılan çalışmalarda fan tasarımı, baca kanalı tasarımı, farklı emiş yöntemleri ve kanal geometrileri gibi konular üzerine yoğunlaşıldığı görülmektedir. Hava tahliye sistemleri tasarlanırken sistemin ekonomik olmasına, daha az yer kaplamasına ve özellikle ısıtıcıların çalışmasını kontrol eden elektronik komponentleri etkin bir şekilde soğutmasına dikkat edilmektedir.

Literatür araştırması kapsamında, ısıtılan kabinlerde kullanılan sıcak hava tahliye sistemlerine ait patent başvuruları incelenmiştir. Patent inceleme çalışmasının amacı deneysel çalışmalarda kullanılacak sisteme alternatif olabilecek sistemlerin belirlenmesidir. Patent araştırması sonucunda 2 adet alternatif sistem belirlenecek ve daha sonraki aşamada bu sistemlerde CFD analiz çalışmaları gerçekleştirilecektir.

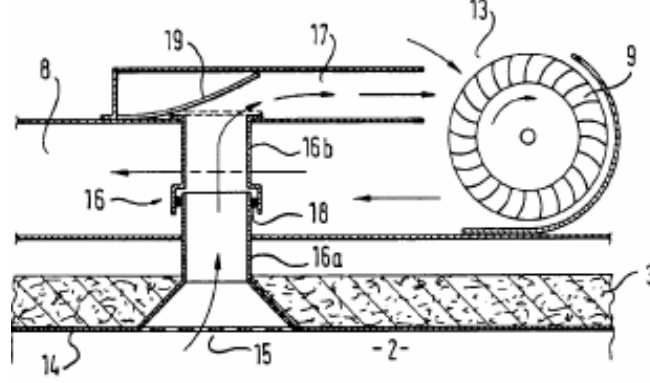
Bosch firması tarafından 1994 yılında başvurusu yapılan EP0598211 numaralı “Oven, in particular pyrolytic self-cleaning oven (Pirolitik kendini temizleyebilen pişirici)” isimli patentte, pirolitik pişiricilerde kullanılmak üzere tasarlanan havalandırma kanalından bahsedilmektedir. Kanaldan geçen buharın sıcaklık veya nem değerlerine göre tahliye edilen buhar miktarı ayarlanabilmektedir.



Şekil 2.1 Pişiricinin yandan görünüşü

Şekil 2.1’de pişirme haznesi (2), hazneyi saran izolasyon (3), pişirici kapağı (4), kapak tutamağı (6) ve tutamaktaki girinti (7), blower (9), komponent bölgesi (11) ve hava tahliye kanalı (8) görülmektedir. Pişirme haznesinden buhar çıkışı için baca kanalları (16,17)

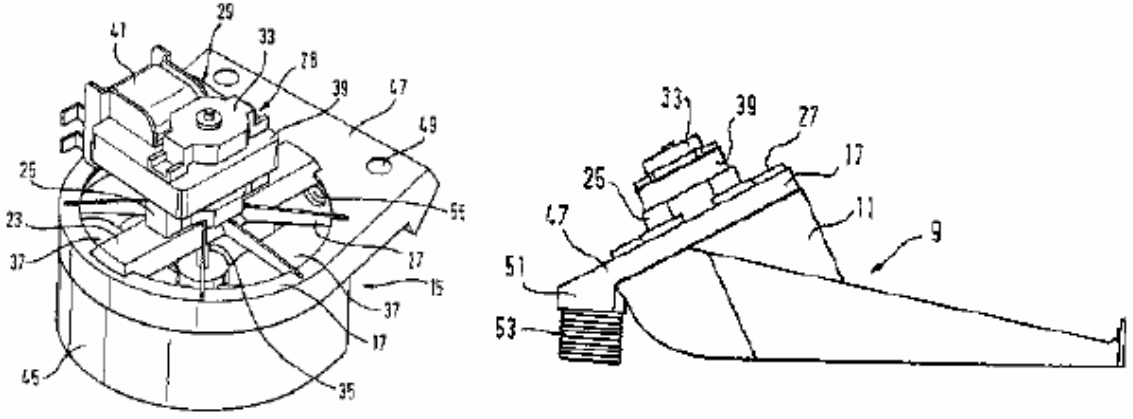
oluşturulmuştur. Baca kanalları dikey yönde olan ve tahliye kanalının (8) içinden geçen kanal (16) ve yatay yönde olup blowerın (9) buhar emişini sağlayan kanaldan (17) oluşmaktadır. Havanın pişirici dışına tahliyesi için ön tarafta açıklık (10) bulunmaktadır.



Şekil 2.2 Havalandırma kanalının kesit alınmış görünüşü

Pişirme haznesi tavanında bulunan baca çıkışı (15) huni şeklinde olup etrafı izolasyon malzemesi (3) ile sarılıdır. Dikey baca kanalı (16), birbirine bağlanan iki parçadan (16a,16b) oluşmaktadır. Dikey (16) ve yatay (17) baca kanallarının bağlantı yerinde bimetalden yapılmış bir klape (19) bulunmaktadır. Klape (19), sıcaklığa veya neme bağlı olarak şekil değiştirmektedir. Düşük sıcaklıklarda klape (19) Şekil 2.2’de görüldüğü gibi yukarıya doğru kıvrılarak kanallar arası geçişi açmaktadır. Yüksek sıcaklıklarda ise klape düz konuma gelerek kanalı kapatmakta ve buhar geçişine izin vermemektedir. Bu yüksek sıcaklık değerleri 350 °C gibi kendini temizleme işleminin yapıldığı sıcaklıklardır. Düşük sıcaklıklarda hazneden çıkan havada yüksek miktarda su buharı bulunmaktadır. Su buharı, daha soğuk olan klape ile temas ettiğinde klape üzerinde yoğuşacaktır. Yoğuşmadan dolayı oluşacak soğutma sayesinde de klape (19) açık konumda kalmaktadır. Kanaldan geçen havanın sıcaklığı arttıkça klape (19) yatay konuma gelerek kanal (17) kesitini daraltmaya başlamakta ve pirolitik temizleme sıcaklığında (350 °C) ise kanal geçişini (16/17) tamamen kapatmaktadır.

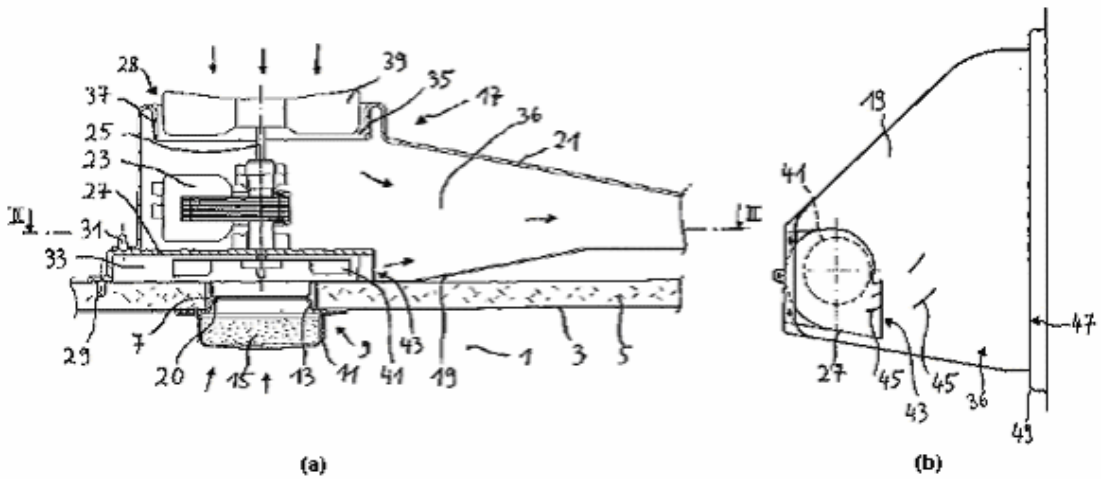
Bosch firmasına ait 1999 yılında yayımlanan EP0897087 numaralı “Baking oven with cooling air blower (Soğuk hava fanına sahip pişirici)” isimli patent başvurusunda pişirme haznesinin üstünde bulunan ve hava dolaşımını sağlayan fandan söz edilmektedir. Fan, motor ve fan koruma sacından oluşan fan sistemi tek bir parça halinde olup, havalandırma kanalına monte edilebilmektedir. Patentın amacı fan sisteminin maliyetini düşürmektir.



Şekil 2.3 (a) Fan sistemi (b) fanın monte edildiği havalandırma kanalı

Pişirme haznesinden çıkarılan bir baca kanalı (53) fan pervanesinin üst kısmındaki açıklığa (55) ulaşmaktadır. Böylece fan tarafından pişirme haznesinden emilen buhar soğutucu hava ile birleştirilerek tahliye kanalına gönderilmektedir. Havalandırma kanalı fan koruma sacı (15) ve hava tahliye kanalından (9) oluşmaktadır. Fan koruma sacı alt tarafa doğru uzayarak (45) fan pervanesine (37) koruma sağlamaktadır. Pişirme haznesini havalandırma kanalına bağlayan baca kanalı, fanın emiş yaptığı bölgeye (50) açılmaktadır (55). Böylece soğutucu hava ile buhar karıştırılarak tahliye edilmektedir.

Bosch firması tarafından 1999 yılında başvurusu yapılan EP0942235 numaralı “Baking oven with suction casing (emiş haznesine sahip pişirici)” isimli patentte, pişirme sırasında oluşan sıcak buhar ile pişirici komponent bölgesinden emilecek daha soğuk havayı karıştırarak dışarı atmak amacıyla bir motorla tahrik edilen iki adet fandan oluşan sistemden bahsedilmektedir.



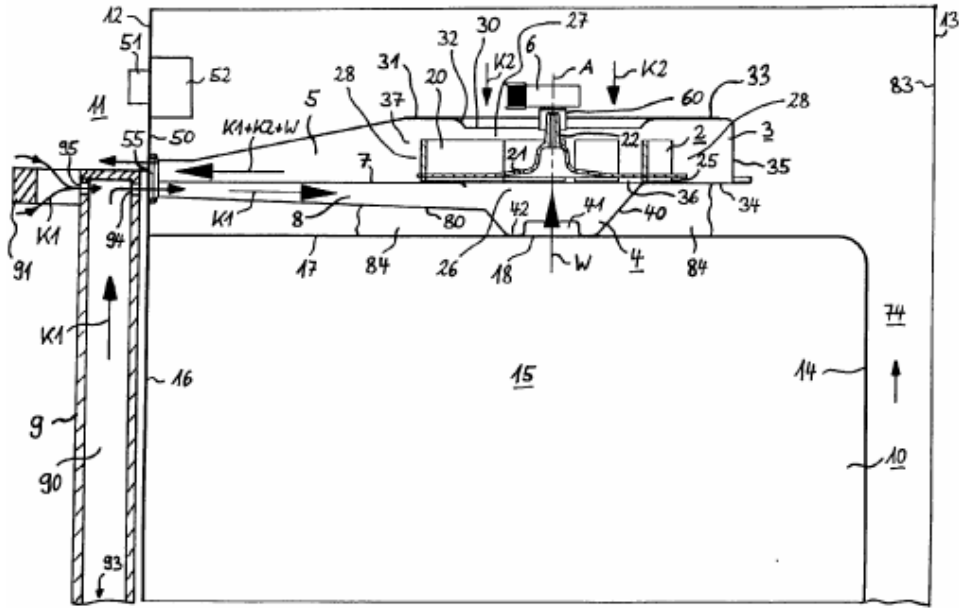
Şekil 2.4 Havalandırma kanalının (a) yandan (b) II – II kesitinden görünüşü

Pişirme haznesinin üst kısmındaki delik (7) sayesinde pişirme sırasında oluşan buhar hazne dışına aktarılmaktadır. Bu deliğin giriş kısmına bir filtre (9) yerleştirilmiştir. Deliğin açıldığı

bölmede (33) bir adet radyal fan (41) bulunmaktadır. Bu fan sayesinde buhar hazne dışına emilip, yatay yönde tahliye kanalına gönderilmektedir. Komponent bölgesinden çekilen temiz hava ise havalandırma sistemine üst kısımdan (28) giriş yapmaktadır. Burada bulunan eksenel fan (39) temiz havanın emilmesini sağlamaktadır. Bu iki fan, aralarında bulunan çift milli bir motor (23) ile tahrik edilmektedir.

Patentte korunmak istenen düşünce, tek motor tarafından tahrik edilen iki adet fana sahip havalandırma sistemidir. Böylece soğuk hava üfleyen eksenel fan (39) ile sıcak hava üfleyen radyal fan (41) arasında mesafe oluşturulup, eksenel fanın ısınması engellenmektedir. Radyal fandan (41) motora sıcak havanın gelmemesi için, fanın üst kısmına bir plaka (27) yerleştirilmiştir. Bu plaka (27) sıcak buhar emiş odasını (33) motorun bulunduğu kısımdan ayırmaktadır. Motor, eksenel fandan gelen hava ile soğutulmaktadır. İki fan tarafından emilen sıcak ve soğuk hava, tahliye kanalında (36) birleşip, ön kısımdaki açıklıktan dışarıya atılmaktadır. Bu kısımda üflenlen havayı, tahliye kanalı (36) çıkış kesitinin tamamına yayabilmek amacıyla yönlendiriciler (45) kullanılmaktadır.

AEG firması tarafından 2000 yılında başvurusu yapılan EP1050718 numaralı “Oven with removing fumes and fresh air addition system (Zararlı gazları atan ve taze havayı emen sisteme sahip pişirici)” isimli patentte pişirici havalandırma sistemi, kapı camları arasında oluşturulan hava kanalı (90) ile pişirici üst kısmında birbirine paralel şekildeki emiş (8) ve tahliye (5) kanallarından oluşmaktadır.



Şekil 2.5 Pişiricinin yandan görünüşü

Hava, kapı camları arasına alt tarafta bulunan boşluk (93) yoluyla giriş yapmaktadır. Yukarıya doğru ilerleyen hava akımı burada bulunan delikten (94) geçerek havalandırma emiş kanalına (8) giriş yapmaktadır. Pişirici tutamağının (91) altında bulunan bir başka açıklıktan (95) giren hava da yine aynı şekilde emiş kanalına ulaşmaktadır.

Havalandırma kanalının emiş (8) ve tahliye kısımları birbirine paralel olup, bir plaka (7) ile birbirinden ayrılmaktadır. Havalandırma kanalı ön tarafta bulunan delikler (55) aracılığıyla dış ortama açılmaktadır.

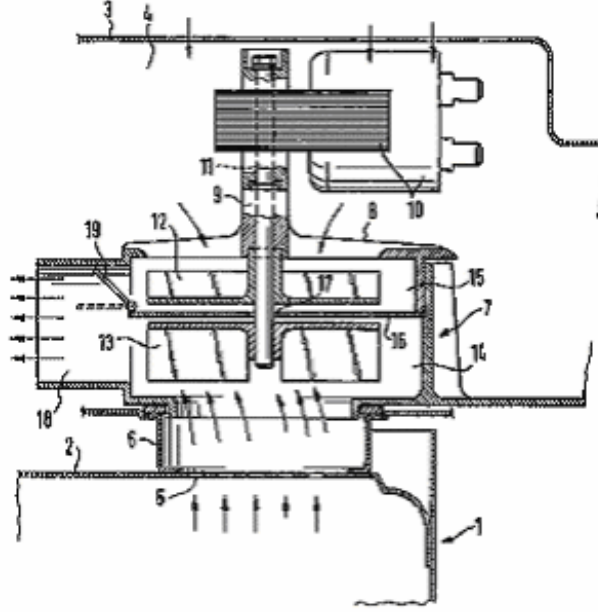
Fanın bulunduğu bölümde (3) fanın alt kısmındaki açıklıklar (36) sayesinde buhar kanalından (4) sıcak buhar emilmektedir. Fanın üst tarafındaki açıklıktan (30) ise soğutucu hava emilmektedir.

Kullanılan fan (2) radyal olup; üst kanatlar (20), alt kanatlar (25) ve bunları ayıran plakadan (21) oluşmaktadır. Fan üst (27) ve alt (26) kısımlardan hava emmekte, yatay doğrultuda (28) ise üfleme yapmaktadır.

Pişirici kapısı camları arasından ve ön taraftaki açıklıktan emilen dış ortam havası, emiş kanalından geçip; pişirme haznesinden emilen buhar ile birleşmektedir. Bu karışım, fanın üst kanatları tarafından emilen komponent bölgesi havası ile birleşerek (K1,K2,W) tahliye kanalından dış ortama yollanmaktadır.

Patentte korunmak istenen düşünce, iki tarafından emiş yapabilen radyal fan kullanarak; tek fanla pişirme haznesinden ve komponent bölgesinden emiş yapabilen bir havalandırma sistemi tasarımıdır.

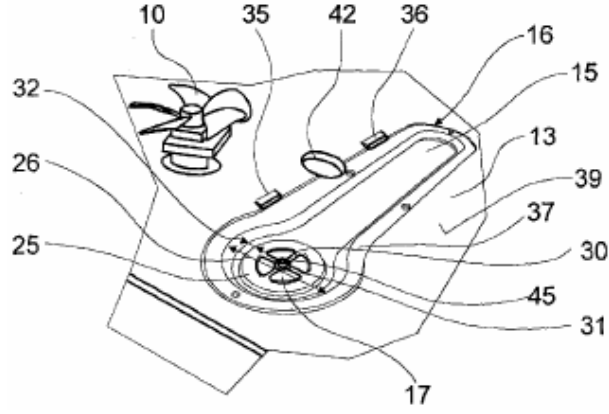
Bosch-Siemens tarafından 1987 yılında yayımlanan DE8706668U numaralı “Gebrauchsmuster” isimli patent başvurusunda dışarıya atılan havanın sıcaklığının düşürülmesi için, sıcak buharı soğutma havası ile karıştırarak dışarı atan bir havalandırma sistemi anlatılmaktadır. Havalandırma sisteminde iki adet radyal fan kullanılmaktadır.



Şekil 2.6 Hava dolaşımını sağlayan iki fanlı sistemin görünüşü

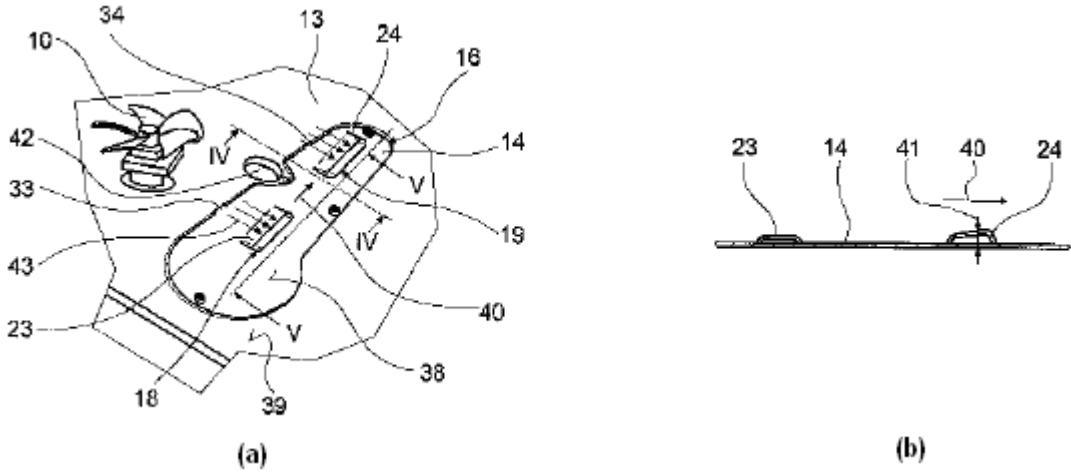
Tasarlanan bu sistemin özelliği, soğutucu havayı ve pişirme sırasında oluşan buharı emme işlemini tek motora (10) bağlı iki fan (12,13) ile gerçekleştiriyor olmasıdır. Bu fanlara ait iki ayrı emme odacığı (14,15) bulunmaktadır. Üstte bulunan fan (12) komponent bölgesinden soğutucu havayı emmekte, alt kısımdaki fan (13) ise pişirme haznesinden sıcak buhar emmektedir. Arada bir etkileşim olmaması ve soğutucu fanın sıcak buhardan etkilenmemesi için, iki fan arasına koruyucu plaka (16) yerleştirilmiştir. Soğutucu fan tarafından üflenlen havanın, sıcak buharla karıştıktan sonra tekrar geri emilmesini engellemek amacıyla bir kapakçık (19) kullanılmaktadır. Bu kapakçık ayrıca üflenlen soğuk hava miktarının da ayarlanmasını sağlamaktadır.

Bosch firması tarafından 2003 yılında başvurusu yapılan DE10222878 numaralı “Steam channel for use with food cooker consists of through pressed in floor of cooker and covered by flat plate with outlets for steam (Pişiricide kullanılan, buhar çıkışı için açıklıklara sahip buhar kanalı)” isimli patentte, pişirici havalandırması için kullanılan fan ve fanı içeren havalandırma kanalından bahsedilmektedir. Kanalda, pişirme haznesinden buhar emilimi için ayrı bir bölme bulunmakta olup, bu bölme gerektiğinde bir koruyucu plaka ile kapatılabilmektedir.



Şekil 2.7 Havalandırmada kullanılan fan ve buhar çıkış deliği

Şekil 2.7’de de görüldüğü gibi, buhar kanalı (16) havalandırma kanalının genişliği boyunca uzanmaktadır. Buhar çıkış deliği (17), birbirine dik iki parça (30,31) ile dört bölmeye ayrılmaktadır. Buhar kanalında (15) buharın çıkış yaptığı deliğe (17) yükseklik (25) verilmiştir. Kanalı oluşturan oyuk (15), kanal genişliğinin en az $1/3$ ’ü oranında, akışa dik olarak uzanmaktadır. Oyuk (15), buhar çıkış deliğinin bulunduğu kısımda dairesel şekilde genişleme yapmaktadır (26). Kanalin yan kısmında bulunan iki eleman (35,36) sayesinde, koruyucu plaka (14) buhar kanalına yerleştirilmektedir. Koruyucu plakanın yerleştirilmesi Şekil 2.8.a’da gösterilmektedir.

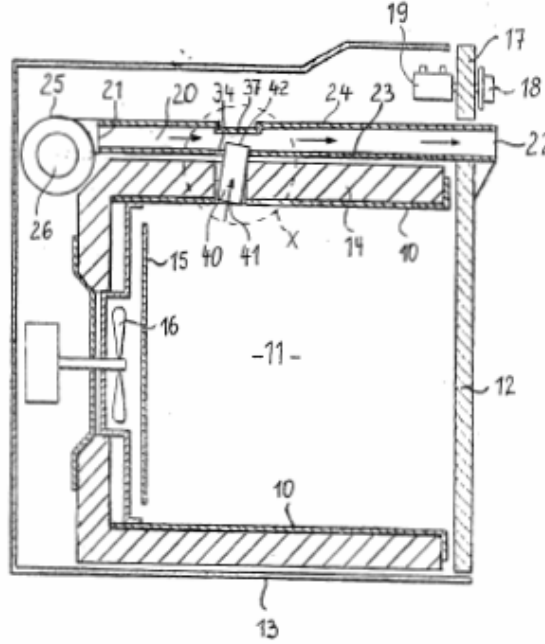


Şekil 2.8 (a) koruyucu plakalı buhar kanalı (b) plakadaki açıklıkların önden görünümü

Buharın buhar kanalından havalandırma kanalına çıkışı koruyucu plaka (14) üzerindeki açıklıklar (18,19) sayesinde olmaktadır. Bu açıklıklar havalandırma kanalındaki hava akımına (43) dik şekilde uzanmaktadır. Şekil 2.8.a’da görülen ayrı bir açıklık da (42) pişirici cihazın lamba bağlantısı için kullanılabilir.

