

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**NO-FROST DERİN DONDURUCU İÇİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMI VE
HAVA AKIŞININ İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mustafa Barış PAKDİL**

Anabilim Dalı : Uçak ve Uzay Mühendisliği

Programı : Disiplinlerarası Program

HAZİRAN 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**NO-FROST DERİN DONDURUCU İÇİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMI VE
HAVA AKIŞININ İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mustafa Barış PAKDİL
(511081114)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 05 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 09 Haziran 2011

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Melike NİKBAY (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Fırat Oğuz EDİS (İTÜ)
Prof. Dr. Can Fuat DELALE (IŞIK UNİ.)**

HAZİRAN 2011

ÖNSÖZ

Yüksek lisansa başlamamda ve öğrenim süresinde çalıştığım ortamı sağlayarak bana yön veren ve desteklerini esirgemeyen hem lisans hem de yüksek lisans danışman hocam Doç. Dr. Melike NİKBAY' a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Yüksek lisans çalışma hayatım ve tez çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübeleri ile birlikte manevi desteğini de hiçbir zaman esirgemedi katkıda bulunan Sn. Dr. Hüsnü KERPIÇÇİ' ye en derin sevgi, 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. Dr. Cemil İNAN ve Sn. Fatih ÖZKADI' ya teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalar için her türlü donanımın sağlanmasında yardımcı olan Arçelik A.Ş. AR-GE Merkezi Akışkanlar Dinamiği Ailesi lideri Sn. Dr. Levent AKDAĞ' a, özellikle başlangıç aşamalarında verdiği destek ve tecrübelerinden dolayı Sn. Vasi Kadir ERTİŞ' e ve Sn. Murat KANTAS' a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalarda düzeneklerin kurulması, deneylerin yapılması gibi birçok konuda yardımcı olan ve emeği geçen başta Sn. Nihat KANDEMİR, Sn. Çetin LALE, Sn. Yasin İĞİT ve Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Akışkanlar Dinamiği Ailesi ve Termodinamik Ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım sırasında sıkıntılı zamanlarımda bana her konuda destek olan çok değerli dostlarım; Yavuz Can ÖZKAPTAN, Hüda SÖNMEZ, Mehmet KALP, Kıvanç AKKÖSE, Yusuf KOÇ, Selçuk KARAGÖZ, Tolga APAYDIN ve Alper YAĞCI' ya içtenlikle teşekkürler ederim.

Bütün manevi desteğiyle her zaman yanımda olan, sıkıntılarımı paylaşan, mutluluklarıma ortak olan kız arkadaşım Gizem BİLGİN' e özel olarak teşekkürlerimi bir borç bilirim.

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

Haziran 2011

Barış PAKDİL

Uçak Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	v
KISALTMALAR.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	3
3. GENEL TANIMLAR, DENEY DÜZENEKLERİ.....	15
3.1 No-Frost Buzdolabı ve Termodinamik Soğutma Çevrimi.....	15
3.2 PIV Deney Düzenegi.....	17
3.3 Isı Odası Deney Düzenegi.....	19
4. NUMERİK MODEL.....	21
4.1 Katı Model.....	21
4.2 CFD Yöntemi.....	22
4.2.1 Çözüm ağı oluşturulması.....	23
4.2.2 Yapılan kabuller.....	25
4.2.3 Sınır şartları.....	28
4.3 CFD Çözümü.....	32
4.3.1 Hava akışı ve debi incelemesi.....	33
4.3.2 Sıcaklık incelemesi.....	37
4.3.3 Durma zamanlarının da eklenmesi ve döngü oluşumu.....	44
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	47
KAYNAKLAR.....	49
ÖZGEÇMİŞ.....	51

KISALTMALAR

CAD	:Bilgisayar Destekli Modelleme (Computer Aided Drafting)
CFD	:Hesaplamaalı Akışkanlar Dinamiğı (Computational Fluid Dynamics)
PIV	:Parçacık Görüntülü Hız Ölçümü (Particle Image Velocimetry)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1: Çarpıklık değerine göre eleman sayısının dağılımı	25
Çizelge 2: CFD modelinde kullanılan malzemeler ve özellikleri	29
Çizelge 3: Üfleme deliklerinin analizlere göre yüzde açıklık oranları.....	34
Çizelge 4: İncelenen konfigürasyonlarda bulunan debi değerleri (L/s)	35
Çizelge 5: Deneysel sonuçlarda paketlerin ilk ve son sıcaklıkları	38
Çizelge 6: Deneysel ve CFD sonuçlarının karşılaştırılması	39
Çizelge 7: Farklı konfigürasyonlardaki paketlerin sıcaklık dağılımları (°C)	43