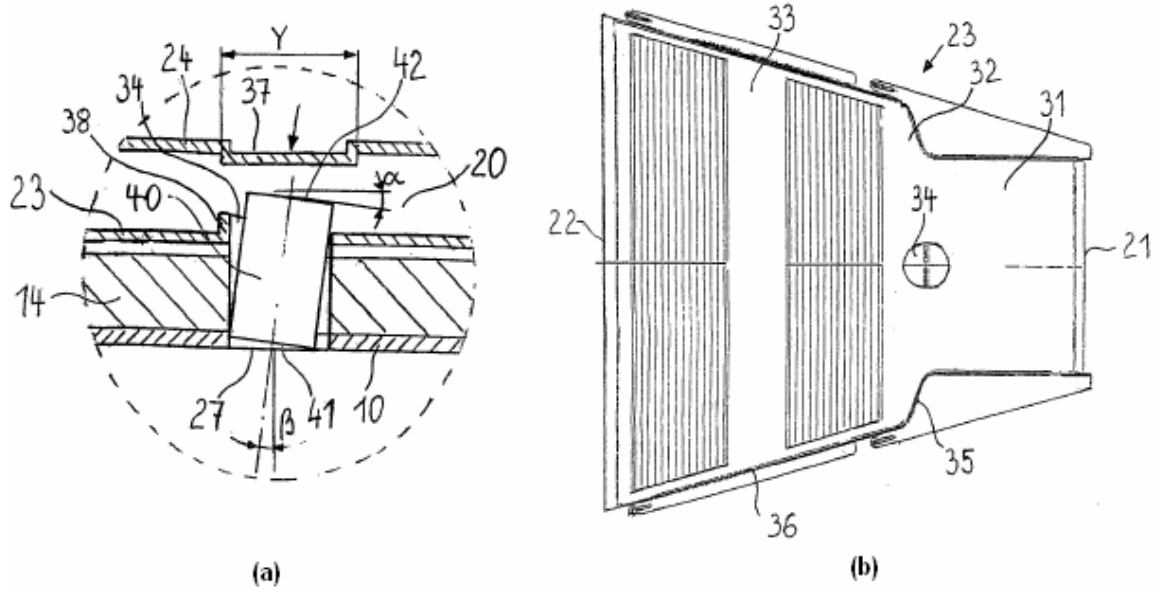
Şekil 2.8.b’de buharın çıkış yaptığı açıklıklara ait kesitler (23,24) görülmektedir. Buhar çıkış deliğine (17) daha yakın olan açıklığın kesiti (23) diğerinden (24) daha küçüktür. Böylece buharın havalandırma kanalına homojen bir şekilde dağılması amaçlanmaktadır.

Bosch firması tarafından 2003 yılında başvurusu yapılan DE10202132 numaralı “Domestic oven has ventilation duct through which cooled air is blown which extracts smoke fumes by venturi effect (venturi etkisiyle atıkları dış ortama atan havalandırma kanalına sahip evsel pişirici)” isimli patentte pişiriciye ait havalandırma kanalında, pişirme haznesinden buhar emilimini sağlamak amacıyla oluşturulan venturi bölgesinden bahsedilmektedir. Bu bölgede yüksek akış hızı ve buna bağlı olarak düşük basınç elde etmek amacıyla havalandırma kanalı ile baca kanalının birleştiği bölgede kanal kesiti daraltılmaktadır.



Şekil 2.9 Pişiricinin yandan görünüşü

Pişirme işlemi sırasında oluşan sıcak havanın hazne içindeki sirkülasyonu, arka kısımda bulunan fan (16) ile yapılmaktadır. Fanın bulunduğu kısım bir plaka ile (15) pişirme haznesinden (11) ayrılmaktadır. Pişirici havalandırma kanalı (20) Şekil 2.9’da görüldüğü gibi pişirme haznesinin (11) üstündedir. Pişirme haznesi, havalandırma kanalına bir baca kanalı (40) ile bağlanmaktadır. Havalandırma kanalının bir ucunda (21) blower (25), diğer ucunda da havanın pişiriciden tahliyesini sağlayan açıklık (22) bulunmaktadır. Havalandırma kanalı ile pişirme haznesi arası izolasyon malzemesi (14) ile doldurulmuştur. Hazneyi havalandırma kanalına bağlayan bacanın (40) havalandırma kanalına açıldığı bölgede kanal yüksekliği düşürülerek (37) kesit daraltılmaktadır. Böylece bu bölgedeki akış hızı arttırılarak basınç düşürülmekte ve hazneden buhar emilimi sağlanmaktadır.



Şekil 2.10 (a) Bacanın ayrıntılı görünüşü (b) havalandırma kanalının taban yüzeyinin üstten görünüşü

Şekil 2.10.a'da içinde bulunduğu kanala göre bacanın (40) konumu görülmektedir. Baca (40) alt yüzeyindeki açıklık (41) ile pişirme haznesine; üst yüzeyindeki açıklık (42) ile de havalandırma kanalına (20) açılmaktadır. Baca, havalandırma kanalı yatay eksenine göre $5 - 9^\circ$ (α) eğik durmaktadır.

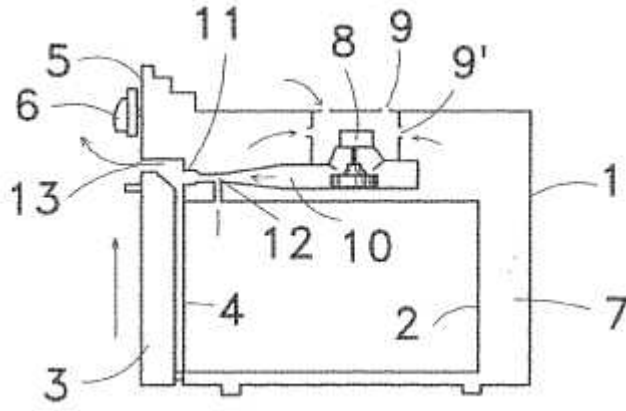
Havalandırma kanalının genişliğindeki değişim Şekil 2.10.b'de görülmektedir. Sabit bir genişliğe sahip kanal (31), baca çıkışının (34) olduğu kısımda keskin bir şekilde genişlemektedir (32). Bu keskin genişlemeden sonra kanal genişliği daha yavaş bir artış göstererek (33) ön kısımdaki açıklığa (22) kadar ulaşmaktadır. Ön taraftaki açıklık (22) kapı genişliğinin tamamına yayılmaktadır.

Keskin genişlemenin görüldüğü kısım (32) boyunca havalandırma kanalı yüksekliği Şekil 2.10.a'da görüldüğü gibi yaklaşık 2 mm azalmaktadır (37). Kesit daralması (37), havalandırma kanalı üst plakasına (24) preste şekil verilerek yapılabilmektedir. Kesit daralması kanal genişliği boyunca olmaktadır. Kanalin yüksekliği düşürülerek, bu bölgedeki hava akışının hızı arttırılmakta, böylece düşük basınç oluşturulmaktadır. Bu sayede pişirme haznesinden buhar emilmesi kolaylaşmakta ve daha düşük güçte bir fan ile işlem gerçekleştirilebilmektedir. Kesit daralmasından sonra yatay olarak genişleyen kanal kesitinin (33) yüksekliği sabit kalmaktadır.

Baca borusunun havalandırma kanalına açıldığı kısımda, baca kanalına (34) havalandırma kanalından hava girişi olmasını engellemek için, blower tarafından taze havanın üflendiği tarafa yarım daire şeklinde bir engelleyici eleman (38) konmuştur. Bu elemanın yüksekliği

baca borusunun (40) hava akışına karşı olan kenarının havalandırma kanalı içindeki yüksekliğinin yarısı kadardır. Bu engel, havalandırma kanalının taban yüzeyini oluşturan plakadan yapılabilir.

Gorenje firması tarafından 2005 yılında başvurusu yapılan EP1555487 numaralı “Oven with cooling parts thereof and diversion of oven vapours and gases (Parçaların soğutulması amacıyla buharın ve gazların uzaklaştırıldığı pişirici)” isimli patentin amacı, pişirme sırasında oluşan buharı hazneden dışarıya emerken fazladan ısı kaybedilmesinin önüne geçmektir. Fazla buhar çekilmesi durumunda pişirme süresi artacak ve yiyecek kalitesi düşecektir. Bu, gereğinden fazla buharın dışarı alınmaması ile çözülebilir.



Şekil 2.11 Pişiricinin yandan görünüşü

Pişirici ara bölmesine (7) Şekil 2.11’de gösterildiği gibi yerleştirilen fan (8), taze havayı emip; yatay kanala (10) üflemeaktadır. Ön taraftaki boşluktan (11) önce oluşturulan düşük basınçlı bölge (12) sayesinde ise pişirme sırasında oluşan buhar tahliye kanalına çekilmektedir. Bu patentte korunmak istenen düşünce, fırın iç bölmesine (7) yerleştirilen fan ve bu fan ile hava emmek amacıyla oluşturulan deliklerdir (9,9’). Taze hava emilmesi amacıyla delikler fanın etrafındaki plakada (9’) ve fırının üst bölümünde (9) oluşturulmuştur. Fırın üst yüzeyindeki (9) delikler yoluyla çevreden taze hava fırın içine emilmektedir. Radyal bir fan (8) ile emilen hava, yatay tahliye kanalına (10) üflenmektedir. Tahliye kanalının çıkışına yakın bölgede pişirme haznesine ait baca çıkışı (11) bulunmaktadır. Bu bölgede havalandırma kanalı kesiti daralmaktadır (12). Kesit daralması, buharın pişirme haznesinden emilmesini kolaylaştırmaktadır. Tahliye kanalı çıkışında karışan buhar ve soğutucu hava, kontrol paneli ile pişirici cihaz kapağı arasındaki açıklıktan (13) geçerek dış ortama atılmaktadır. Böylece kontrol elemanları (6) da soğutulmuş olmaktadır.

Yapılan patent inceleme çalışması sonucunda prototip sistemden farklı tahliye yöntemlerinin kullanıldığı AEG firmasına ait EP1050718 numaralı patentte açıklanan hava tahliye sistemi ve Gorenje firmasına ait EP1555487 numaralı patentte açıklanan hava tahliye sistemi üzerinde çalışılmasına karar verilmiştir. Bu sistemleri birbirinden ayıran, sıcak havayı kabin içinden tahliye etme yöntemleridir. Bu yöntemler bir sonraki bölümde ele alınacaktır.

Patent inceleme çalışmasından sonra literatür araştırmasına, ısıtılan kabinlerde ısıtma işlemi sırasında oluşan sıcaklık ve hava akış hızı dağılımlarının belirlenmesi üzerinde çalışılan çeşitli makalelerin incelenmesiyle devam edilmiştir. Yapılan incelemenin amacı, daha sonraki aşamalarda gerçekleştirilecek CFD analiz çalışmalarında kullanılabilecek faydalı bilgilerin elde edilmesidir.

2009 yılında M.Sakin, F.K.Ertekin ve C.İlcalı pişiricinin statik (ısıtıcı fanının çalışmadığı durum) ve turbo (ısıtıcı fanının çalıştığı durum) modları için pişirici duvarlarında yüzey ısı transfer katsayılarının hesaplanması üzerine çalışmıştır. Yüzey ısı transfer katsayısı terimi, taşınım ve radyasyon ısı transfer katsayılarını içermektedir.

Taşınım ve radyasyon ısı transfer katsayılarının birleştirilmesinde LC (Lumped Capacity) ve TTM (Time-Temperature Matching) metodları kullanılmıştır. İki metotta da pişirme haznesine yerleştirilen alüminyum silindirin merkezinden ölçülen sıcaklık dataları kullanılmıştır. Deneyler 70, 100, 130, 160, 190 ve 220 °C pişirme haznesi sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir.

LC metodu, zamana bağlı olmayan bir ısıtma işlemi etkisindeki bir malzemedeki uniform sıcaklık dağılımının tahmin edilmesidir. Metallerin ısıl iletkenliği yüksek olduğundan, iç direncin göz ardı edilmesi doğru bir kabul olmaktadır. Deneyde kullanılan silindirik parçaya taşınım ve radyasyonla transfer edilen ısı, malzemenin iç enerjisini artırır. Silindirik parça ile pişirici tel rafının teması nedeniyle oluşan iletimle ısı transferi, temas yüzeyinin parça yüzeyine göre çok küçük olması nedeniyle göz ardı edilebilir. İç sıcaklığın kısmi türevinin zamana göre integre edilmesiyle elde edilen eşitlik şu şekildedir:

$$-\ln\left(\frac{T_{\infty} - T(t)}{T_{\infty} - T_{ini}}\right) = \frac{h_k A_{surface}}{\rho c_p V} \quad (2.1)$$

T_{∞} pişirme haznesi sıcaklığı (°C), T_{ini} malzeme iç sıcaklığı (°C), $A_{surface}$ malzeme yüzey alanı (m^2), V hacim (m^3), ρ yoğunluk (kg/m^3) ve c_p özgül ısıdır (J/kgK). Elde edilen sıcaklık eğrisinin eğiminden yüzey ısı transfer katsayısı h_k hesaplanmıştır.

TTM metodu, silindirik geometride Fourier eşitliğinin (2.2) değişken yönlü kapalı formülasyon yöntemi (Alternating Direction Implicit) ile sayısal olarak çözülmesine dayanır.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (2.2)$$

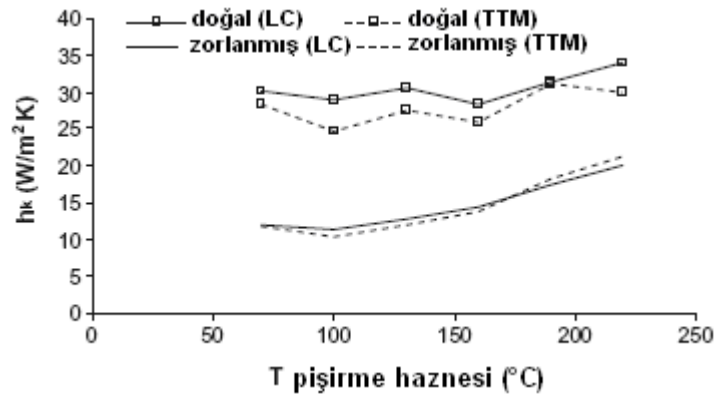
Bilgisayar ortamında, ısı transfer katsayısı h_k 'nin makul değerler aralığında deneme yanılma yöntemiyle çözümü yapılmıştır. Çözüm, hesaplanan sıcaklık değeri ile deneysel sıcaklık değeri birbirine eşit olana kadar tekrarlanmıştır.

Radyasyonla ısı transfer katsayısı, Stefan-Boltzmann eşitliği (2.3) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$h_r = \varepsilon_s \cdot \sigma \cdot (T_r^2 + T_s^2)(T_r + T_s) \quad (2.3)$$

Taşınım ve radyasyonu birlikte içeren yüzey ısı transfer katsayısı hesabında kullanılan iki metodda da (LC ve TTM) zorlanmış taşınım koşullarında ısı transfer katsayısının pişirme haznesi sıcaklık değişiminden belirgin bir şekilde etkilenmediği görülmüştür. Isı transfer katsayısının, LC metodunda 28-34 W/m²K aralığında (standart hata: 1.4); TTM metodunda ise 24-31 W/m²K aralığında (standart hata: 2) değiştiği görülmüştür (Şekil 2.12).

Doğal taşınım koşullarında, yüzey ısı transfer katsayısının pişirme haznesi sıcaklığı ile doğru orantılı bir şekilde yükseldiği gözlemlenmiştir. LC metodunda 11-20 W/m²K aralığında (standart hata: 0.6) değişen ısı transfer katsayısı, TTM metodunda 10-21 W/m²K aralığında (standart hata: 1) değişmiştir (Şekil 2.12).



Şekil 2.12 LC ve TTM metodları için doğal ve zorlanmış taşınımda ısı transfer katsayısının pişirme haznesi sıcaklığına göre değişimi (M.Sakin vd., 2009)

İki metod, iç direncin ihmal edildiği $Bi < 0.1$ koşulunda birbiri ile karşılaştırılabilir olup; benzer sonuçlar vermektedirler. TTM metodunun avantajı, pleksiglas, teflon veya bir yiyecek

gibi $Bi < 1$ koşulunun olmadığı, iç dirençlerin göz ardı edilemeyeceği durumda da uygulanabilir olmasıdır.

Fanın kullanıldığı zorlanmış taşınım durumunda hesaplanan ısı transfer katsayısının, doğal taşınımında hesaplanan ısı transfer katsayısına göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Buna bağlı olarak pişirme haznesi sıcaklığındaki artışla birlikte pişirici duvar sıcaklıkları da artmaktadır (Çizelge 2.1).

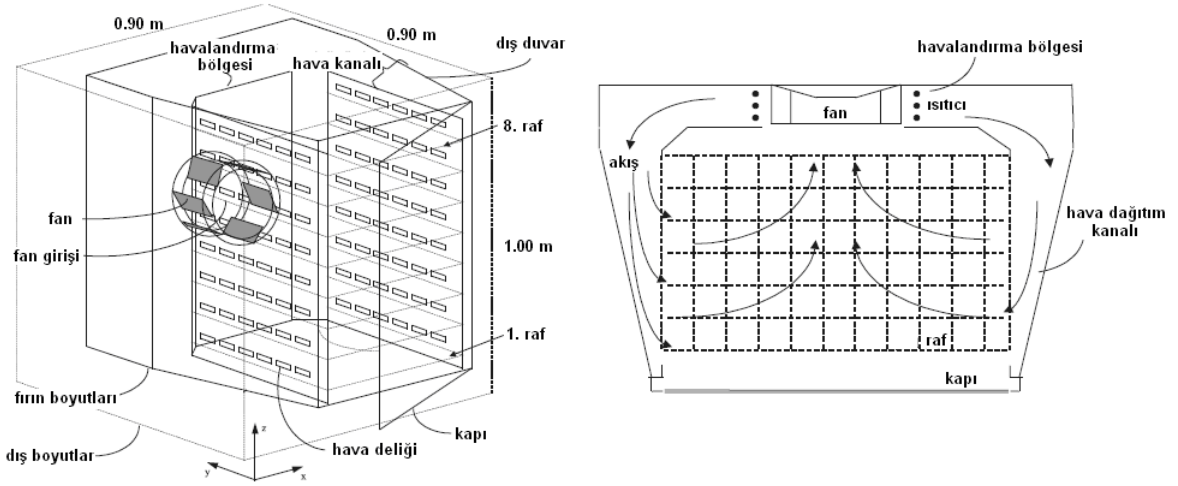
Çizelge 2.1 Pişirme haznesi sıcaklığına bağlı olarak duvar yüzeyi sıcaklık değişimi (Sakin vd., 2009)

Piştirme haznesi sıcaklığı (°C)	70	100	130	160	190	220
Piştirici duvar yüzeyi ortalama sıcaklığı (°C) (fanlı)	106.1	120.9	149.6	181.6	193.2	226.8
(fansız)	110.6	123.6	147.0	186.7	217.9	243.9

Bu çalışmadaki çıkarımlar özellikle sistemin modellenmesi aşamasında, pişirme haznesindeki ısı katsayısının belirlenmesi için önemlidir.

Verboven vd. (1999) ticari pişiricilerde üç boyutlu hız dağılımlarını CFD yöntemi ile hesaplamış ve oluşturdukları modelin validasyon deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Sayısal modelin analizinde standart ve RNG (Renormalization Group) k-ε türbülans modelleri kullanılmıştır. CFD modelin performansı, hız sensörü ile yapılan deneysel çalışmalar ile ölçülmüştür.

Piştiricinin kullanılabilir pişirme haznesi boyutları 54x38x72 cm olup; 8 adet rafı bulunmaktadır. Piştirici arka duvarında bulunan fan, bir duvar ile piştirme haznesinden ayrılmıştır. Fan 27 cm çapındaki bir delik yoluyla piştirme haznesinden emdiği sıcak havayı ısıtıcıları üzerinden geçirerek, piştirici yan duvarlarındaki delikler yoluyla tekrar piştirme haznesine üfleemektedir.



Şekil 2.13 Pişiricinin şematik görünümü (Verboven vd., 1999)

Sayısal ağ elemanları kaba, orta kalite ve ince yapıda olmak üzere 3 farklı şekilde oluşturulmuştur. Kullanılan sayısal elemanların boyutuna göre hata oranı Çizelge 2.2’de verilmiştir.

Çizelge 2.2 Farklı sayısal eleman boyutlarına göre hata oranları ve çözüm süreleri

Sayısal eleman boyutu (cm ³)	Eleman sayısı	Hata oranı (%)	Çözüm süresi (dk)
5.0 × 5.0 × 2.0	8190	53	43
3.0 × 3.5 × 1.5	30030	33	347
2.5 × 2.5 × 1.0	55944	22	1051

Sayısal eleman boyutu küçüldükçe, elde edilen sonucun deneysel verilere yaklaştığı görülmektedir. Çözüm süresi sayısal eleman boyutu ile ters orantılı olarak eksponansiyel bir artış göstermektedir. Bu da kullanılan sayısal elemanların daha da küçültülmesini sınırlamaktadır. Verboven vd. (1999), küçük boyutlu sayısal elemanların kullanıldığı modelde gerçekleştirdikleri çalışmalarda pişirici içerisinde hesaplanan hava hızlarındaki hata oranının % 14 – 29 arasında değiştiğini belirlemişlerdir. Ortalama hata oranı ise % 22’dir.

Fluent programı akış ve ısı transferi eşitliklerini çözümlerken hareketsiz ortam varsayımı yapmaktadır. Bazı problemlerde ise eşitlikleri hareketli ortam için çözümlmek avantajlıdır. Bu tip problemler dönen fan kanatları, pervaneler ve çarklar gibi hareketli parçaları ve bu parçalar etrafındaki akışı içermektedir. Çoğu durumda, referans alınan bölge hareketsiz tanımlandığında, hareketli parçalar, problemi kararsız hale getirmektedir. Referans bölgesi hareketli tanımlanarak (moving reference frame) hareketli parça etrafındaki akış kararlı bir yapıda modellenebilir.

Basit problemler için hesap alanının tamamı tek bir hareketli referans bölgede (single reference frame) tanımlanabilir. Daha karmaşık geometriler için, iyi tanımlanmış arayüzeylere sahip hücre bölgeleri oluşturulmalıdır. Bu durumda kararlı rejim için iki farklı metod bulunmaktadır: multiple reference frame yaklaşımı ve mixing plane yaklaşımı. Eğer hareketli ve hareketsiz parçalar arasında kararsız bir etkileşim mevcutsa, hareketli mesh (sliding mesh) metodu ile akış analiz edilebilir.

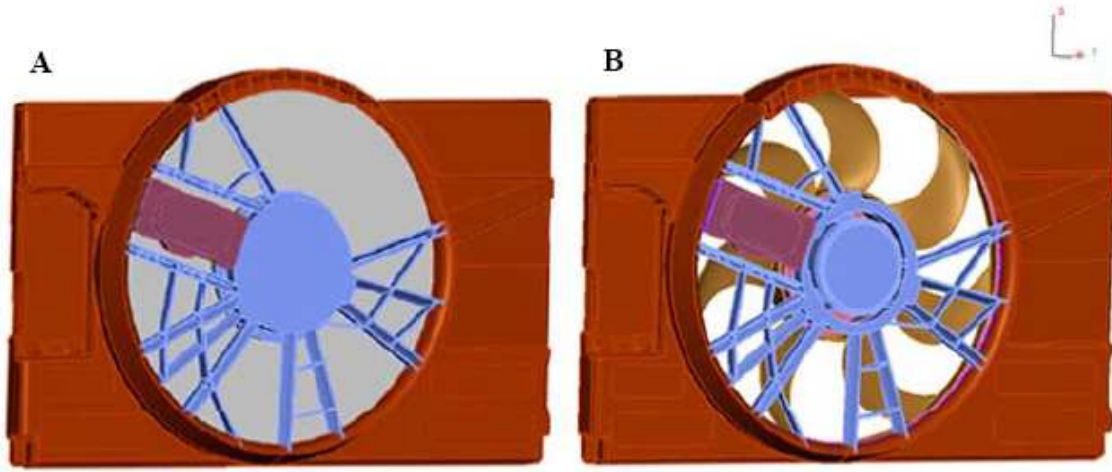
Multiple reference frame modelinde fanın etrafı dönen bir referans bölgesi olarak; komşu bölgeler ise hareketsiz olarak tanımlanmaktadır. Bu metodda fan kanatları hareketsiz olarak tanımlanmaktadır. Kanat etrafındaki akışkan hacmi döner hacim olarak tanımlandığından, basınç artışları ve akıştaki girdaplar görülebilir. Bu model bir yaklaşım olmasına rağmen birçok problem için gerçekçi sonuçlar vermektedir.

Multiple reference frame metodu hareketli ve hareketsiz yüzeyler arasındaki akış özelliklerini doğrudan yansıtırken, mixing plane model metodu bu özelliklerin ortalamasını yansıtmaktadır. Bu sayede, fan kanatlarının hareketsiz olarak tanımlanmasından dolayı akışta oluşabilecek düzensizlikler engellenmektedir. Bu metodun başarılı bir şekilde uygulanabilmesi için fan kanatları ile ortadaki sabit parça arası mesafe az olmamalıdır. Bu mesafe azaldıkça hata artmaktadır. Ayrıca, arayüzeylerde büyük miktarda geri akışın olması, modelin yakınsamasını zorlaştırır.

Hareketli ve sabit kısımlar arası etkileşim çoğu problemde zamana bağlıdır. Bu yüzden, problem kararlı durum yaklaşımı ile çözülemez. Zamana bağlı analizlerde hareketli mesh metodu kullanılabilir. Hareketli mesh metodu hareketli ve hareketsiz kısımlar arası etkileşim için en doğru sonucu vermesine rağmen, zaman ve bilgisayar gereksinimi açısından dezavantajlıdır.

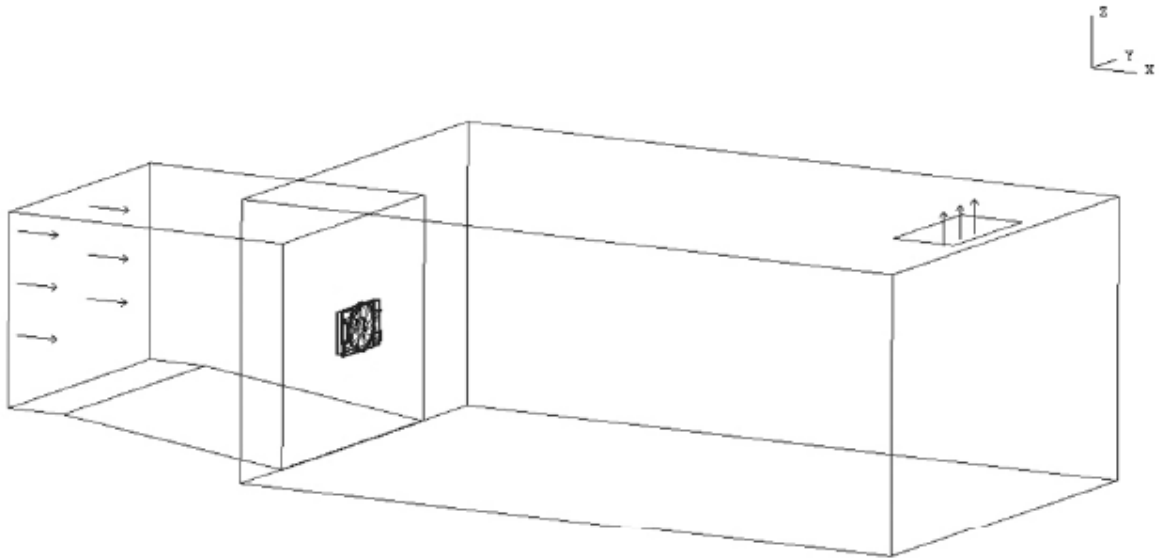
Berg T. ve Winkström A. (2007) otomobillerde komponent soğutmasında kullanılan eksenel fan üzerinde sayısal analiz ve deneysel çalışmalar gerçekleştirmiştir. Radyatör, şarj hava soğutucusu ve kondenser gibi ısı değiştirici elemanlarda arzulanan sıcaklık değerlerinin elde edilmesi kritik olduğundan; soğutucu sistem performansının analiz edilebilmesi önemlidir.

Sistemin analiz edilebilmesi için fanın ve ısı değiştiricilerin uygun bir şekilde sayısal modelinin oluşturulması gerekmektedir. Fanın performansının gerçeğe yakın olarak modellenmesi ile akışkan debisi ve hız dağılımı öngörülebilir. Fan performans analizlerinde, body force model (BFM) ve multiple reference frame (MRF) yaklaşımları kullanılmış ve birbiriyle karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.14 (a) BFM yaklaşımında (MRF) yaklaşımında kullanılan fan ve fan koruma sacı modelleri (Berg ve Winkström, 2007)

Volvo'daki fan performans testi için yapılan deneysel çalışmalarda kullanılan komponent test düzeneğine uygun olarak geometrik model oluşturulmuştur.



Şekil 2.15 Volvo komponent test düzeneğinin sayısal modeli (Berg ve Winkström, 2007)

Şekil 2.15'te test düzeneği görülmektedir. Giriş ve çıkış kesitlerindeki oklar akışın yönünü göstermektedir. Fan ve soğutma paketi basınç ve ölçüm haznelerini birleştiren kanala yerleştirilmiştir.

BFM yaklaşımında fan eğrileri oluşturulurken tüm basınç kayıplarının sayısal olarak hesaplanması gerekmektedir. Bunun sebebi, homojen olmayan akıştan dolayı ısı değiştiricilerinde ek basınç kayıplarının olmasıdır. Komponent test düzeneğinin sayısal modeli oluşturularak bu işlem gerçekleştirilebilir. Bu modelden, akış debisine bağlı olarak

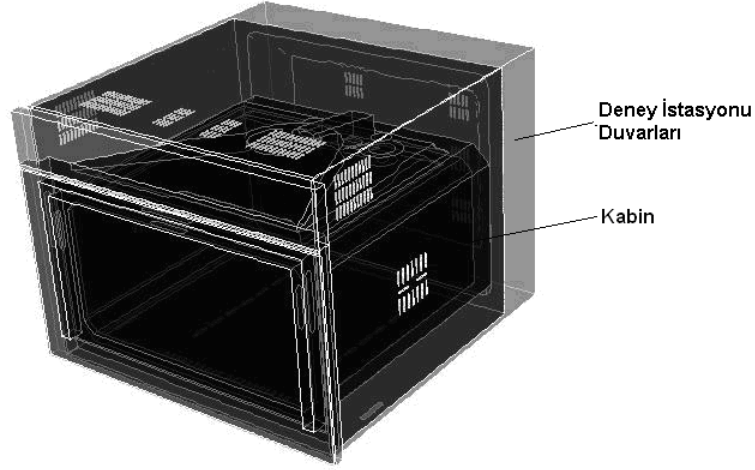
basınç kayıpları elde edilir. Buna rağmen, fan eğrilerinin soğutma paketine ve geometriye bağlı olması sebebiyle BFM yaklaşımının doğruluğu kesin değildir.

MRF metodunun kullanılabilmesi için, deney düzeneğinde fan üzerinde test yapılmasına gerek yoktur. Bunun yerine, fan kanat geometrisinin iyi bilinmesi ve modele aktarılması gerekmektedir. Kararlı MRF yaklaşımı ile soğutma fanının performansı daha doğru bir şekilde öngörülebilmiştir. Deneysel ölçümlere göre hata oranı %3,5 civarında kalmıştır.

3 MODELLEME ÇALIŞMALARI

Modelleme çalışmaları, deneysel çalışmalarda kullanılan prototip sistemin akış ve enerji analizlerinin yapılması amacıyla geometrik modelinin ve bu modele ait sayısal ağı oluşturulmasını kapsamaktadır. Model geometrisi I-DEAS 3d çizim programında oluşturulmuştur. Sayısal ağı oluşturulması için GAMBIT programı kullanılmıştır. Analiz ve post-processing çalışmaları da Fluent isimli CFD yazılımında gerçekleştirilmiştir.

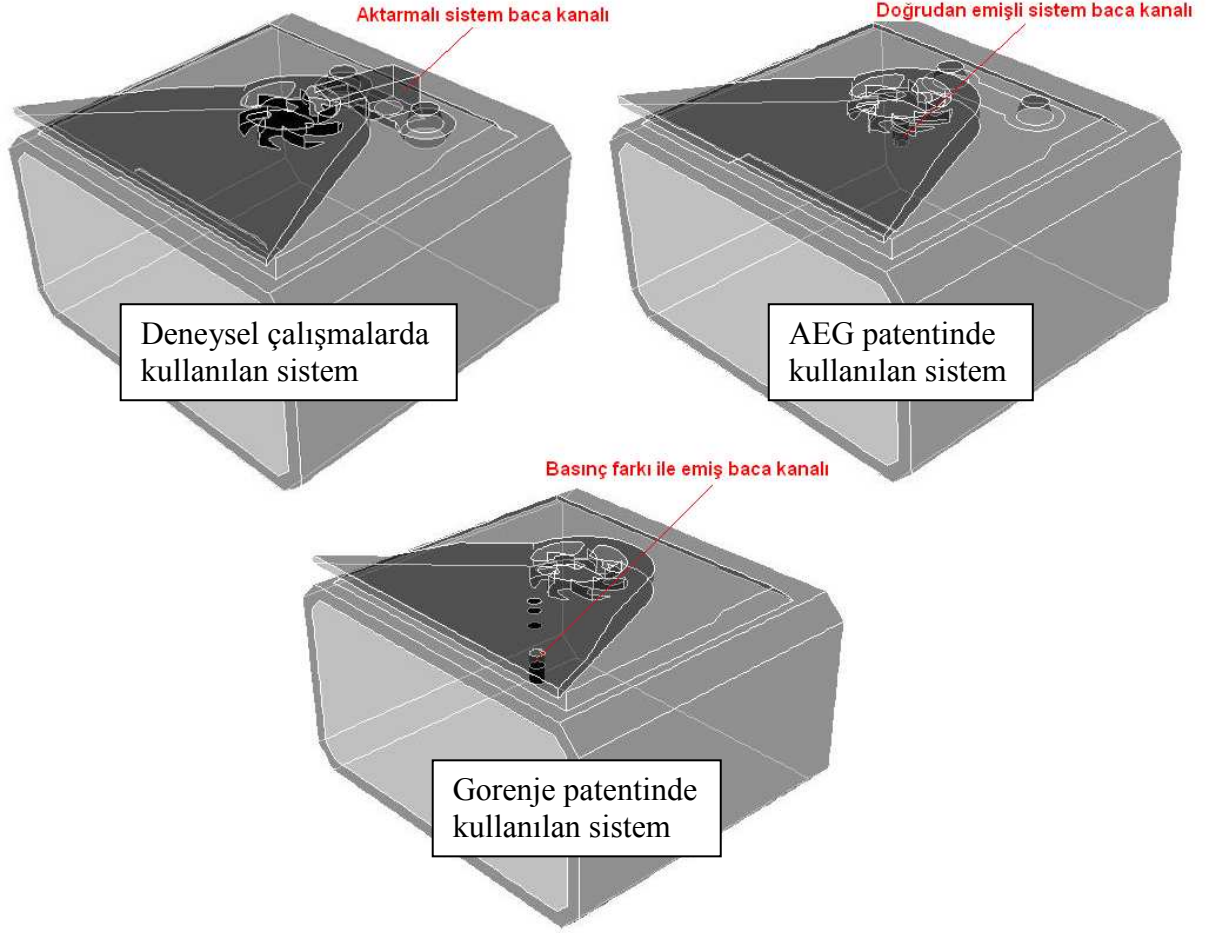
Modelleme çalışmaları, deneysel çalışmalarda da kullanılacak olan kapalı bir hacimde gerçekleştirilmiştir. Modelde ısıtılan bir kabin, kabini saran izolasyon, kabin havalandırma kanalı, havalandırma fanı, baca kanalları, kabin kapısı ile 2 adet kapı camı ve kabinin yerleştirildiği deney istasyonu duvarları bulunmaktadır.



Şekil 3.1 Kabinin deney istasyonu içerisindeki yerleşimi

Bu tez çalışmasında amaç ısıtılan bir kabinden sıcak havanın uzaklaştırılması için kullanılan tahliye sistemlerinin incelenmesi olduğundan; kabin etrafını saran ısıtıcılar modellenmeyip, kabin duvarlarında sıcaklık değerleri ve duvarların kabin içi havası ile duvarlar arasındaki ısı taşınımı tanımlanmıştır. Böylece bu bölge sayısal ağı dahil edilmeyip; zamandan tasarruf sağlanmıştır.

Gerçekleştirilen patent araştırması çalışmaları sonucunda 3 farklı tahliye yöntemi belirlenmiştir.



Şekil 3.2 Farklı emiş yöntemlerine sahip tahliye sistemlerinin geometrik modelleri

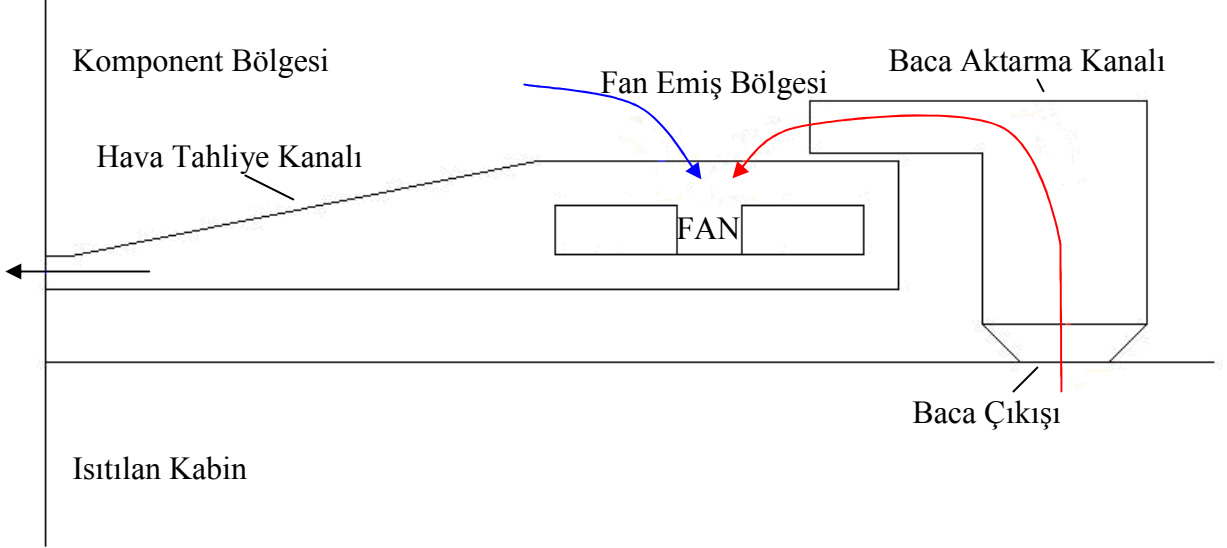
Deneysel çalışmalarda kullanılacak olan ısıtılan kabinin modellendiği aktarma kanallı sistemde ısıtılan kabindeki baca çıkışı havalandırma fanının arka bölgesinde bulunmaktadır. Bir kanal yardımıyla baca çıkışı fanın emiş bölgesine bağlanmaktadır. AEG firmasına ait EP1050718 numaralı patent başvurusunda bahsedilen sıcak hava tahliye sisteminin modellendiği doğrudan emişli sistemde baca delik merkezi fanın dönüş orijini ile aynı eksendedir. Gorenje firmasına ait EP1555487 numaralı patent başvurusunda bahsedilen sistemin modellendiği basınç farkı ile emiş yapan tahliye sisteminde ise baca çıkışı havalandırma fanının basma bölgesinde bulunmaktadır.

3.1 Tahliye Yöntemlerinin Özellikleri

Bu bölümde, patent araştırması sonucunda belirlenen ve analiz edilecek olan tahliye yöntemleri şematik resimlerle tanımlanacaktır. Sistemlerin temel olarak birbirinden farkı, ısıtılan kabini tahliye kanalına bağlayan baca kanalından sıcak havanın emilme yöntemidir.

3.1.1 Aktarma Kanallı Tahliye Sistemi Modeli

Aktarma kanallı tahliye sistemi, deneysel çalışmalarda kullanılacak olarak pişirici cihazda kullanılan sistemdir. Modellenen aktarma kanallı tahliye sisteminde kullanılan havalandırma fanı radyal tip olup; bir adet emiş bölgesi bulunmaktadır. Isıtılan kabindeki baca çıkışı, bir kanal yardımıyla fanın emiş bölgesine bağlanmaktadır. Böylece tek emiş bölgesi ile hem komponent bölgesinden hem de pişirme haznesinden emiş yapılmaktadır (Şekil 3.3).

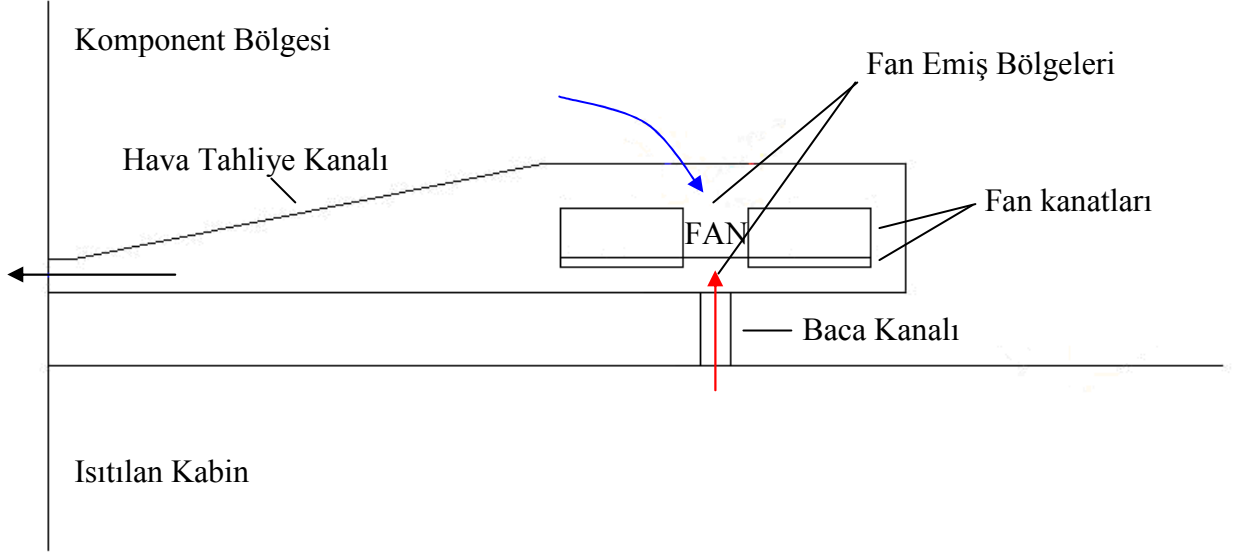


Şekil 3.3 Aktarma kanallı sistem şematik resmi

Bu sistemin avantajı basit olması ve ısıtılan kabindeki baca çıkışının konumu için herhangi bir kısıt gerektirmemesidir. Baca çıkışı herhangi bir bölgeden fanın emiş ağzına yönlendirilebilmektedir.

3.1.2 Doğrudan Emişli Tahliye Sistemi Modeli

Doğrudan emişli tahliye sistemi, AEG firmasına ait EP1050718 numaralı patentte kullanılan sistemdir. Doğrudan emişli tahliye sisteminde ısıtılan kabindeki baca çıkışı, fanın dönme eksenini ile aynı doğrultudadır. Bacadan emiş yapabilmek amacıyla, fanın alt yüzeyine de kanatlar yerleştirilmiştir. Böylece fan dönmeye başladığında hem komponent bölgesinden, hem de bacadan emiş yapmaktadır.

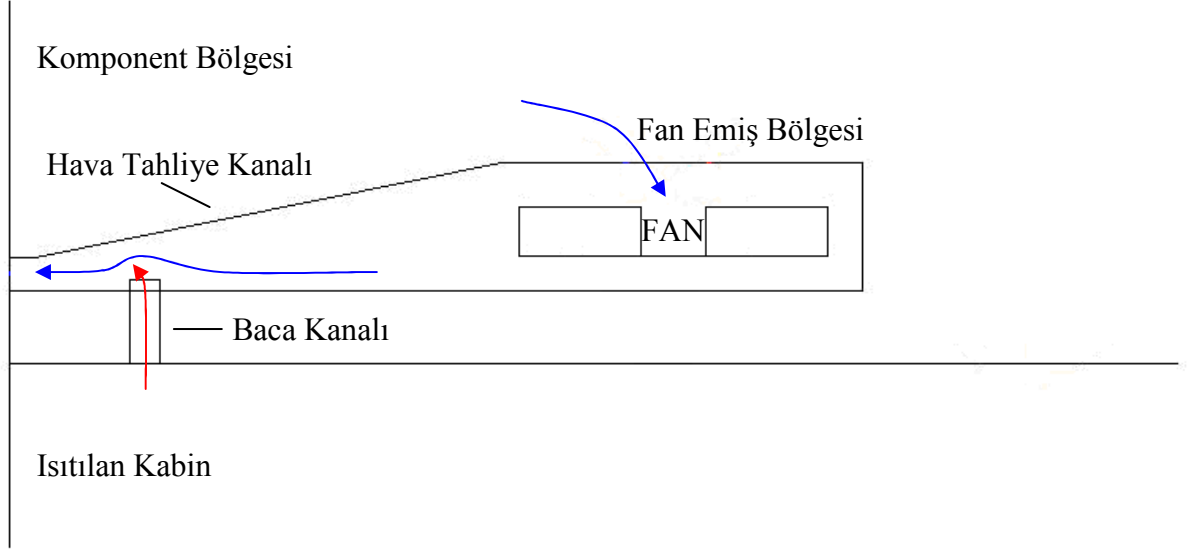


Şekil 3.4 Doğrudan emişli tahliye sistemi şematik resmi

Bu tip hava tahliye sistemlerindeki en önemli eleman radyal fan'dır. Fan, iki tarafından da emiş yapabilecek şekilde tasarlanmalıdır. Bu amaçla fanın iki tarafında da kanatlar bulunmaktadır. Kanat yükseklikleri, emilecek hava miktarının belirlenmesinde önemli rol oynamaktadır. Isıtılan kabinden emilen sıcak hava miktarının komponent bölgesinden emilen hava miktarına göre daha az olması isteneceğinden; baca tarafındaki kanat yüksekliği komponent bölgesi tarafındaki kanat yüksekliğine göre daha küçüktür.