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2-1: Buzdolabının geometrisi: a)boş dolabın geometrisi; b)cam raflar yerleştirilmiş geometrisi; c)cam raflar ve ürünleri temsil eden paketlerin yerleştirilmiş geometrisi [8]	4
Şekil 2-2: Sıcaklık konturları: a)boş dolabın simetri yüzeyi, b)cam raflı dolabın simetri yüzeyi, c)ürün dolu dolabın simetri yüzeyi, d)ürün dolu dolabın kenar duvarından 8 cm iç tarafındaki yüzeyi [8].....	5
Şekil 2-3: Hız vektörleri: a)boş dolabın simetri yüzeyi, b)cam raflı dolabın simetri yüzeyi, c)ürün dolu dolabın simetri yüzeyi, d)ürün dolu dolabın kenar duvarından 8 cm iç tarafındaki yüzeyi [8]	6
Şekil 2-4: İncelenen sistemler [5].....	7
Şekil 2-5: kabin içi görünüm: a)kesit görünüm; b)önden görünüm [5]	8
Şekil 2-6: A-A' kesiti boyunca sıcaklık dağılımları: a)CFD sonuçları; b)deneysel sonuçlar [5].....	8
Şekil 2-7: Orta bölgenin kesit alanında sıcaklık dağılımları [5]	9
Şekil 2-8: Hızlı soğutma deney düzeneği [5].....	10
Şekil 2-9: Bardak merkezindeki sıcaklığın zamana bağlı değişimi [5]	10
Şekil 2-10: Farklı sıcaklıklarda üflenene jet akışının hızına bağlı olarak soğutma süresinin değişimi [5]	11
Şekil 2-11: Evaporatör üzerindeki yüzey artırıcı elemanların dizilişi [11]	12
Şekil 3-1: Termodinamik soğutma çevrimi	15
Şekil 3-2: No-frost buzdolabının genel görünümü.....	16
Şekil 3-3: PIV deney düzeneği şeması	18
Şekil 3-4: Üfleme deliklerinde bulunan uzatma kanalları	18
Şekil 3-5: PIV deneyine alınan dolabın görüntüsü.....	19
Şekil 3-6: Paket yerleşimi: a) paketlerin yerleşim şeması; b) CFD modelinde paketlerin görünümü; c) dolap üzerinde örnek paket yerleşimi	20
Şekil 4-1: Dolabın CAD çizim modeli: a)gerçek model; b)basitleştirilmiş model....	21
Şekil 4-2: 1. rafta bulunan paketlerin çözüm ağı (üstten görünüş)	24
Şekil 4-3: Fan katı modeli ve çözüm ağı	24
Şekil 4-4: Hava sağlama sistemi (yandan ve önden görünüş)	33
Şekil 4-5: Hava sağlama sistemi kanalı içerisindeki hava akışı.....	34
Şekil 4-6: Kabinin ortasından alınan bir kesitte hız dağılımı (m/s)	36
Şekil 4-7: Sıcaklığa göre renklendirilmiş akım çizgileri (°C)	37
Şekil 4-8: Deneysel ve CFD sonuçlarının karşılaştırılması	40
Şekil 4-9: Derinlemesine alınan farklı yüzeylerdeki sıcaklık incelemesi (°C)	40
Şekil 4-10: Enlemesine alınan farklı kesitlerdeki sıcaklık incelemesi (°C)	41
Şekil 4-11: Paketlerin sıcaklık dağılımları (°C): a) tüm paketler b)raflardan paketler.....	42
Şekil 4-12: Çalışma ve durma zamanlarının CFD simülasyonu	45
Şekil 4-13: Çevrim modelinde deneysel ve CFD sonuçlarının karşılaştırılması	45

SEMBOL LİSTESİ

k	Türbülans kinetik enerjisi
G_k	Ortalama hız gradyanlarına bağlı türbülans kinetik enerji üretimi
G_b	Kaldırma kuvvetine bağlı türbülans kinetik enerji üretimi
σ_e	Türbülans kinetik enerjisi sönüm hızı için Prandtl sayısı
σ_k	Türbülans kinetik enerjisi için Prandtl sayısı
μ	Kinematik viskozite
A	Alan
Δt	Sıcaklık farkı
Re	Reynolds sayısı
V	Hız
ρ	Yoğunluk
D	Hidrolik çap