3.1.3 Basınç Farkı İle Emiş Yapan Tahliye Sistemi Modeli

Basınç farkı ile emiş yapan tahliye sistemi, Gorenje firmasına ait EP1555487 numaralı patentte bahsedilen sistemdir. Basınç farkı ile emiş yapan tahliye sisteminde amaç venturi etkisinden faydalanarak ısıtılan kabinden tahliye kanalına doğru hava akışı oluşturmaktır. Venturi etkisi, bir akışkanın kanalın dar bir kesitinden geçmesi durumunda basıncının düşmesidir. Bu etki, baca kanalının tahliye kanalına açıldığı bölgede oluşturulup; ısıtılan kabindeki sıcak havanın tahliye kanalına hareketi sağlanmaktadır.

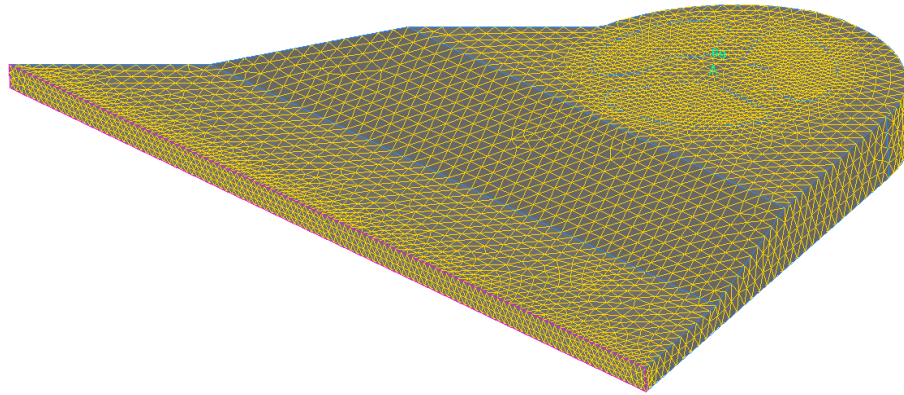


Şekil 3.5 Basınç farkı ile emiş yapan tahliye sistemi şematik resmi

Bu tip sistemlerde baca kanalı, tahliye kanalında fanın basma bölgesine açılmaktadır. Baca kanalı çıkışının tasarımı sistemin verimli çalışabilmesi açısından kritiktir. Bu bölgede yeterli basınç düşüşü sağlanamadığında baca kanalından ısıtılan kabine doğru ters akış oluşabilmektedir. Emişin kontrolünün zorluğu sistemin en önemli dezavantajıdır.

3.2 Sayısal Çözüm Ağının Oluşturulması

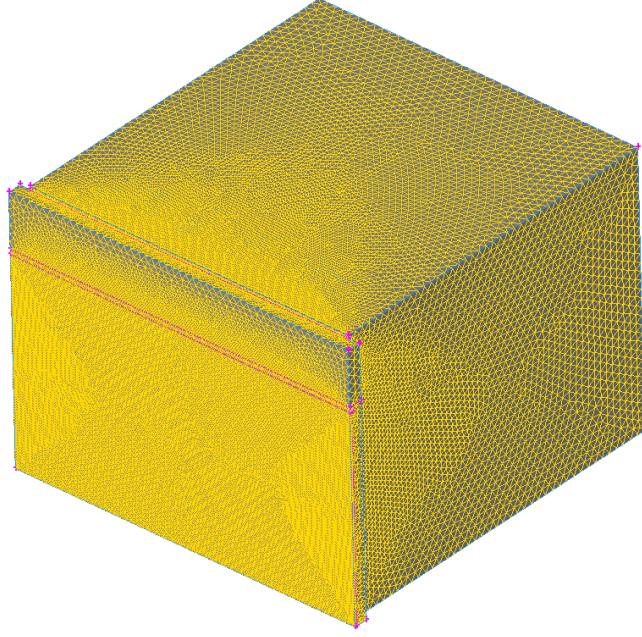
Sayısal çözüm ağını oluşturmak için GAMBIT 2.3.16 yazılımı kullanılmıştır. Fan yüzeyleri, baca emiş deliği, fan emiş deliği, tahliye kanalı çıkışı gibi kritik yüzeylerde daha küçük boyutlu ve çok sayıda eleman; diğer bölgelerde ise sayısal elemanlar arası boyut dengesini bozmayacak şekilde daha büyük boyutlu ve az sayıda eleman oluşturulmuştur.



Şekil 3.6 Hava tahliye kanalında oluşturulan sayısal elemanlar

Modeller arasındaki geometrik farklar az olup, her bir modelde kullanılan sayısal eleman sayısı 1.6 milyon mertebesinde.

Kabinin bulunduğu ortam modellenmeyip; kabin, mobilya içine yerleştirilerek modellenmiştir. Bu durumda sisteme hava girişi mobilyadaki ve kabin kapağı alt kısmındaki açıklıklardan olmaktadır. Sistemden hava çıkışı ise kapak üstündeki boşluktan olmaktadır.



Şekil 3.7 Sayısal modelin genel görünümü

Kararlı rejimde yapılan çözümlemelerde dönen elemanların bulunduğu sistemler için “Multiple Reference Frame (MRF)” metodunun tavsiye edilmesi sebebiyle, fanın dönüşü bu metod kullanılarak modellenmiştir. Bu metodda, fan yüzeyleri yerine fanı içine alan silindirik bir hacim döndürülmektedir.

Analiz edilen modeldeki akışın büyük kısmının dönmediği durumlar için Fluent yazılımı mutlak hız formülasyonunu önermektedir. Bu formülasyonun kullandığı ana denklemler şöyledir:

Kütlenin korunumu:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.1)$$

Momentumun korunumu:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}_r) + \nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}_r) + \rho (\vec{\omega} \times \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau}_r + \vec{F} \quad (3.2)$$

Enerjinin korunumu:

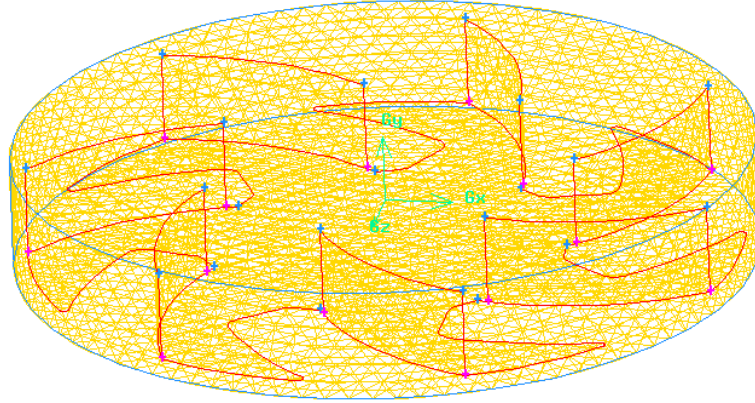
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\rho \vec{v}_r H + p \vec{u}_r) = \nabla \cdot (k \nabla T + \vec{\tau} \cdot \vec{v}) + S_h \quad (3.3)$$

Korunum denklemlerinde $\bar{\tau}_r$ viskoz gerilmeyi, E iç enerjiyi, H ise toplam entalpiyi sembolize etmektedir. Bu değişkenler şu formüller ile tanımlanır:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2}(v^2 - u^2) \quad (3.4)$$

$$H = E + \frac{p}{\rho} \quad (3.5)$$

Tez çalışmasında modellenen sistemlerde de akışın büyük kısmı dönmediğinden, mutlak hız formülasyonu ile MRF metodu kullanılmıştır.



Şekil 3.8 Dönen hacimde ve fanda oluşturulan sayısal elemanlar

Fanın dönmesinin modellenmesi amacıyla MRF metodu seçildiğinden, GAMBIT programında fanın etrafında dönen bir hacim tanımlanmıştır (Şekil 3.8).

3.3 Sistem Sınır Koşullarının Belirlenmesi

Modelleri oluşturulan sayısal çözüm ağlarının Fluent hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yazılımında çözümlenebilmesi amacıyla sistemlerin sınır koşullarının belirlenmesi gerekmektedir. Sistem sınır koşullarının belirlenmesi ve oluşturulan sayısal modelin validasyonu amacıyla pişirici cihazda deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

3.3.1 Deney Düzeneği ve Ekipmanlar

Deneysel çalışmalar ev tipi elektrikli ankastre pişirici prototipinde gerçekleştirilmiştir. Pişiricide grill, alt, üst ve turbo ısıtıcılar bulunmaktadır. Pişirici elektro-turbo, turbo, turbo+üst, turbo+alt, statik ve grill modlarında çalışmaktadır.



Şekil 3.9 Deneylerde kullanılan pişirici

Turbo çalışma modunda turbo fan ile birlikte turbo ısıtıcı çalıştırılmaktadır. Statik çalışma modunda ise turbo fan çalışmayıp; alt ve üst ısıtıcılar çalıştırılmaktadır. Alt ve üst ısıtıcılar ile birlikte turbo fanın da çalıştırıldığı çalışma modu ise elektro-turbo olarak adlandırılmaktadır. Pişiricideki sıcaklık dağılımının belirlenmesi için yapılacak olan ısınma deneyleri, hazne üstünde bulunan grillin çalıştırıldığı büyük-grill çalışma modunda gerçekleştirilecektir.



Şekil 3.10 Pişirici havalandırma sisteminin üstten görünüşü

Şekil 3.10’da görüldüğü gibi deneysel çalışmalarda kullanılan pişirici cihazın havalandırma sistemi, pişirme haznesinden aktarmalı baca yöntemiyle emiş yapmaktadır. Bu yüzden validasyon çalışmaları aktarmalı baca sistemi kullanılan modelde gerçekleştirilecektir.

Pişirici havalandırma sisteminde radyal fan kullanılmaktadır. Kullanılan fanın çapı 120 mm olup, kanat yüksekliği 15 mm’dir. Havalandırma sisteminde kullanılan fan motoru 11 W gücündedir.

Pişirici şasisi etrafına izolasyon amacıyla iğneli cam yünü sarılıdır. İzolasyon kalınlığı 25 mm’dir. Pişirici kapağı iki camlıdır. Camlar arası mesafe 28 mm’dir. Kapak çerçevesinin iki yanında delikler bulunmaktadır. Kapak altı tamamen açıktır. Pişirici yan duvarlarında ön üst kısımlarda ve üst duvarda sağ tarafta hava girişi için delikler bulunmaktadır (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 Pişirici duvar delikleri

Deneysel çalışmalar, pişiricinin mutfak mobilyasını temsil eden bir kabine yerleştirildiği deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Kabin duvarlarındaki ısı çiftleri yardımıyla sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Deney süresince güç, gerilim, enerji tüketimi, sıcaklık gibi veriler datalogger yardımıyla bilgisayarda kaydedilmiştir.

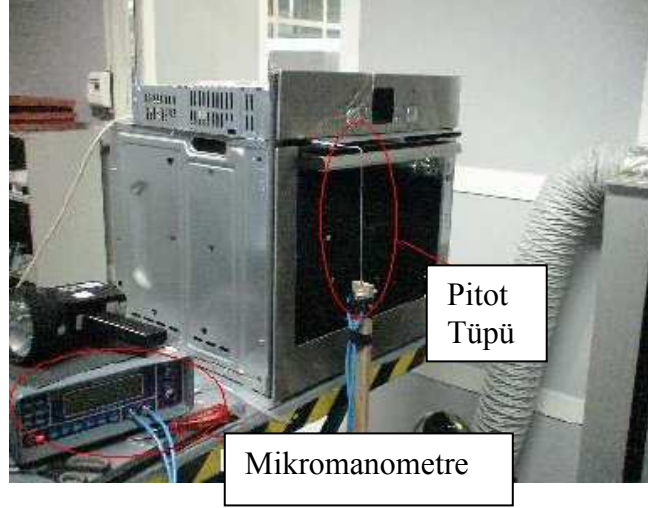


Şekil 3.12 Isınma deney düzeneğinin görünüşü

Pişirici havalandırma sisteminde kullanılan fanın devri bir stroboskop aleti yardımıyla ölçülmüştür. Stroboskop, düzenli ve kısa çakışlarla kuvvetli ışık veren bir alettir. Bir cisim herhangi bir devirde dönerken stroboskop’un çakma frekansı değiştirilerek, cisim duruyormuş

gibi gözüktüğündeki frekans belirlenir. Bu durumda cismin dönme frekansı ve stroboskop'un çakma frekansı birbirine eşittir. Frekanslar birbirine eşitlendiğinde, stroboskop göstergesinden cismin devir sayısı okunmaktadır.

Havalandırma kanalı çıkışındaki hava hızı, bir pitot tüpü yardımıyla ölçülmüştür. Mikromanometre yardımıyla kaydedilen hız değerleri kullanılarak havalandırma kanalı çıkış debisi hesaplanmıştır.



Şekil 3.13 Hız ölçümü deney düzeneği

Havalandırma kanalı çıkışına uygun boyutlarda dörtgen kesitli bir kanal prototipi oluşturulup, havalandırma kanal çıkışına bağlanmıştır. Hız ölçümü, bu kanal çıkışında gerçekleştirilmiştir. Böylece tutamak sebebiyle pitot tüpünün havalandırma kanalı çıkışına yerleştirilememesi sorunu aşılmıştır.

3.3.2 Deneysel Çalışmalar

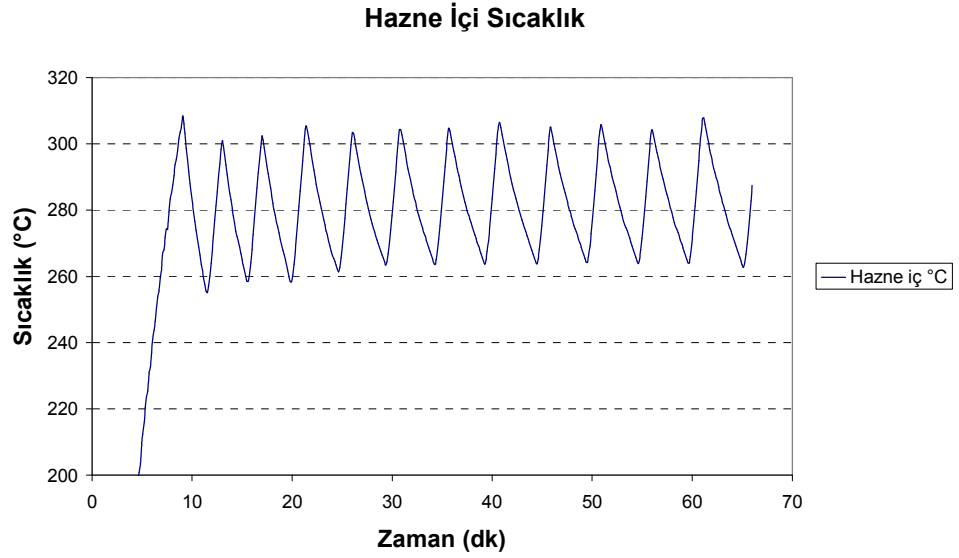
Sistem sınır koşullarının belirlenmesi ve oluşturulan sayısal modelin validasyonu amacıyla bir takım deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Deneysel olarak belirlenmesi gereken sınır koşulları pişirme haznesi ortalama sıcaklığı ve havalandırma fanı devri olarak belirlenmiştir. Ayrıca pişirici camları yüzey sıcaklık ölçümü yapılarak, cam ile bulunduğu ortam havası arasındaki taşınım ile ısı transferi katsayısı hesaplanacaktır. Bu amaçla pişiricide gerçekleştirilecek deneyler şunlardır:

- Isınma deneyi: Pişirici sıcaklık dağılımının belirlenebilmesi amacıyla pişirme haznesi içi, komponent bölgesi, havalandırma kanalı giriş-çıkışı, kapak iç ve dış cam yüzeyleri gibi bölgelerden ısı çiftleri yardımıyla sıcaklık ölçümü yapılır. Deney süresi 1 saat olup; deney sonunda mobilya duvar sıcaklıkları ölçülür.

- Tahliye kanalı çıkışı hava hız ölçümü deneyi: Pitot tüpü yardımıyla hava hız ölçümü yapılır. Pitot tüpünün doğru ölçüm yapabilmesi için akış ile aynı doğrultuda olması gerekmektedir. Bu sebeple havalandırma kanalı çıkışına ek bir kanal bağlanarak, hava akışı düzeltilmektedir.
- Fan devir ölçümü: Stroboskop ile havalandırma fanının devri ölçülmektedir.

3.3.2.1 Isınma Deneyi

Pişirme haznesi ortalama sıcaklığının belirlenmesi amacıyla pişirici 1 saat boyunca çalıştırılmış ve pişirme haznesi sıcaklığındaki değişim bir ısı çifti (thermocouple) yardımıyla ölçülmüştür. Yapılan ölçümler bir datalogger aracılığıyla bilgisayarda kaydedilmiştir.



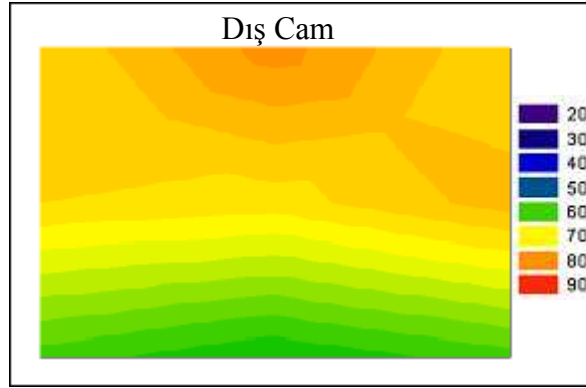
Şekil 3.14 Deney süresince pişirme haznesi sıcaklık değişimi

Şekil 3.14'te görüldüğü gibi deney süresince pişirme haznesi ortalama sıcaklığı 285 °C'dir. Cihaz 1 saat çalıştırıldıktan sonra dış cam yüzeyinden termometreye bağlı el probu yardımıyla sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Şekil 3.15'te dış cam sıcaklık ölçüm noktaları görülmektedir.



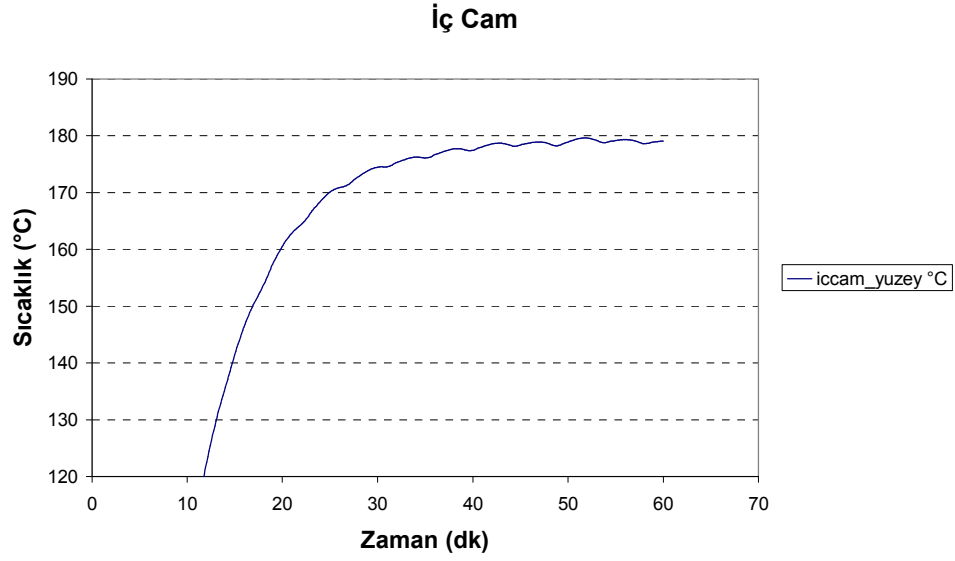
Şekil 3.15 Dış cam sıcaklık ölçüm noktaları

Şekil 3.15’te görülen noktalarda ölçülen sıcaklık değerleri yardımıyla dış cam yüzeyi sıcaklık dağılımı oluşturulmuştur. Şekil 3.16’da dış cam yüzey sıcaklık dağılımı görülmektedir.



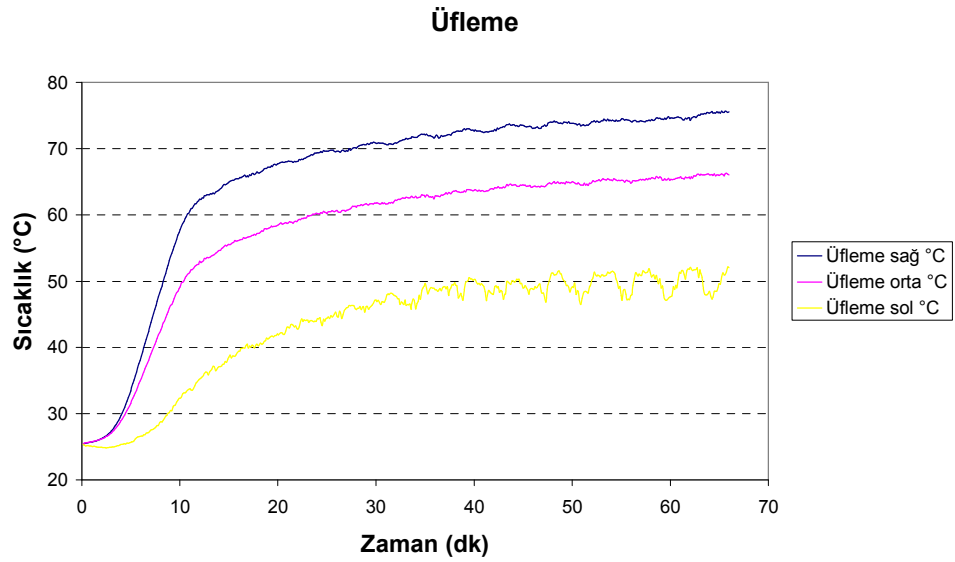
Şekil 3.16 Dış cam sıcaklık dağılımı

Dış cam yüzeyi ortalama sıcaklığı 70 °C olarak belirlenmiştir. Bu veri, sayısal model sınır koşulları oluşturulurken dış cam yüzeyi ile dış ortam havası arasında taşınım ile ısı transfer katsayısının hesaplanmasında kullanılacaktır. Şekil 3.17’te pişirici iç camı yüzey sıcaklığındaki değişim görülmektedir.



Şekil 3.17 Pişirici iç camı yüzey sıcaklığındaki değişim

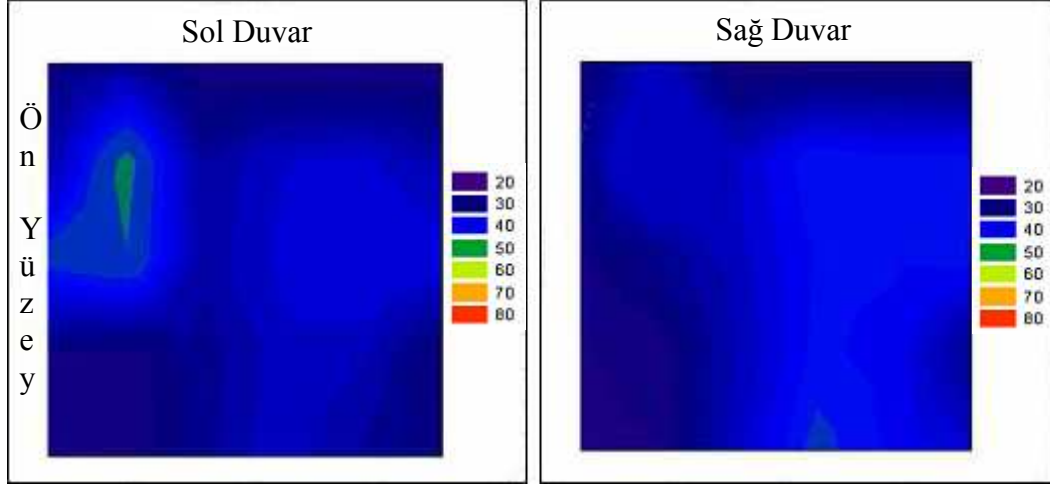
İç cam yüzey sıcaklığının 180 °C'ye ulaştığı görülmektedir. Bu veri, sayısal model sınır koşulları oluşturulurken iç cam yüzeyi ile pişirme haznesi arasında taşınım ile ısı transfer katsayısının hesaplanmasında kullanılacaktır. Şekil 3.18'de havalandırma kanalı çıkışındaki sıcaklık değişimi görülmektedir.



Şekil 3.18 Havalandırma kanalı çıkışı sıcaklık değişimi

Sağ-sol-orta olmak üzere 3 noktada sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Amaç, kanal çıkışındaki hava sıcaklık dağılımını tespit etmektir. Havanın sağ tarafta daha sıcak olduğu ve sıcaklığın 75 °C'ye ulaştığı görülmektedir.

Bir saatlik ısınma deneyi sonunda, deney istasyonunda bulunan her biri 12 ısıtıcı çift bağli 12 adet soketten (6 sağ duvar 6 sol duvar) yan duvar sıcaklık ölçümü yapılmıştır. şekil 3.19’da mobilya yan duvar sıcaklık dağılımları verilmiştir.

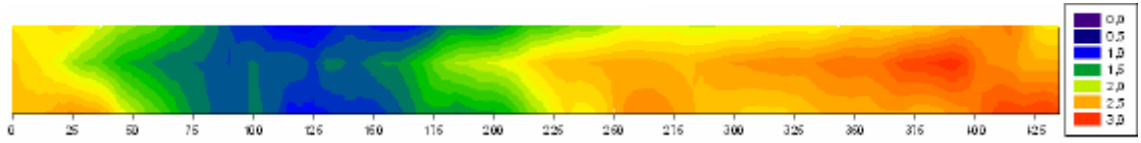


şekil 3.19 Mobilya yan duvarları sıcaklık dağılımı

Mobilya duvar sıcaklığının 40 °C civarında olduğu; sol duvarda ön tarafa yakın bölgede sıcaklığın 48 °C’ye ulaştığı görölmektedir.

3.3.2.2 Hız Ölçümü Deneyleri

Hız ölçümü deneyinde amaç pişirici havalandırmasından ortama basılan hava debisinin tespit edilmesidir. Debinin hesaplanabilmesi amacıyla, havalandırma çıkışına 435x15 mm boyutlarında çıkış kesatine sahip bir kanal yerleştirilmiştir. Bu kanal çıkışında hız ölçümü yapılmıştır. Ölçümler pitot tüpü yardımıyla yapılıp, mikro-manometre ile hız değerleri kaydedilmiştir. Kanal çıkışındaki hız dağılımı şekil 3.20’de görölmektedir.



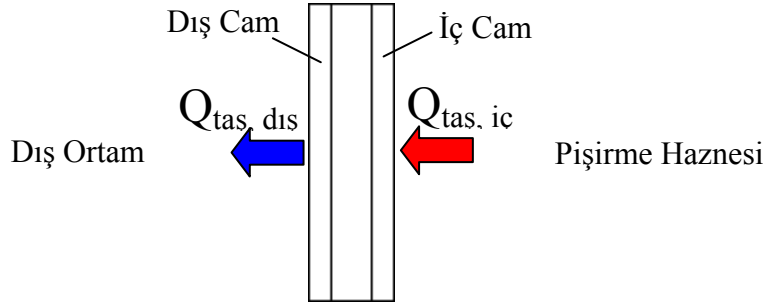
şekil 3.20 Havalandırma kanalı çıkışı hız dağılımı

Sağ tarafta hızın daha yüksek olduğu görölmektedir. Radyal fan akış yapısı ve fanın dönüş yönü dikkate alındığında, bu beklenen bir sonuçtur. Okunan en düşük hız değerı 0,9 m/s; en yüksek hız değerı ise 3 m/s’dir. En düşük hızların sol tarafa yakın bölgede olduğu görölmektedir. Hava hızının belirlenmesi ile havalandırma çıkış debisi 12,9 lt/s olarak hesaplanmıştır.

3.3.3 İç ve Dış Cam Taşınım İle Isı Transfer Katsayılarının Hesaplanması

Deneysel çalışmalarda kullanılan pişiricinin kapağı 2 camlıdır. Sayısal modelde çözümleme yapabilmek için camlar ile bulundukları ortam havası arasındaki taşınım ile ısı transfer katsayılarının hesaplanması gerekmektedir. Hesaplamalar, deneysel verilerden yola çıkılarak yapılmıştır.

Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği büyük-grill çalışma modunda pişirme haznesinde bulunan turbo fan çalışmadığından, doğal taşınım varsayımı yapılmıştır.



Şekil 3.21 İç ve dış cam taşınım ile ısı transferi

Camlar ile bulundukları ortamlar arasındaki ısı transferi dış akışta dikey levha kabulü yapılarak incelenmiştir. Bu durumda, öncelikle Rayleigh sayısı belirlenmeli ve laminardan türbülanslı akışa geçişin olup olmadığı irdelenmelidir.

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (3.6)$$

Laminer ile türbülanslı akış arasında geçiş bölgesinde $Ra = 10^9$ 'dur. $Ra < 10^9$ durumunda, levha üzerindeki akışın tamamı laminar karakterdedir. Bu şartın sağlandığı durum için ortalama Nu sayısı aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.67Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad Ra \leq 10^9 \quad (3.7)$$

Nu sayısı hesaplandıktan sonra, ortalama taşınım ile ısı transferi katsayısı hesaplanabilir.

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L \cdot k}{L} \quad (3.8)$$

Formüllerde kullanılan akışkan özellikleri $T_f \equiv (T_s + T_\infty)/2$ film sıcaklığı için seçilmelidir.

İç cam için yüzey sıcaklığı 453 °K (180 °C), pişirme haznesi hava sıcaklığı 558 °K (285 °C); bu değerlere bağlı olarak film sıcaklığı 505 °K'dir. 505 °K için tablolardan okunan değerler:

Çizelge 3.1 505 °K Sıcaklıkta havanın termofiziksel özellikleri

α	$56.7 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
ν	$38.79 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Pr	0.684
k	$40.7 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$

Dış cam için yüzey sıcaklığı 343 °K (70 °C), ortam sıcaklığı 297 °K (24 °C); bu değerlere bağlı olarak film sıcaklığı 320 °K'dir. 320 °K için tablolardan okunan değerler:

Çizelge 3.2 320 °K Sıcaklıkta havanın termofiziksel özellikleri

α	$25.46 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
ν	$17.9 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Pr	0.7
k	$27.8 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$

(3.6) eşitliği yardımıyla iç cam tarafında Ra sayısı 1.28×10^7 bulunmuştur. Bu değer 10^9 'dan küçük olduğundan, akışın tamamı laminierdir. Buna bağlı olarak (3.7) eşitliği kullanılarak Nu sayısı 31.3 ve (3.8) eşitliğinden taşınım ile ısı transfer katsayısı $\bar{h}_{iç} = 5.31 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$ olarak hesaplanmıştır.

Dış cam tarafında Ra sayısı 1.22×10^8 olup; akış laminier formdadır. Buna bağlı olarak Nu sayısı 54.6 ve taşınım ile ısı transfer katsayısı $\bar{h}_{dış} = 4.46 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$ olarak hesaplanmıştır.

3.3.4 Belirlenen Sınır Koşulları

Gerçekleştirilen deneysel ve teorik çalışmalar sonucu sayısal model için sınır koşulları belirlenmiştir.

Çizelge 3.3 Sayısal model sınır koşulları

Piştirme haznesi sıcaklığı	558 °K (285 °C)
Dış ortam sıcaklığı	297 °K (24 °C)
Piştirme haznesi duvarları ile hazne ortamı arası taşınım ile ısı transfer katsayısı	15 W/m ² K
Piştirici kapağı iç camı ile piştirme haznesi ortamı arası taşınım ile ısı transfer katsayısı	5.31 W/m ² K
Piştirici kapağı dış camı ile dış ortam arası taşınım ile ısı transfer katsayısı	4.46 W/m ² K
Havalandırma fanı dönme devri	1400 d/d

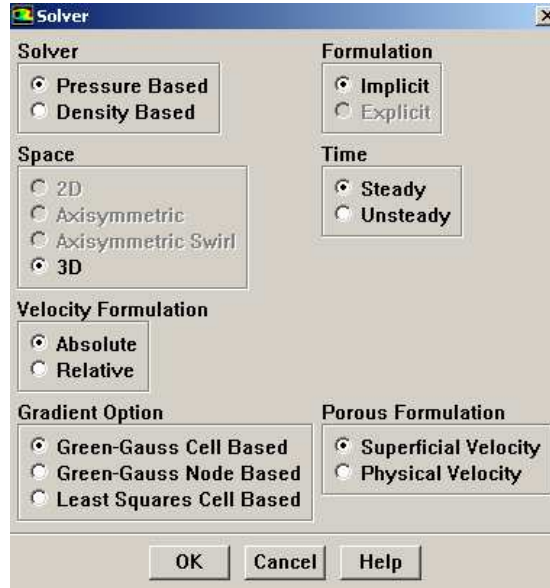
Deneysel çalışmalar sonucunda ısıtılan kabin ve dış ortam sıcaklıkları belirlenmiştir. Kabin kapak camları ile bulundukları ortamlar arasında taşınım ile ısı transfer katsayıları, deneysel veriler yardımıyla hesaplanmıştır. Kabin duvarları ile hazne ortamı arasındaki taşınım ile ısı transfer katsayısı, M.Sakin vd (2009) tarafından yapılan çalışmalardan yola çıkılarak 15 W/m²K alınmıştır. Havalandırma fanı devri ise stroboskop ile 1400 d/d olarak ölçülmüştür.

4 ANALİZ ÇALIŞMALARI

Bu bölümde, patent araştırması sonuçlarından yola çıkılarak sayısal modeli oluşturulan 3 farklı tahliye sisteminin analizi gerçekleştirilip; sistemler birbiriyle karşılaştırmalı olarak incelenecektir. Çalışmalar öncelikle oluşturulan sayısal modelin validasyonu ile başlayacaktır. Validasyon çalışması aktarma kanallı tahliye sistemine sahip model üzerinde gerçekleştirilecektir. Validasyon çalışmasından sonraki aşamada diğer iki tahliye sisteminin analiz çalışmaları gerçekleştirilip; analizlere ait çıktılar karşılaştırmalı olarak incelenecektir.

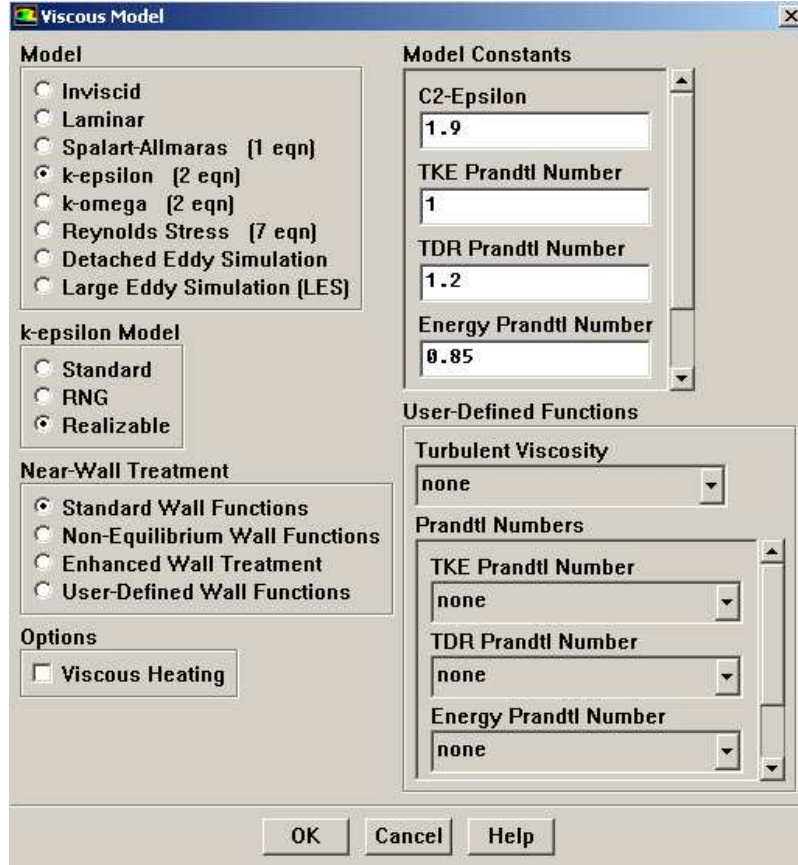
4.1 Sayısal Model

Sayısal model yaklaşık 1.6 milyon elemanlıdır. Kararsız durumda çözüm süresinin çok uzun olması ve sistemin kararlı durumda çözüme uygun olması sebebiyle, sayısal çözüm kararlı durumda gerçekleştirilecektir. Fluent yazılımında oluşturulan çözücü ayarları Şekil 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4.1 Fluent çözücü ayarları

Çözücü basınç bazlı olup; sistemde dönmeyen akışın baskın olması sebebiyle mutlak hız formülasyonu kullanılmaktadır.



Şekil 4.2 Viskoz model ayarları

Türbülans modeli olarak realizable k- ϵ kullanılmıştır. Model ayarları Şekil 4.2’de görülmektedir.

4.2 Sayısal Modelin Validasyonu

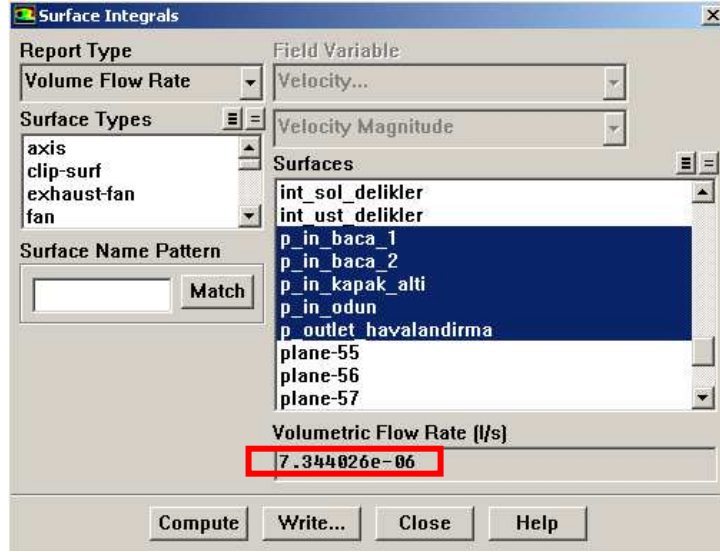
Deneysel çalışmalarda kullanılan pişirici cihaza ait hava tahliye sistemi, pişirme haznesinden aktarma kanalı yoluyla emiş yapmaktadır. Bu yüzden validasyon çalışmaları, aktarma kanallı tahliye sistemine sahip ısıtılan kabine ait sayısal modelin analiz çıktıları üzerinden gerçekleştirilecektir.

Sayısal modeldeki analiz çalışmaları akış ve enerji analizi olarak iki bölümde incelenecektir. Akış analizinde sisteme giren ve çıkan hava debileri ve tahliye kanalı çıkışındaki hız dağılımı incelenecektir. Enerji analizinde ise tahliye kanalı çıkış sıcaklıkları, kabin kapağı cam yüzey sıcaklığı, mobilya duvarı yüzey sıcaklığı gibi parametreler incelenecektir.

4.2.1 Akış Analizi

Akış analizinde tahliye kanalı çıkışındaki hız dağılımı deneysel veriler ile karşılaştırılacaktır. Ayrıca sisteme giren ve sistemden çıkan hava debilerinin tutarlılığı irdelenecektir.

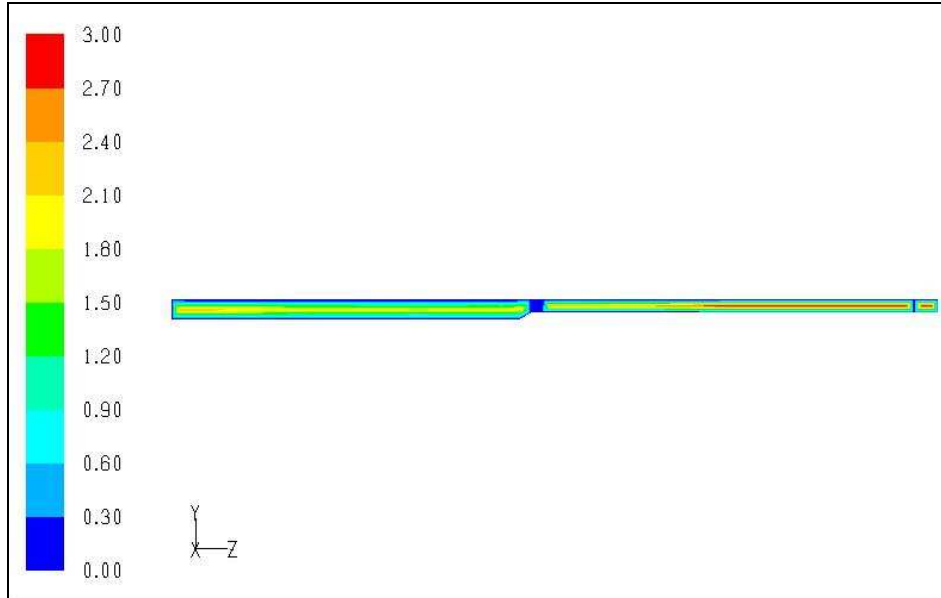
İlk olarak, sistem giriş ve çıkışlarındaki hava debileri hesaplanıp toplanarak kütlelel denge incelenmiştir.



Şekil 4.3 Sistem giriş-çıkışlarındaki hava debileri toplamı

Şekil 4.3'te görüldüğü gibi, sistem giriş çıkışlarındaki debilerin toplamı sıfıra yakındır. Bu da akışın oturduğunu ve kütlelel dengenin korunduğunu göstermektedir.

Tahliye kanalı çıkışında elde edilen hız profili Şekil 4.4'te görülmektedir.



Şekil 4.4 Tahliye kanalı çıkışı hız profili – analiz

Radyal fanın akış yapısı sebebiyle havalandırma kanalı çıkışında sağ tarafta hava hızının daha yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 3.20'deki deneysel ölçüm sonucuyla karşılaştırıldığında hız dağılımının benzerliği göze çarpmaktadır. Çizelge 4.1'de akış analiz sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Çizelge 4.1 Akış analiz sonucunun deneysel veriler ile karşılaştırılması

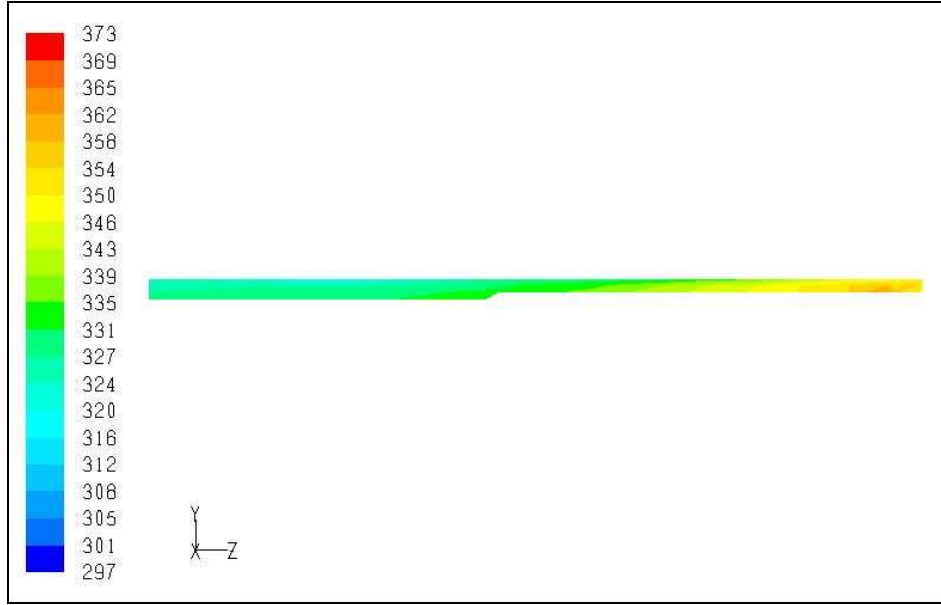
	Deneysel	Sayısal Çözüm	Hata Oranı
Maksimum Hız (m/s)	3	3.8	% 26.7
Ortalama Hız (m/s)	2	2.5	% 25
Debi (l/s)	12.9	9.6	% 25.6

Maksimum hız 3.8 m/s olup; 3 m/s olan deneysel ölçüme göre %26.7'lik bir hata oranı bulunmaktadır. Ortalama hız deneysel ölçümlerde yaklaşık 2 m/s, sayısal analizde ise 2.5 m/s olarak hesaplanmıştır. Ortalama hızdaki hata oranı %25'tir. Tahliye kanalı çıkış debisindeki hata oranı ise % 25.6 olarak hesaplanmıştır.

Deneysel veriler ile analiz sonuçlarındaki hata oranının % 25 civarında olduğu görülmektedir. Bu değer Verboven vd. (1999) tarafından endüstriyel pişiricide yapılan çalışmada hesaplanan ortalama % 22'lik hata oranına yakındır. Sayısal ağdaki eleman sayısının arttırılması ile bu oranın düşürülebileceği belirtilmiştir. Kanal çıkışındaki hız dağılımının da deneysel ölçümlerle benzerlik göstermesi, sayısal modelin farklı sistemlerin incelenmesinde akış yönünden sağlıklı sonuçlar vereceğini göstermektedir.