NO-FROST DERİN DONDURUCU İÇİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMI VE HAVA AKIŞININ İNCELENMESİ

ÖZET

No-frost buzdolaplarında kabin içerisindeki sıcaklık dağılımı enerji tüketimi açısından önemlidir. Yiyecekleri temsil eden ölçüm paketleri ile yapılan deneylerde paketler arasındaki farkın en aza indirgenmesinin enerji tüketimini iyileştirdiği görülmektedir. Bu sebeple no-frost dolapların özelliği olan hava sağlama sistemi üzerinde değişiklikler yaparak kabin içindeki sıcaklıklara etki etmek mümkündür.

Bu çalışmayı literatür çalışmalarından farklı kılan özellik hava sağlama sisteminin kapalı çevrim olmasıdır. Literatürde varolan çalışmalarda debi değeri sınır şartı olarak verilmektedir. Hava sağlama sisteminin tamamının modellendiği bu çalışmada ise sistem içinde debi incelemesi yapmak mümkün olmuştur. Daha sonra bu sonuçlar deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Bulunan sonuçlar birbirlerine çok yakın olduğu için yapılan diğer analizlerin de doğruluğu kabul edilmiştir.

Çalışmada farklı üfleme delikleri konfigürasyonları kullanılarak da incelemeler yapılmıştır. Bu analizlerin sonucunda toplam debi ve her bir üfleme deliğinden çıkan debi değerleri verilmiştir. Debinin yanında kabin içinde sıcaklık dağılımları ve deneysel çalışmalarla uyumluluğu gösteren ölçüm paketlerinin sıcaklık dağılımları verilmiştir.

Yapılan deneyler ve bunları destekleyen analizler doğrultusunda kabin içinde sıcaklıklar duvarlara yaklaştıkça artmaktadır. En soğuk paketler alt bölgeye yakın olup en sıcak paketler üst bölgelerde çıkmaktadır. En yüksek üfleme debileri ise hava sağlama sistemi boyunca hava akışı doğrultusunda bulunan alt ve üst üfleme deliklerinde görülmektedir. Bununla birlikte, hava sağlama kanalı üzerinde ve normal kanal içindeki hava akışına dik doğrultuda olan üfleme delikleri kısıldıkça, toplam debinin arttığı, alt ve üst delikler kısıldığında ise toplam debinin azaldığı görülmüştür.

INVESTIGATION OF TEMPERATURE DISTRIBUTION AND AIR FLOW IN A NO-FROST FREEZER

SUMMARY

In a no-frost refrigerator, homogeneity of the cabinet temperature distribution is important for reducing energy consumption. Minimizing the temperature differences between the loaded packages (which represent foods) provides a better energy consumption. Reducing the energy consumption is possible by changing the air supply system characteristics of a no-frost refrigerator.

What makes this study different from similar literature studies, is that the air supply system is modelled as a closed-loop system while former studies mass flow rates are given as boundary conditions. However, in this study the air supply system is completely modeled so that mass flow rates could be investigated numerically as well. Furthermore the CFD analysis were validated with experimental studies.

Computational analysis for different air supply hole configurations were also used in this study. As a result of the analysis for each hole and for total air supply mass flow rates are computed and the temperature distribution in the cabinet are visualised. And the results are validated with the experimental studies.

Validated from the computational analysis and the experimental studies, it is seen that temperature values increase in the neighbourhoods of the walls of the cabinet. The coolest packages are found to be in the bottom regions while the warmest ones are in the upper regions. The highest mass flow rates are at the holes which are through the airflow while the lowest rates are found at the holes which are perpendicular to the airflow direction in the air supply system duct. Another observation in the study is that, decreasing the total area of the holes which are perpendicular to the airflow direction in the duct increases the total mass flow rate. In the other hand, decreasing the total area of the upper and lower holes, whose normal direction is same as the airflow direction in the duct, decreases total mass flow rate also decreases.