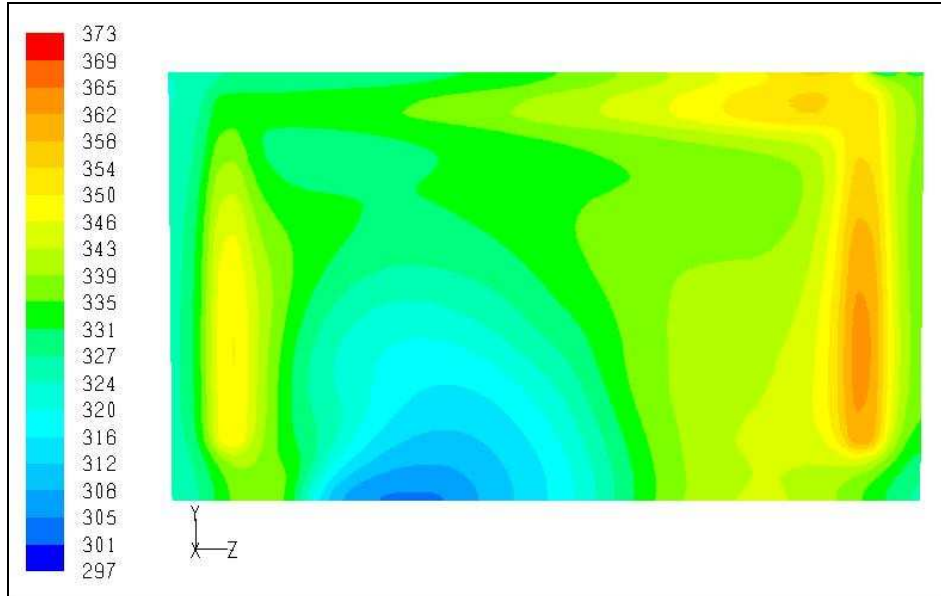
4.2.2 Enerji Analizi

Enerji analizinde kapak cam sıcaklıkları, tahliye kanalı çıkışındaki hava sıcaklığı, mobilya duvarı yüzey sıcaklıkları gibi veriler deneysel sonuçlar ile karşılaştırılacaktır. Sonuçların tutarlılığı irdelenip, alternatif modellerin karşılaştırılması için sağlıklı olup olmadığı ortaya konacaktır.



Şekil 4.5 Tahliye kanalı çıkış kesiti hava sıcaklık dağılımı – analiz

Tahliye kanalı çıkışındaki hava sıcaklık dağılımı incelendiğinde (Şekil 4.5), deneysel verilere benzer bir şekilde sağ tarafta sıcaklığın daha yüksek olduğu görülmektedir. Deneysel çalışmada 50 – 75 °C olarak belirlenen sıcaklık aralığı, sayısal analizde 47 – 88 °C'dir. Kesitteki ortalama sıcaklık ise deneysel olarak 62 °C olarak ölçülmüştür. Ortalama sıcaklık sayısal analizde 61 °C'dir. Bu sonuç, üflemede gerçeğe yakın bir sıcaklık dağılımının elde edildiğini göstermektedir.

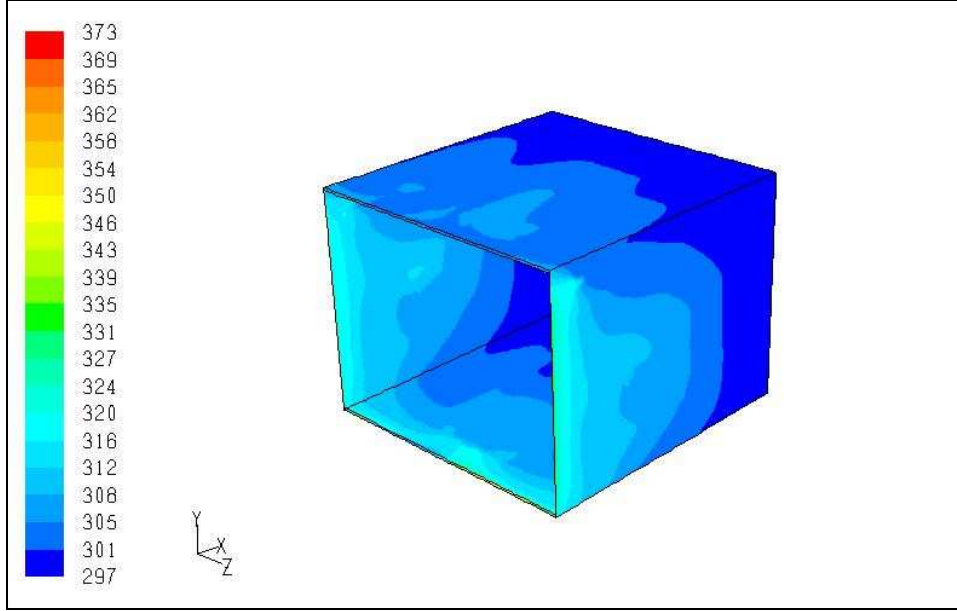


Şekil 4.6 Sayısal model dış cam sıcaklık dağılımı

Şekil 4.6'da dış cam sıcaklık dağılımı görülmektedir. Deneysel olarak 79 °C olarak ölçülen maksimum sıcaklık, sayısal analizde 90 °C olarak hesaplanmıştır. Cam yüzeyindeki ortalama sıcaklık ise deneysel olarak 70 °C, sayısal analizde 62 °C olarak hesaplanmıştır.

İç cam yüzeyi sıcaklığı deneysel çalışmada 180 °C'ye ulaşmıştır. Sayısal analizde iç cam yüzeyi sıcaklığı ortalama 201 °C olarak hesaplanmıştır.

Mobilya yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 4.7'deki gibidir.



Şekil 4.7 Sayısal model mobilya yüzeyi sıcaklık dağılımı

Mobilya yüzey sıcaklığı deneysel çalışmada 26 – 48 °C aralığında değişmektedir. Sayısal analizde ise mobilya yüzey sıcaklığı 27 – 51 °C arasında değişmektedir. Sıcaklığın ön yüzeye yaklaşıldıkça arttığı görülmektedir. Deneysel ölçümlere (Şekil 3.19) göre sıcaklık dağılımı farklılık gösterse de, maksimum sıcaklık noktalarının iki durumda da ön yüzeye yakın bölgede olması ve sıcaklık değerlerinin birbirine yakın olması sebebiyle sayısal modelin gerçeğe yakın bir sonuç verdiği söylenebilir.

Çizelge 4.2 Enerji analiz sonucunun deneysel veriler ile karşılaştırılması

	Deneysel	Sayısal Çözüm	ΔT
Üfleme maksimum (°C)	75	88	13
Üfleme ortalama (°C)	62	61	1
Dış cam maksimum (°C)	79	90	11
Dış cam ortalama (°C)	70	62	8
İç cam ortalama (°C)	180	201	21
Mobilya maksimum (°C)	48	51	3

Enerji analizi sonucunda hesaplanan sıcaklık değerleri ile deneysel veriler arasındaki fark Çizelge 4.2’de verilmiştir. Özellikle üfleme hava sıcaklığında ve mobilya maksimum sıcaklığında sayısal çözüm ile deneysel verilerin birbirine çok yakın olduğu görülmektedir (1, 3 °C). En yüksek sıcaklık farkı iç cam ortalama sıcaklığındadır. Bu farkın oluşmasında, sayısal model hazırlanırken yapılan varsayımlar etkilidir. Bunun yanında, sıcaklık değerleri karşılaştırılırken deneysel çalışmalarda belirli sayıdaki noktadan alınan değerlere karşın, sayısal analizde tüm yüzeydeki sıcaklık değerlerinin kullanıldığı unutulmamalıdır. Bu sebeple yüzeylerdeki sıcaklık dağılımları ve ortalama sıcaklıkların karşılaştırılması daha uygun olacaktır. Tahliye sistemlerinin karşılaştırılmasında kritik olan bölgelerde deneysel veriler ile sayısal analiz arasındaki farkların üflemede 1 °C, dış cam yüzeyinde 8 °C, mobilyada 3 °C gibi küçük değerler olması sebebiyle oluşturulan sayısal modelin alternatif sistemlerin karşılaştırılması için uygun olduğu söylenebilir.

4.3 Alternatif Sistemlerin Sayısal Analizi

Alternatif sistemler, aktarmalı baca sistemine alternatif olarak oluşturulan doğrudan emişli baca sistemi ve basınç farkı ile emiş yapan baca sisteminden oluşmaktadır. Oluşturulan farklı havalandırma sistemlerindeki hava akış yapısı ile sistem sıcaklık dağılımları incelenecek ve sistemler birbiriyle karşılaştırılacaktır.

4.3.1 Aktarma Kanallı Tahliye Sisteminin Sayısal Analizi

Bu bölümde, bölüm 4.2’de yapılan incelemelere ek olarak aktarmalı baca sisteminde gerçekleştirilen sayısal analiz çalışmaları daha ayrıntılı incelenecektir.

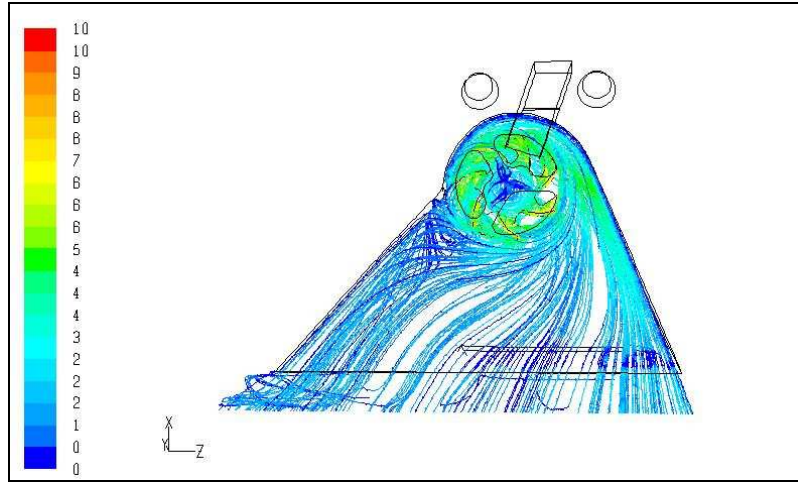
Sistemde hava geçiş bölgelerindeki debilerin belirlenmesi, hava hareketi hakkında bilgi sahibi olabilmek açısından önemlidir. Çizelge 4.3’te hava geçiş bölgelerindeki debiler verilmiştir.

Çizelge 4.3 Aktarmalı baca sistemi debi tablosu

	Debi (l/s)
Baca emiş	0.59
Komponent bölgesi emiş	8.91
Tahliye kanalı çıkış	9.60
Mobilya deliği emiş	9.02
Kabin sağ dış duvar delikleri	1.12
Kabin sol dış duvar delikleri	1.12
Kabin alt dış duvar delikleri	3.07
Kabin arka dış duvar delikleri	2.04
Kabin üst dış duvar delikleri	1.68

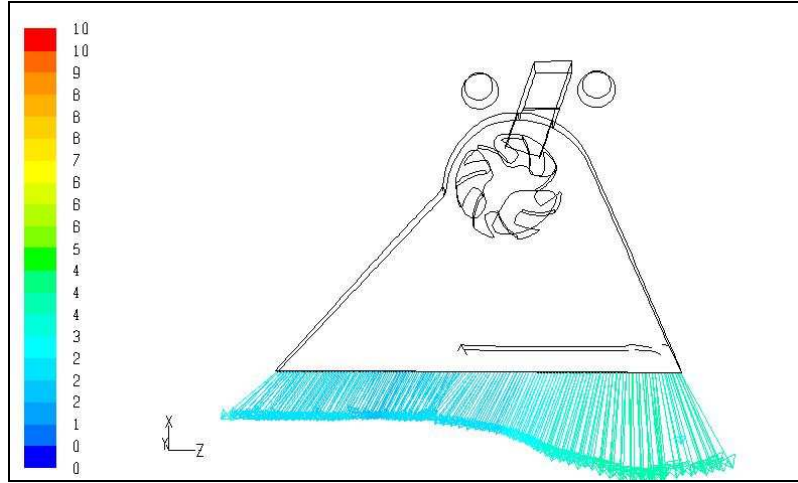
Kabin dış duvar deliklerinden geçen hava debilerine bakıldığında, en fazla emişin alt duvarda olduğu görülmektedir. Mobilya deliğinin alt duvarda olduğu düşünülürse bu beklenen bir durumdur. Kabin sağ – sol dış duvar emişi dengelidir.

Tahliye kanalı çıkışındaki hava hızı dağılımındaki dengesizliğin anlaşılabilmesi için kanal içerisindeki hava akışı incelenmelidir. Şekil 4.8’de tahliye kanalı içerisindeki hava akış çizgileri görülmektedir.



Şekil 4.8 Aktarmalı baca sistemi kanal içi akış

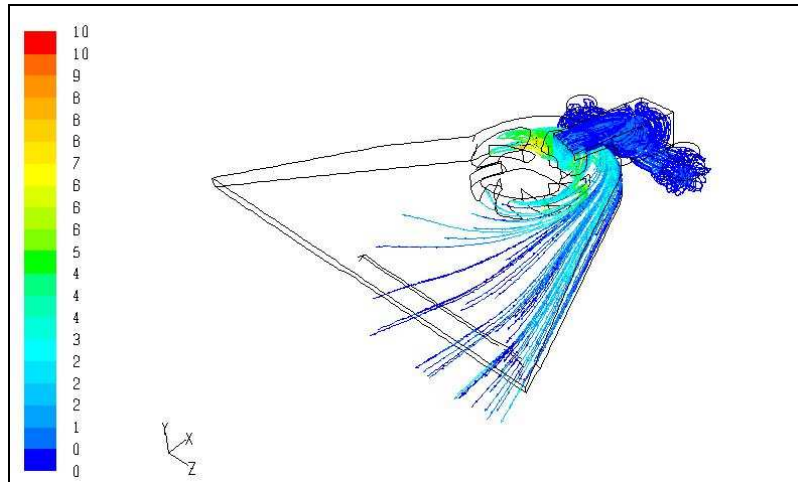
Radyal fanın dönme hareketi sebebiyle kanal içerisinde homojen bir dağılım olmamaktadır. Hava hızı sağ tarafta daha yüksektir. Hızdaki dengesizlik, kanal çıkış kesitindeki hız vektörleri incelenerek daha net bir şekilde görülebilir (Şekil 4.9).



Şekil 4.9 Aktarmalı baca sistemi kanal çıkışı hız vektörleri

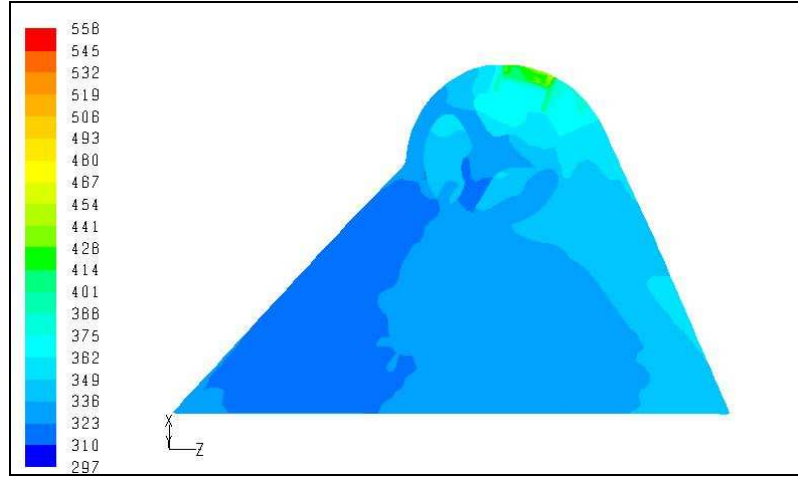
Tahliye kanalı çıkışında sağ tarafta hız daha yüksektir. Bunun sebebi, radyal fanın saat yönünde dönmesidir.

Aktarma kanalından emilen havanın hareketi, baca deliğinden gelen sıcak havanın sistemdeki dağılımı açısından önemlidir. Şekil 4.10'da baca deliğinden emilen sıcak havanın tahliye kanalı içerisinde izlediği yol görülmektedir.



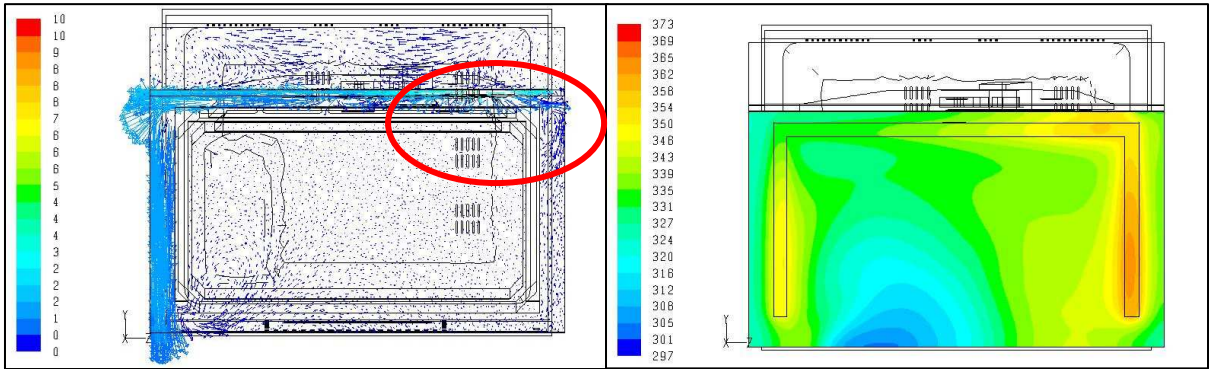
Şekil 4.10 Aktarmalı baca sisteminde bacadan emilen havanın hareketi

Bacadan emilen havanın tahliye kanalı sağ tarafından dış ortama atıldığı görülmektedir. Sıcak hava kanala homojen bir şekilde dağılmamaktadır. Bu sebeple kanal çıkışındaki hava sıcaklık dağılımı da homojen olmamaktadır (Şekil 4.5). Havalandırma kanalı yüzey sıcaklığı, bacadan emilen havanın dolaştığı sağ tarafta daha yüksektir (Şekil 4.11).



Şekil 4.11 Aktarmalı baca sistemi havalandırma kanalı yüzey sıcaklık dağılımı

Kabin kapağı dış camı ile iç camı arasında oluşturulan bir düzlemdeki hız vektörleri ve buna bağlı olarak dış cam yüzey sıcaklık dağılımı Şekil 4.12’de görülmektedir.

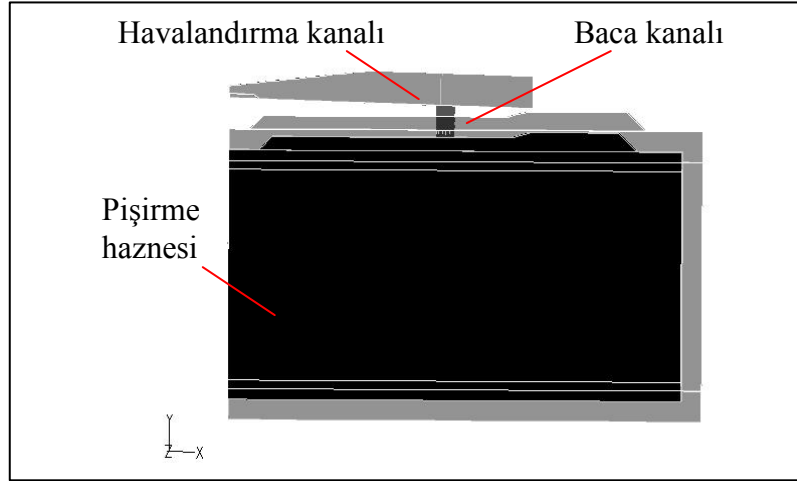


Şekil 4.12 Kabin kapağı dış ve iç camları arasındaki düzlemde hız vektörleri ve dış cam sıcaklık dağılımı

Düzlemdeki hız vektörleri, tahliye kanalından çıkan havanın dış cam üst bölgesine çarptığını göstermektedir. Hava sıcaklığının sağ tarafta daha yüksek olmasının etkisi, dış cam yüzey sıcaklık dağılımında görülmektedir. Buna ek olarak camlar arasında bulunan çerçeve sebebiyle iç camdan dış cama iletimle ısı transferi olduğu ve çerçevenin cama temas ettiği bölgelerde bunun etkisinin görüldüğü söylenebilir.

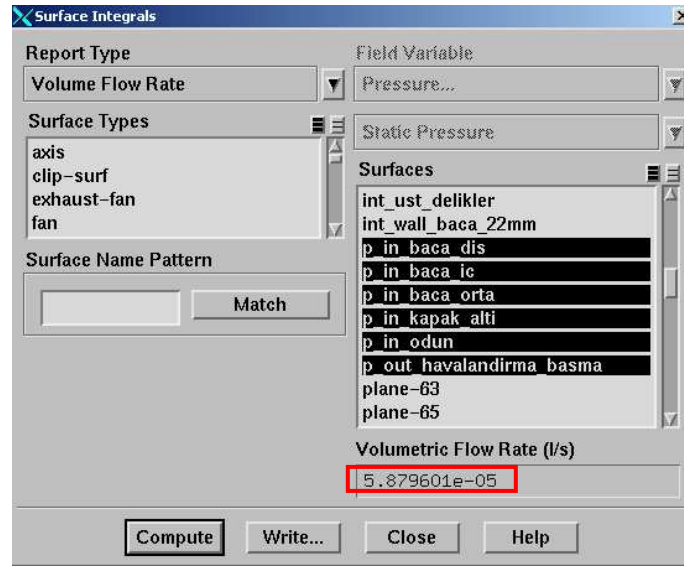
4.3.2 Doğrudan Emişli Tahliye Sistemi Sayısal Analizi

Doğrudan emişli tahliye sisteminde ısıtılan kabindeki baca çıkış deliği fanın dönme eksenini ile aynı doğrultudadır. Tahliye sisteminde iki tarafında da emiş yapma amacıyla kanatlar bulunan radyal fan kullanılmaktadır.



Şekil 4.13 Isıtılan kabini tahliye kanalına bağlayan baca kanalı

İlk olarak sistem sınırlarındaki hava giriş – çıkış debileri toplamı hesaplanmış ve sıfıra yakın olduğu görülmüştür (Şekil 4.14). Bu sonuç sayısal modelde akışın oturduğunu göstermektedir.



Şekil 4.14 Doğrudan emişli baca sistemi sınırlarındaki toplam debi

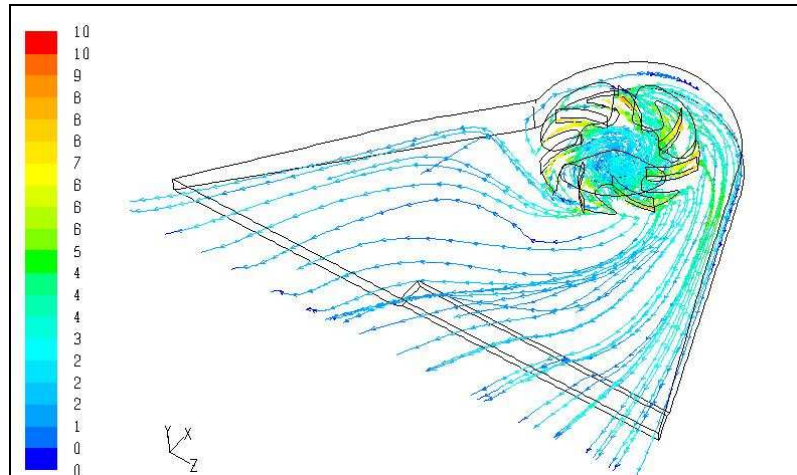
Sistemde hava geçiş bölgelerindeki debi değerleri Çizelge 4.4'te görülmektedir.

Çizelge 4.4 Doğrudan emişli sistem debi tablosu

	Debi (l/s)
Baca emiş	0.99
Komponent bölgesi emiş	8.35
Tahliye kanalı çıkış	9.33
Mobilya deliği emiş	8.35
Kabin sağ dış duvar delikleri	1.05
Kabin sol dış duvar delikleri	1.05
Kabin alt dış duvar delikleri	2.80
Kabin arka dış duvar delikleri	1.93
Kabin üst dış duvar delikleri	1.52

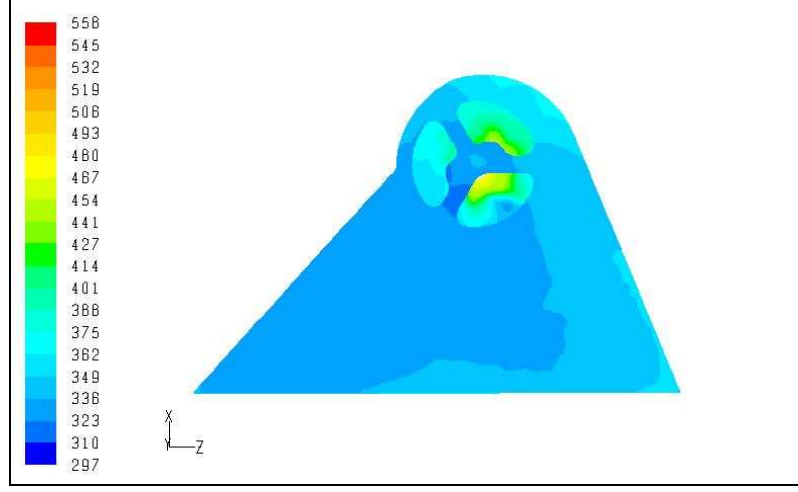
Aktarma kanallı tahliye sistemine göre bacadan emilen hava miktarı artmıştır. Komponent bölgesinden yapılan emiş azalmıştır. Genel olarak iki sistemin debi değerleri birbirine yakındır.

Aktarma kanallı tahliye sisteminde olduğu gibi doğrudan emişli tahliye sisteminde de radyal fan kullanıldığından, tahliye kanalı içerisindeki hava akış yapısı aktarma kanallı tahliye sistemi ile benzerdir. İki sistem arasındaki fark, bacadan emilen sıcak havanın tahliye kanalı içerisinde izlediği yoldur. Şekil 4.15'te bacadan emilen havanın tahliye kanalı içerisinde izlediği yol görülmektedir. Sıcak hava tahliye kanalına aktarma kanallı tahliye sistemine göre daha homojen yayılmaktadır.



Şekil 4.15 Doğrudan emişli tahliye sisteminde bacadan emilen sıcak havanın izlediği yol

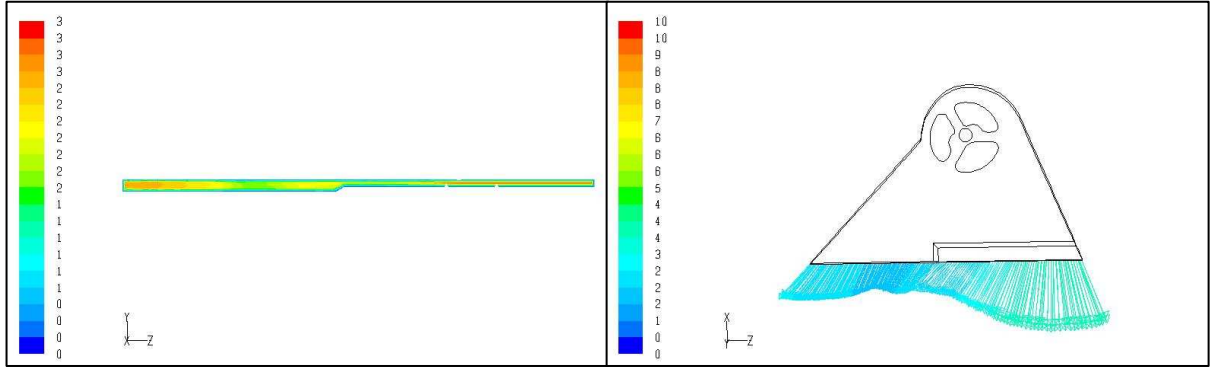
Bacadan emilen sıcak havanın tahliye kanalına homojen dağılması sebebiyle kanal yüzey sıcaklığı aktarma kanallı sisteme göre daha yüksektir. Şekil 4.16'da tahliye kanalı yüzey sıcaklık dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.16 Doğrudan emişli tahliye sistemi kanal yüzey sıcaklık dağılımı

Havalandırma kanalı yüzeyi ortalama sıcaklığı 77 °C'dir.

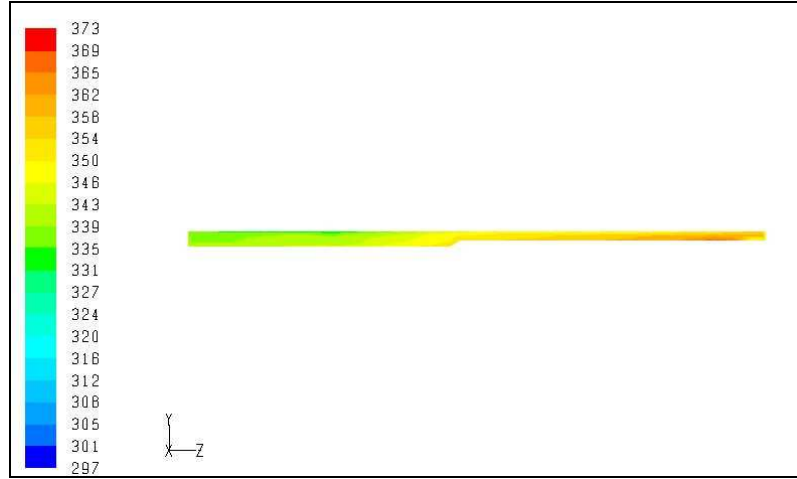
Sıcak havanın daha homojen olarak dağılması sebebiyle, kanal çıkışındaki hava hız dağılımı da aktarma kanallı tahliye sistemine göre daha dengeli olmaktadır. Şekil 4.17'de tahliye kanalı çıkışındaki hız dağılımı ve hız vektörleri verilmiştir.



Şekil 4.17 Doğrudan emişli tahliye sistemi kanal çıkışı hız dağılımı ve hız vektörleri

Tahliye kanalı çıkışındaki maksimum hava hızı 3.8 m/s'dir. Çıkış kesitinde ortalama hava hızı ise 2.4 m/s'dir.

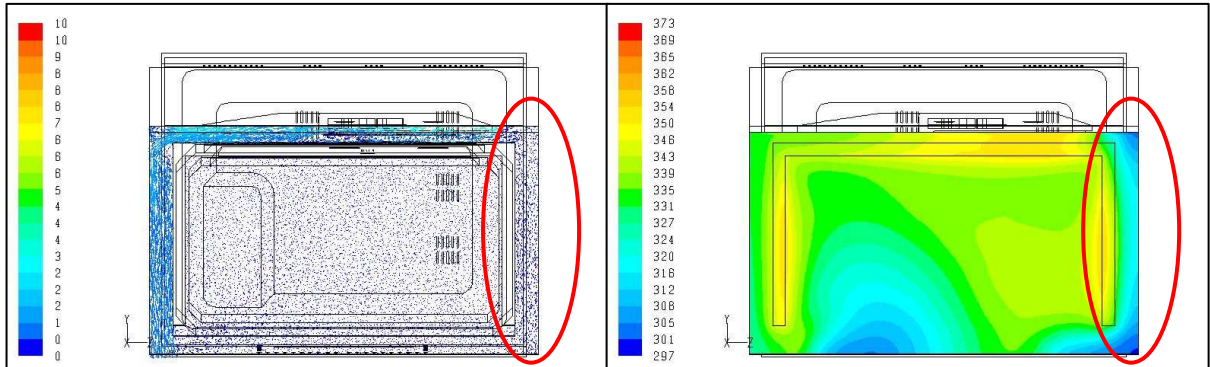
Şekil 4.18'de tahliye kanalı çıkışındaki hava sıcaklık dağılımı görülmektedir. Bacadan emilen havanın kanal içinde aktarma kanallı tahliye sistemine göre daha homojen dağılmasının etkisi kanal çıkışındaki hava sıcaklık dağılımında görülmektedir.



Şekil 4.18 Doğrudan emişli tahliye sistemi havalandırma kanalı çıkışı hava sıcaklık dağılımı

Tahliye kanalı çıkışında sağ taraf hava sıcaklığı daha yüksek olmasına rağmen, aktarma kanallı tahliye sistemine göre daha dengeli bir dağılım vardır. Kanal çıkışında ortalama hava sıcaklığı 74 °C olup; sıcaklık aralığı 58 – 95 °C’dir.

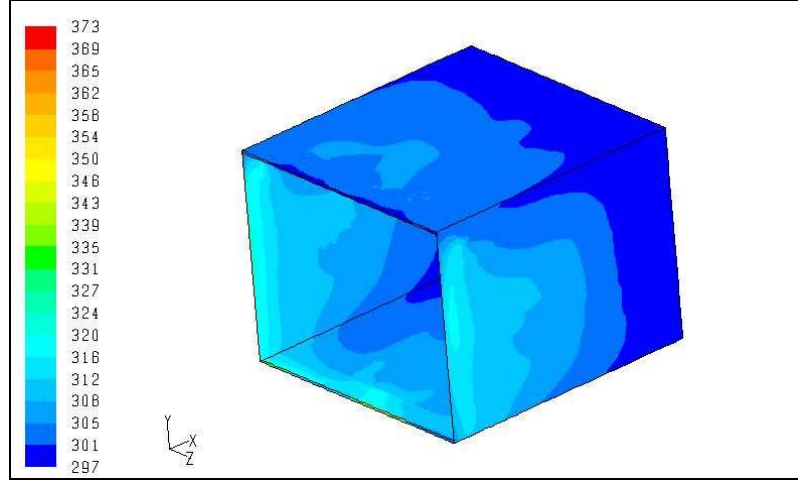
Şekil 4.19’da kabin kapağı dış ve iç camları arasında bir düzlemdeki hız vektörleri ile dış cam sıcaklık dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.19 Doğrudan emişli tahliye sistemi kabin kapağı camları arası düzlemdeki hız vektörleri ve dış cam sıcaklık dağılımı

Düzlemdeki hız vektörlerine bakıldığında, tahliye kanalından üflenlen havanın sol tarafta ve üst bölgede kapağa temas ettiği görülmektedir. Sıcaklık dağılımında da bu bölgelerde sıcaklık yüksektir. Sağ tarafta sıcaklık daha düşüktür. Cam ile çerçevenin temas ettiği bölgelerde cam sıcaklığının arttığı görülmektedir. Dış cam yüzeyi ortalama sıcaklığı 61 °C olarak hesaplanmıştır. Sıcaklık aralığı 26 – 91 °C’dir.

Isıtılan kabinin yerleştirildiği mobilya kabini duvarlarındaki sıcaklık dağılımı Şekil 4.20’de görülmektedir.

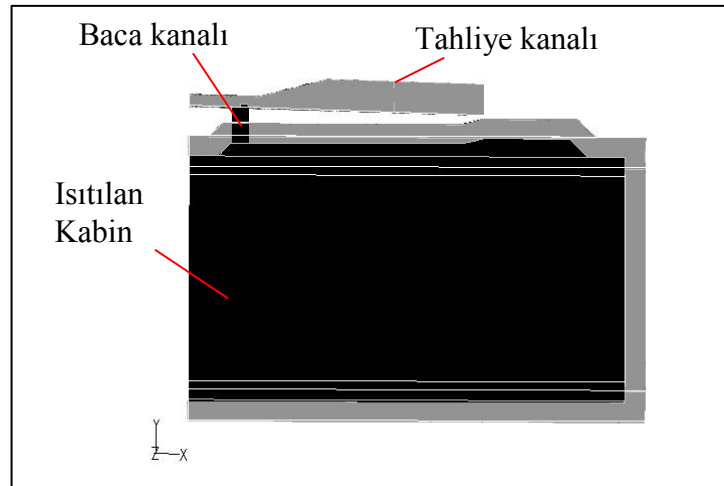


Şekil 4.20 Doğrudan emişli sistem mobilya yüzeyi sıcaklık dağılımı

Sıcak havanın sistemden atıldığı ön bölgede mobilya duvar sıcaklığının daha yüksek olduğu görülmektedir. Hesaplanan maksimum sıcaklık 47 °C'dir.

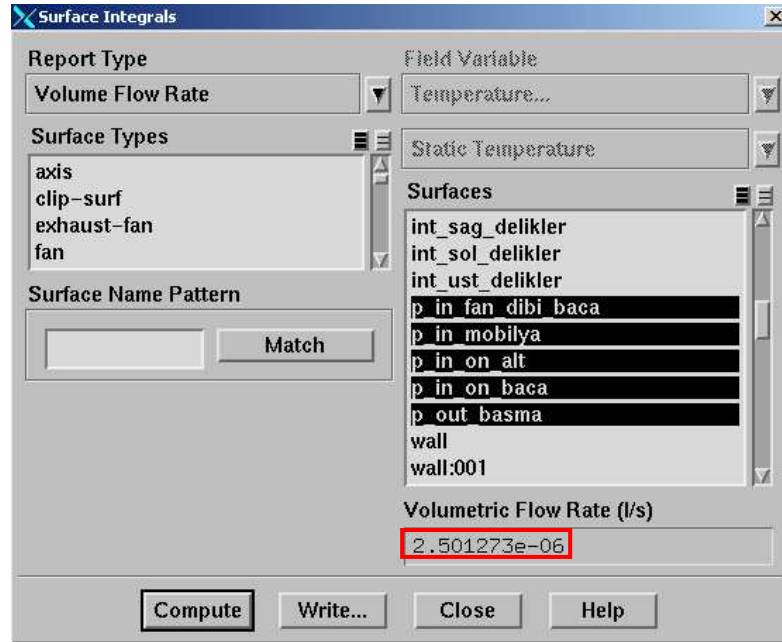
4.3.3 Basınç Farkı İle Emiş Yapan Tahliye Sistemi Sayısal Analizi

Basınç farkı ile emiş yapan tahliye sisteminde ısıtılan kabinden çıkan baca kanalı, tahliye kanalında fanın basma bölgesine açılmaktadır. Baca kanalının açıldığı bölgede tahliye kanal kesiti daraltılarak, fan tarafından üflenen havanın hızının artması sağlanmaktadır. Hız artışı ile birlikte basıncın düşmesi sayesinde ısıtılan kabinden tahliye kanalına doğru hava akışı olmaktadır.



Şekil 4.21 Basınç farkı ile emiş yapan tahliye sisteminde ısıtılan kabini tahliye kanalına bağlayan baca kanalı

Akış analizinin irdelenmesine, sisteme giren ve sistemden çıkan hava debilerinin toplamının hesaplanması ile başlanmıştır (Şekil 4.22).



Şekil 4.22 Basınç farkı ile emiş yapan sistemde hava giriş – çıkış debileri toplamı

Sisteme giren ve sistemden çıkan debilerin toplamı oldukça küçüktür. Bu da sayısal analizde akışın oturduğunu ve dengenin sağlandığını göstermektedir.

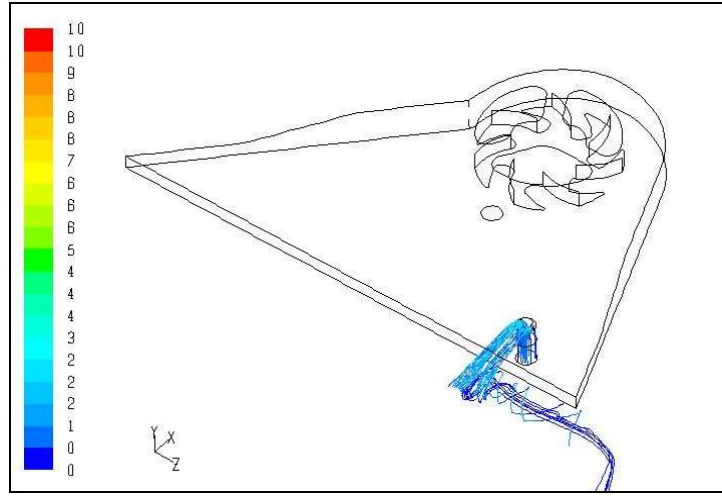
Sistemde hava geçiş bölgelerinde hesaplanan debi değerleri Çizelge 4.5’te verilmiştir.

Çizelge 4.5 Basınç farkı ile emiş yapan sistem debi tablosu

	Debi (l/s)
Baca emiş	0.17
Komponent bölgesi emiş	9.94
Tahliye kanalı çıkış	10.11
Mobilya deliği emiş	9.94
Kabin sağ dış duvar delikleri	1.21
Kabin sol dış duvar delikleri	1.22
Kabin alt dış duvar delikleri	3.37
Kabin arka dış duvar delikleri	2.24
Kabin üst dış duvar delikleri	1.89

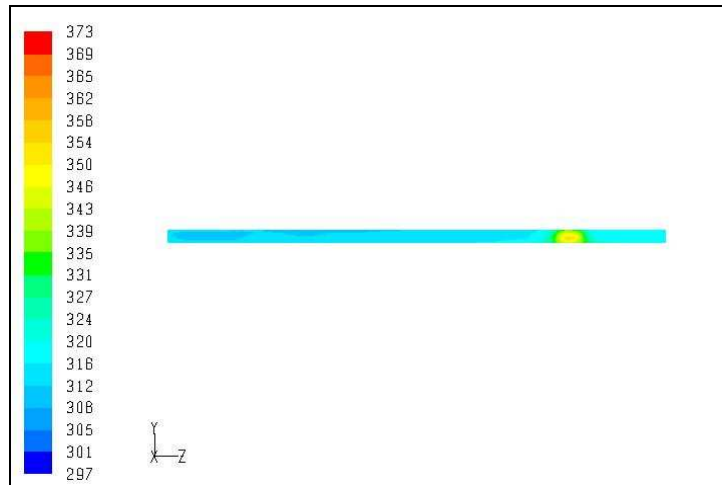
Bacadan emilen hava miktarı diğer tahliye sistemlerine göre daha düşüktür. Kabin dış duvar deliklerinde ise sağ – sol dengesinin korunduğu görülmektedir.

Isıtılan kabini tahliye kanalına bağlayan baca kanalından geçen sıcak hava, baca ön tarafa yakın olduğundan tahliye kanalında diğer tahliye sistemlerinde olduğu kadar yayılmadan dış ortama atılmaktadır (Şekil 4.23).



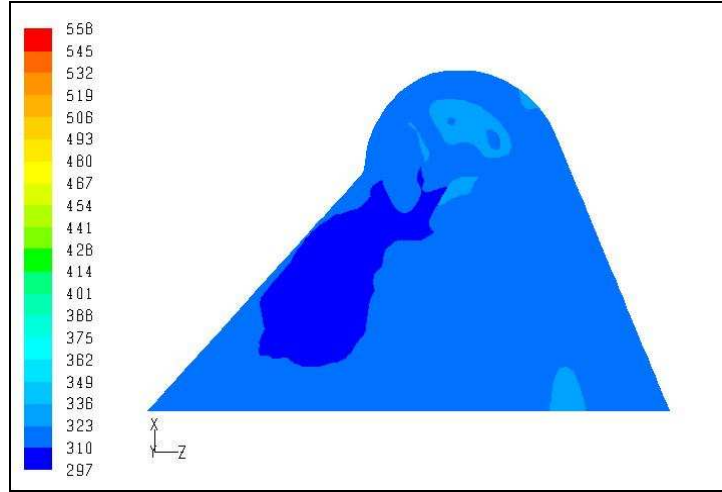
Şekil 4.23 Basınç farkı ile emiş yapan sistemde bacadan emilen havanın izlediği yol

Bacadan emilen sıcak havanın tahliye kanalı içerisinde yayılmaması, tahliye kanalı çıkışında hava sıcaklığının sadece bacaya yakın bölgede yüksek olmasına sebep olmuştur (Şekil 4.24).



Şekil 4.24 Basınç farkı ile emiş yapan sistemde tahliye kanalı çıkışı hava sıcaklık dağılımı

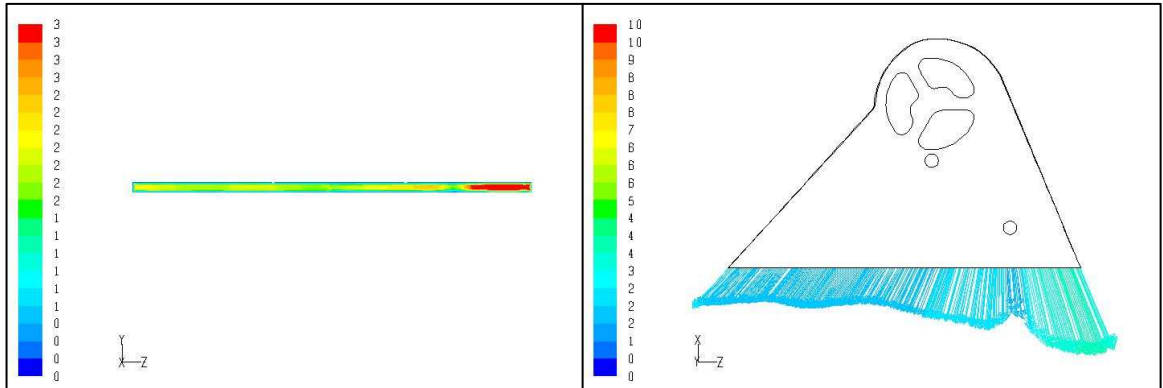
Tahliye kanalı çıkış kesiti sağ tarafında, bacaya yakın olduğu bölgede hava sıcaklığı 82 °C'dir. Kesitten geçen havanın ortalama sıcaklığı ise 43 °C'dir.



Şekil 4.25 Basınç farkı ile emiş yapan sistemde tahliye kanalı yüzey sıcaklık dağılımı

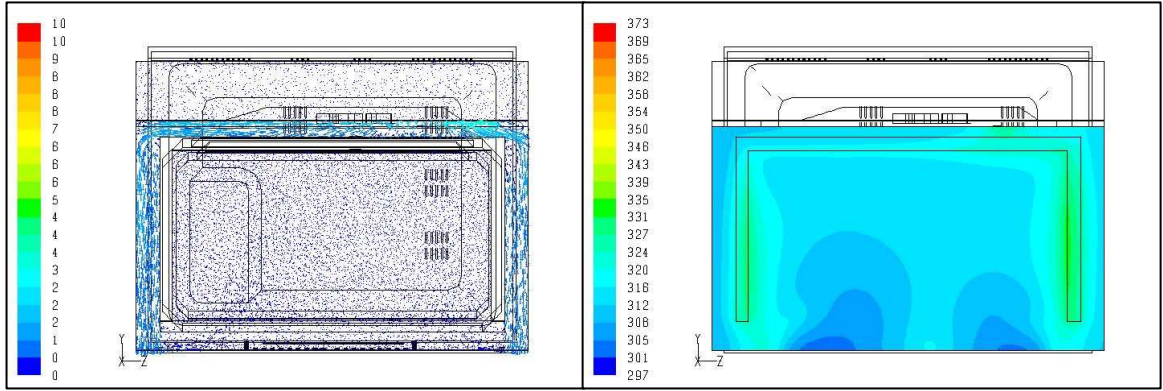
Şekil 4.25'te, bacanın olduğu bölgede tahliye kanalı yüzey sıcaklığının arttığı görülmektedir. Tahliye kanalı yüzeyi ortalama sıcaklığı 45 °C olarak hesaplanmıştır.

Tahliye kanalı çıkışındaki hız dağılımı ve bu kesitteki hız vektörleri Şekil 4.26'da verilmiştir.



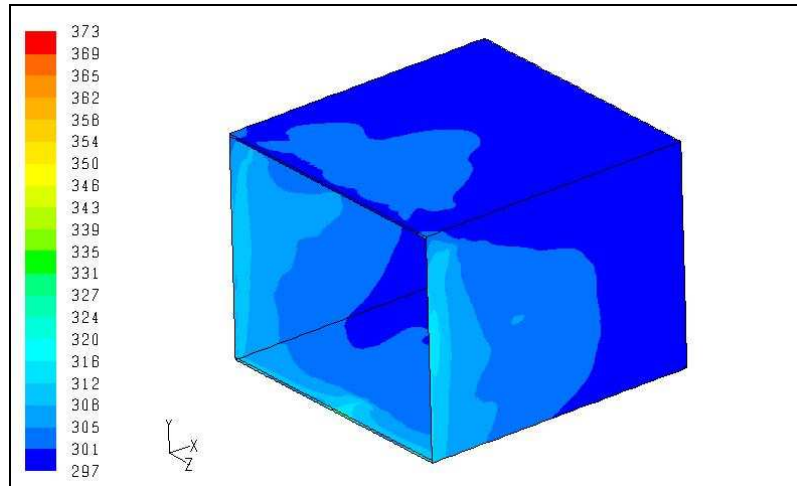
Şekil 4.26 Basınç farkı ile emiş yapan sistemde tahliye kanalı çıkışındaki hız dağılımı ve kesitteki hız vektörleri

Tahliye kanalı çıkışında sağ tarafta hız daha yüksektir. Maksimum hız 3.61 m/s, ortalama hız ise 2.11 m/s olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.27 Basınç farkı ile emiş yapan sistem kapak camları arasındaki düzlemdeki hız vektörleri ve dış cam yüzeyi sıcaklık dağılımı

Kapak camları arasındaki hız vektörleri (Şekil 4.27), tahliye kanalından üflenene havanın yan bölgelere doğru yayıldığını göstermektedir. Dış cam sıcaklığı, özellikle camları birbirine bağlayan çerçeve ile camın temas bölgesinde artmaktadır. Dış cam sıcaklık aralığı 29 – 60 °C olup; ortalama 42 °C’dir.



Şekil 4.28 Basınç farkı ile emiş yapan sistem mobilya yüzeyi sıcaklık dağılımı

Mobilya yüzey sıcaklık dağılımı (Şekil 4.28) incelendiğinde yan duvarlarda ön tarafa yakın bölgelerde sıcaklığın daha yüksek olduğu görülmektedir. Yüzeyde hesaplanan maksimum sıcaklık 40 °C’dir.

4.4 Tahliye Sistemlerinin Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

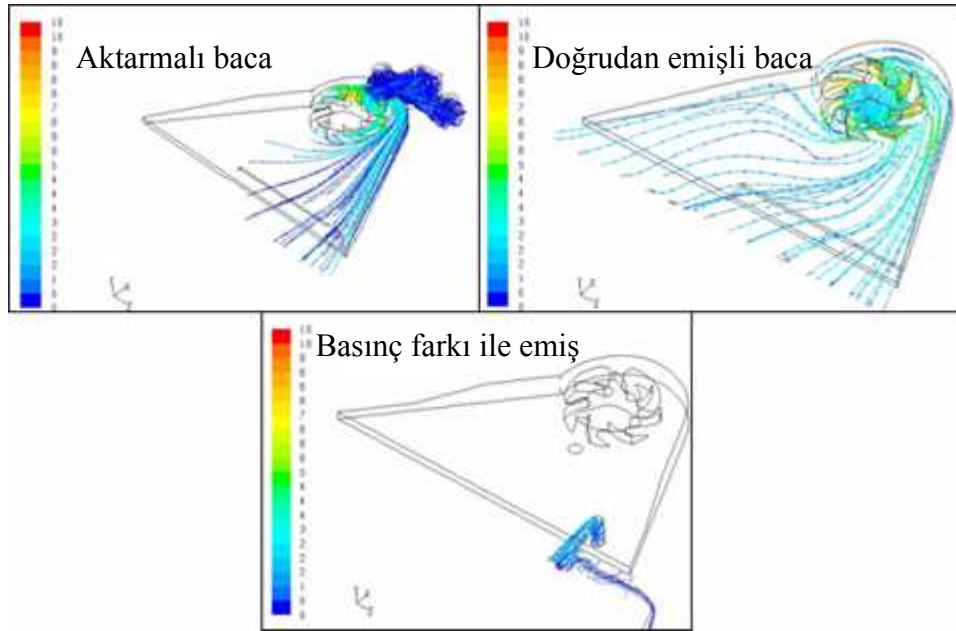
Bu bölümde, patent araştırması sonuçlarından yola çıkılarak modellenen üç adet tahliye sisteminde gerçekleştirilen sayısal analizlere ait sonuçlar karşılaştırmalı olarak incelenecektir. Böylece sistemlerin farkları ortaya konup; bu farkların nedenleri irdelenecektir.

Çizelge 4.6 Tahliye sistemleri debi karşılaştırma tablosu

	Aktarmalı baca (l/s)	Doğrudan emişli baca (l/s)	Basınç farkı emişli baca (l/s)
Baca emiş	0.59	0.99	0.17
Komponent bölgesi emiş	8.91	8.35	9.94
Tahliye kanalı çıkış	9.60	9.33	10.11
Mobilya deliği emiş	9.02	8.35	9.94
Kabin sağ dış duvar delikleri	1.12	1.05	1.21
Kabin sol dış duvar delikleri	1.12	1.05	1.22
Kabin alt dış duvar delikleri	3.07	2.80	3.37
Kabin arka dış duvar delikleri	2.04	1.93	2.24
Kabin üst dış duvar delikleri	1.68	1.52	1.89

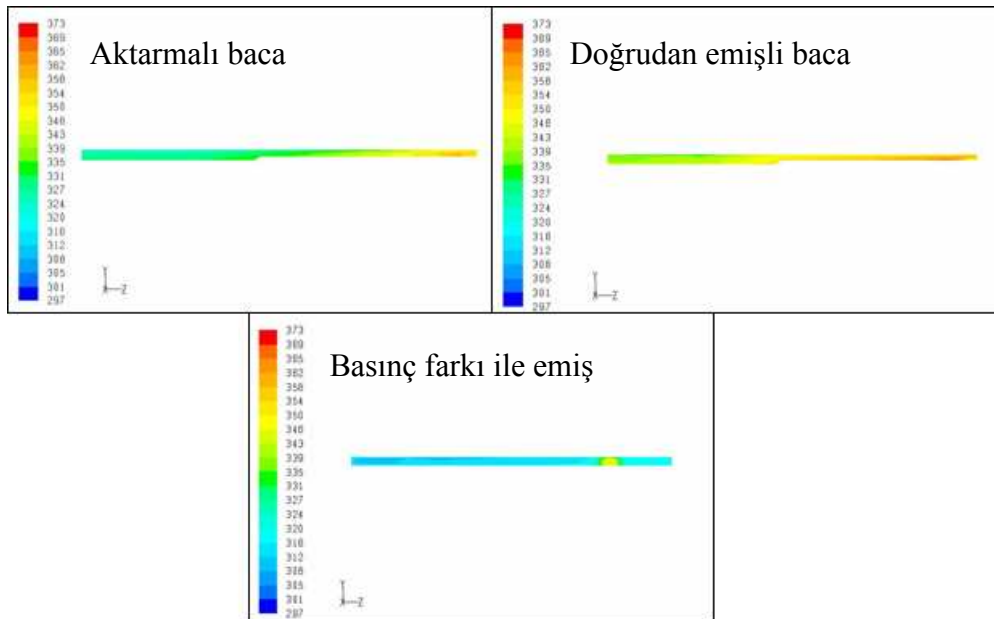
Çizelge 4.6’da sistemlerin belli bölgelerinden geçen hava debileri verilmiştir. Bu çalışmada amaç farklı yöntemlerle emiş yapan tahliye sistemlerinin karşılaştırılması olduğundan; bu çizelgede özellikle bacadan emilen hava debileri önem kazanmaktadır. Bacadan sisteme giren debi miktarı doğrudan emişli sistemde en büyüktür. Aktarma kanallı tahliye sisteminde bacadan emilen havanın bir kanaldan geçirilmesi, doğrudan emişli sisteme göre daha fazla yerel kayba sebep olduğundan; bacadan sisteme giren hava miktarı daha küçüktür. Basınç farkı ile emiş yapan sistemde baca, havalandırma fanının basma bölgesine açıldığından; yapılan emiş daha zayıf olmaktadır. Bacadan emilen hava miktarlarına bağlı olarak, komponent bölgesinden emilen hava miktarlarının değiştiği görülmektedir. Bacadan emişin en fazla olduğu doğrudan emişli sistemde, komponent bölgesi emişi en küçüktür. Komponent bölgesinden emilen hava miktarları da kabin dış duvarlarındaki deliklerden ve mobilya deliğinden emilen hava miktarını etkilediğinden; bacadan emilen hava miktarının tüm sistemi etkilediği söylenebilir.

Sistemlere bacadan giren havanın izlediği yol incelenerek, sistem sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi ile bağlantı kurulabilir.



Şekil 4.29 Baca deliğinden sisteme giren havanın izlediği yol

Doğrudan emiş yapan sistemde bacadan emilen hava tahliye kanalına daha homojen bir şekilde dağılmaktadır. Aktarma kanallı tahliye sisteminde ise havanın fan tarafından kanala homojen bir şekilde dağıtılamadığı görülmektedir. Basınç farkı ile emiş yapan sistemde baca kanalından tahliye kanalına giren hava kanala yayılmadan dış ortama çıkış yapmaktadır. Bu akış rejimleri incelendiğinde, doğrudan emişli tahliye sisteminde tahliye kanalı çıkışı sıcaklık dağılımının daha homojen olması beklenmektedir. Enerji analizi sonuçları da bunu doğrulamaktadır (Şekil 4.30).



Şekil 4.30 Tahliye kanalı çıkışı sıcaklık dağılımları

Bacadan emilen hava debisi, tahliye kanalı çıkışındaki hava sıcaklığını da etkilemektedir. En yüksek debide emişin yapıldığı doğrudan emişli sistemde kanal çıkışı ortalama hava sıcaklığı 74 °C'dir. Aktarma kanallı tahliye sisteminde bu değer 61 °C olup; en düşük debide emişin yapıldığı basınç farkı ile emiş yapan sistemde 43 °C'dir.

Dış cam yüzey sıcaklık dağılımında, tahliye kanalından üflenlen havanın yanında iç ve dış camı birbirine bağlayan çerçevenin de etkisi bulunmaktadır. Isıtılan kabindeki sıcak havanın etkisiyle ısınan iç camdan dış cama doğru çerçeve üzerinden ısı transferi olmaktadır. Dış cam yüzeyi ortalama sıcaklığı aktarma kanallı tahliye sisteminde 62 °C, doğrudan emişli tahliye sisteminde 61 °C, basınç farkı ile emiş yapan tahliye sisteminde ise 42 °C'dir. Basınç farkı ile emiş yapan sistemde bacadan emilen sıcak hava miktarının daha az olması ve kanala yayılmaması sebebiyle dış cam yüzeyi ortalama sıcaklığı düşüktür. Böylece tahliye kanalından üflenip dış cam ile temas eden sıcak hava miktarı düşük olmaktadır. Bu da, dış camın diğer sistemlere göre daha az ısınmasına yol açmaktadır.

Tahliye kanalı çıkışı ve dış cam yüzey sıcaklıklarına benzer şekilde, mobilya yüzey sıcaklığı da basınç farkı ile emiş yapan sistemde daha düşüktür. Mobilya yüzeyinde hesaplanan maksimum sıcaklık aktarma kanallı sistemde 51 °C, doğrudan emişli sistemde 47 °C, basınç farkı ile emiş yapan sistemde ise 40 °C'dir.

Tahliye kanalı çıkışındaki hava sıcaklığı, dış cam yüzey sıcaklığı ve mobilya yüzey sıcaklığı değerlerinin basınç farkı ile emiş yapan sistemde düşük olması bu sistem için bir avantaj olarak gözüktüğü de; bunun sebebinin bacadan emilen hava debisinin diğer sistemlere göre düşük olmasıdır. Bacadan emilen hava miktarının sistem geometrisinde yapılacak değişiklikler ile değiştirilebileceğinden, özellikle tahliye kanalı çıkışında sıcaklığın homojen bir şekilde dağılması önem kazanmaktadır. Homojen olmayan bir dağılımda, hava sıcaklığının belli bir noktada yüksek olması aşırı ısınmaya sebep olabilir. Bu yönden doğrudan emişli sistem avantajlı gözükmektedir.

5 SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında, ısıtılan bir kabinde sıcak havanın uzaklaştırılması amacıyla kullanılan, farklı emiş yöntemlerine sahip tahliye sistemleri incelenmiştir. İlk aşamada konu ile ilgili çeşitli patent başvuruları incelenmiş ve kullanılan tahliye sistemleri üç başlık altında toplanmıştır:

- Aktarma kanallı tahliye sisteminde ısıtılan kabindeki baca deliği bir kanal yardımıyla havalandırma fanı emiş bölgesine bağlanmaktadır. Böylece aktarma kanalı yoluyla sıcak hava fan tarafından emilmektedir.
- Doğrudan emiş yapan tahliye sisteminde ısıtılan kabindeki baca deliği, havalandırma fanının dönme eksenine ile aynı doğrultudadır. Böylece iki tarafından emiş yapabilen radyal fan kullanılarak; ek bir yönlendirmeye gerek kalmadan ısıtılan kabinde sıcak hava emişi yapılabilmektedir.
- Basınç farkı ile emiş yapan tahliye sisteminde ısıtılan kabindeki baca deliği tahliye kanalının basma bölgesine bir kanal yoluyla bağlanmaktadır. Bu bölgedeki yüksek hava hızı dolayısıyla oluşan düşük basınç bölgesinin yarattığı vakum etkisinden yararlanılarak, ısıtılan kabinde tahliye kanalına doğru hava hareketi sağlanmaktadır.

Patent araştırması ile birlikte, gerçekleştirilecek sayısal analiz çalışmalarına ışık tutması amacıyla literatür araştırması yapılmıştır. Literatür çalışması sayısal analiz modelinin oluşturulması için gerekli altyapı ile birlikte bazı örnek sayısal analiz çalışmalarını içermektedir.

Patent ve literatür araştırması sonrasında sayısal model oluşturulmuş ve bu modelde analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Analiz çalışmaları, validasyon deneyleri ile desteklenmiştir.

Akış analizlerinde hesaplanan debi değerleri ile deneysel ölçümler arasındaki fark yaklaşık %25 oranındadır.

Çizelge 5.1 Akış analizi çıktılarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

	Deneysel	Sayısal Çözüm	Hata Oranı
Maksimum Hız (m/s)	3	3.8	% 26.7
Ortalama Hız (m/s)	2	2.5	% 25
Debi (l/s)	12.9	9.6	% 25.6

Elde edilen hata oranı, Verboven vd. (1999) tarafından endüstriyel pişiricide yapılan çalışmada hesaplanan hızlardaki % 22'lik hata oranına yakındır. Sayısal analizlerdeki hata payı, daha yoğun sayıda sayısal eleman kullanılarak iyileştirilebilir. Bu işlem analiz süresini uzatacağından ve analiz çalışmalarının amacının farklı tahliye sistemlerinin karşılaştırılması olduğundan; bu hata payının kabul edilebilir olduğu kanısına varılmıştır.

Enerji analizi sonucunda hesaplanan sıcaklık değerlerinin deneysel veriler ile arasındaki farkın 1 – 21 °C arasında değiştiği belirlenmiştir.

Çizelge 5.2 Enerji analizi çıktılarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

	Deneysel	Sayısal Çözüm	ΔT
Üfleme maksimum (°C)	75	88	13
Üfleme ortalama (°C)	62	61	1
Dış cam maksimum (°C)	79	90	11
Dış cam ortalama (°C)	70	62	8
İç cam ortalama (°C)	180	201	21
Mobilya maksimum (°C)	48	51	3

Bu farkın oluşmasında, sayısal model hazırlanırken yapılan varsayımlar etkilidir. Bunun yanında, sıcaklık değerleri karşılaştırılırken deneysel çalışmalarda belirli sayıdaki noktadan alınan değerlere karşın, sayısal analizde tüm yüzeydeki sıcaklık değerlerinin kullanıldığı unutulmamalıdır. Bu sebeple yüzeylerdeki sıcaklık dağılımları ve ortalama sıcaklıkların karşılaştırılması daha uygundur. Farklı tahliye sistemlerinin karşılaştırılmasında kritik olan bölgelerde deneysel veriler ile sayısal analiz arasındaki farkların tahliye kanalı çıkışında 1 °C, dış cam yüzeyinde 8 °C, mobilya yüzeyinde 3 °C gibi küçük değerler olması sebebiyle oluşturulan sayısal modelin farklı tahliye sistemlerinin karşılaştırılması için uygun olduğu görülmüştür.

Aktarma kanallı tahliye sistemine ait modelde gerçekleştirilen sayısal analiz ve validasyon deneyleri sonrasında doğrudan emişli ve basınç farkı ile emiş yapan tahliye sistemlerine ait sayısal modeller oluşturulmuştur. Bu modellerde de akış ve enerji analizleri gerçekleştirilmiştir. Akış analizlerinde:

- Bacadan emilen havanın izlediği yol incelenmiş ve doğrudan emiş yapan tahliye sisteminde havanın tahliye kanalına daha fazla yayıldığı belirlenmiştir.

- Aktarma kanallı tahliye sisteminde, doğrudan emişli sistemden farklı olarak, bacadan gelen hava havalandırma fanına dönme eksenini doğrultusunda emilmediği için kanala iyi yayılmayıp; tahliye kanalını sağ taraftan terk etmektedir.
- Basınç farkı ile emiş yapan sistemde ise baca kanalı havalandırma fanının basma bölgesine açıldığından, havanın kanal içerisinde yayılmasında fanın etkisinin az olduğu görülmüştür. Bu sebeple bacadan emilen hava kanala yayılmamaktadır.

Sistemlerde sıcak havanın bacadan emilmesi sırasındaki bu gibi farklardan dolayı tahliye kanalı çıkışındaki hava sıcaklık dağılımları farklılık göstermektedir. En homojen sıcaklık dağılımı doğrudan emiş yapan tahliye sisteminde, en dengesiz dağılım ise basınç farkı ile emiş yapan tahliye sistemindedir.

Enerji analizleri:

- Bacadan emilen sıcak hava miktarının basınç farkı ile emiş yapan sistemde en az olduğunu göstermiştir. Bu sebeple havalandırma kanalı çıkışı, dış cam yüzeyi ve mobilya yüzeyi gibi bölgelerdeki sıcaklık değerleri basınç farkı ile emiş yapan sistemde daha düşüktür.
- Doğrudan emişli tahliye sisteminde bacadan emilen sıcak hava debisinin yüksek olması sebebiyle, tahliye kanalından dış ortama üflenilen havanın ortalama sıcaklığı diğer iki sisteme göre yüksektir. Buna rağmen, sıcak hava kanal içerisinde daha homojen bir dağılım gösterdiğinden, kabin kapağı dış cam sıcaklığı aktarma kanallı tahliye sisteminde elde edilen sıcaklığa yakındır.
- Sıcak havanın homojen dağıtılamadığı aktarma kanallı tahliye sistemi ve basınç farkı ile emiş yapan tahliye sisteminde, sıcak hava debisi düşük olmasına rağmen belirli bölgelerin sıcak hava ile yoğun temasta bulunması sebebiyle sıcaklıklar yükselmektedir.

Bu veriler, bacadan emilen sıcak havanın tahliye kanalı içerisinde homojen olarak dağılmasının önemini göstermektedir. Bu sebeple, bacadan eşit miktarda sıcak hava emilmesi durumunda, en düşük sıcaklıkların en homojen dağılımın görüldüğü doğrudan emişli tahliye sisteminde elde edileceği söylenebilir.

6 KAYNAKLAR

Berg T., Winkström A., (2007), “Fan Modelling for Front End Cooling with CFD”, (Master of Science) Lulea University of Technology

Bolcina A., (2005), “Oven with Cooling Parts Thereof and Diversion of Oven Vapours and Gases”, European patent dated 20.07.2005

Bosch-Siemens Hausgeraete GMBH, (1987), “Gebrauchsmuster”, German Patent dated 07.02.1987

Fluent 6.3.26

Gambit 2.3.16

Gerl J., (1994), “Oven, In Particular Pyrolytic Self-cleaning Oven”, European Patent, No: EP0598211 dated 25.05.1994

Goes V., Gramlich W., Goetz B., (2003), “Domestic Oven Has Ventilation Duct Through Which Cooled Air Is Blown Which Extracts Smoke Fumes By Venturi Effect”, German Patent dated 31.07.2003

Lebacher R., Pehse R., Wurm J., (2003), “Steam Channel for Use With Food Cooker Consists of Through Pressed in Floor of Cooker and Covered by Flat Plate With Outlets for Steam”, German Patent, No: DE10222878 dated 12.04.2003

Lintner K., Roch K., (1999), “Baking Oven with Cooling Air Blower”, European Patent dated 17.02.1999

Sakin M., Kaymak-Ertekin F., Ilıcalı C., (2009), “Convection and Radiation Combined Surface Heat Transfer Coefficient in Baking Ovens”, Journal of Food Engineering 94: 344-349

Stahlmann R., Fersterra H., Hildner D., Poerner H., Gieselmann H., Feser J., (2000), “Oven With Removing Fumes and Fresh Air Addition System”, European Patent, No: EP1050718 dated 11.08.2000

Unterreiner C., Geiger M., Tungl R., (1999), “Baking Oven with Suction Casing”, European Patent, No: EP0942235 dated 15.09.1999

Verboven P., Scheerlinck N., De Baerdemaeker J., Nicolaï B.M., (1999), “Computational Fluid Dynamics Modelling and Validation of the Isothermal Airflow in a Forced Convection Oven”, Journal of Food Engineering 43: 41-53

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 08.07.1985

Doğum yeri Bursa

Lise 1996 – 2003 Bursa Nilüfer Milli Piyango Anadolu Lisesi

Lisans 2003 – 2007 Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fak.

Makina Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2007 – 2009 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı Kurumlar

2007 – 2009

Arçelik A.Ş. Ar-Ge Departmanı Akışkanlar Dinamiği
Ailesi