1. GİRİŞ

Enerji maliyetlerindeki hızlı yükseliş, özellikle bilimsel çalışmaları destekleyen kuruluşlarda, enerji tüketimini azaltmaya yönelik çalışmaların yoğunlaştırılmasına sebep olmuştur. Toplam enerji tüketiminde konutsal ihtiyaçlar doğrultusunda tüketilen enerji büyük paya sahiptir. Bu sebeple üreticiler yüksek verime sahip ürünler üzerine çalışmalarını yoğunlaştırmıştır. Buzdolapları ve derin dondurucular da konutsal ihtiyaçların vazgeçilmez bir parçası olarak bu çalışmalar kapsamında değerlendirilmektedir.

Buzdolaplarında enerji tüketiminin büyük kısmı dondurucu kabininin soğutulması için kullanılır. Bu çalışmada dolap içindeki sıcaklık dağılımının mümkün olduğunca bir-örnek olması sağlanmaya çalışılarak enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik deneysel ve nümerik analizler yapılmıştır. Kullanılan dolapta fan yardımıyla kabinden emilen hava, hava dağıtım kanalında evaporatör üzerinden geçerken soğutulmaktadır. Üfleme deliklerinden çıkan havanın debisine de bağlı olarak kabin içinde sıcaklık dağılımı oluşmaktadır. Bu çalışmada kabin içinde yiyecekleri temsilen paketler kullanılmıştır.

Çalışmanın ileriki bölümlerinde üfleme deliklerinin boyutları değiştirilerek paket sıcaklıkları üzerindeki farkların gözlemlendiği parametrik analizler de mevcuttur.

Bu çalışmayı benzer çalışmalardan ayıran temel özellik nümerik analizlerde kullanılan modelin kapalı sistem olmasıdır. Yani sistem fanın dönüşüyle birlikte debiyi kendisi belirlemektedir. Dolayısıyla üfleme deliklerinden çıkacak olan debi deneysel sonuçlara bağlı olmaksızın kendiliğinden sınır şartı olarak belirlenmektedir.

Deneyisel yöntem olarak kullanılan PIV (particle image velocimetry) ölçümleri ve ısı odası testlerinin sonuçları, bilgisayar ortamında oluşturulan modelin ticari bir yazılım kullanılarak yapılan analiz sonuçlarını valide etmek için kullanılmıştır.

Bunlara ek olarak, dolabın gerçek uygulamalardaki paket sıcaklıklarının değişimlerinin simülasyonu yapılmıştır. Bunun için buzdolabında kompresör durma zamanları da çalışma zamanlarına ek olarak nümerik çözümler yapılmış ve sonuçları irdelenmiştir. Döngü halinde elde edilen paket sıcaklık değişimleri grafiklerle gösterilmiştir.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Buzdolaplarında kabin içinde sıcaklık dağılımının bir-örnek olmasına yönelik tasarımların geliştirilmesi yoğun olarak çalışılan bir konudur. Soğuk havanın aşağı doğru hareketi ve bununla birlikte sıcak havanın yükselmesi sonucunda buzdolabının üst bölgelerinde sıcaklıkların daha yüksek olduğu görülmektedir. Araştırılan makalelerde bu çalışmada da olduğu gibi deneysel ve nümerik çözümler karşılaştırılarak sonuca gidilmeye çalışılmıştır. Bunun için üfleme deliklerinin konumu ve büyüklükleri, üfleme deliklerinden çıkan havanın debisi ve kabin içinde oluşan hava hızları incelenmiş ve geliştirilmeye çalışılmıştır.

O. Laguerre'in [8] çalışmasında zorlanmış hava akışının bulunmadığı konvansiyonel buzdolaplarında, doğal taşınım ile ısı transferi ve hava akışı incelenmiş ve dolap içindeki sıcaklık dağılımı araştırılmıştır. Deneysel olarak bulunan sonuçların ticari bir CFD yazılımdan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması amaçlanmıştır. CFD ile yapılan analizlerde ışıınım ile ısı transferi olduğu ve olmadığı durumda sonuçlar araştırılmıştır.

Analizler, Şekil 2-1' de görüldüğü gibi, dolabın boş geometrisi, dolabın içine cam rafların yerleştirildiği geometri ve cam raflar ile beraber yiyecek ürünlerinin temsil edildiği paketli halinin geometrisi olmak üzere 3 farklı konfigürasyon için yapılmıştır. Geometri dolabın yarısı için simetri modeli yapılarak oluşturulmuştur. Sınır şartları deneysel verilerden alınmış olup laminar hava akışı kabulü yapılmıştır. Evaporatör sıcaklığı ve dış ortam sıcaklığı sabit kabul edilerek sırasıyla 0,5°C ve 20°C olarak verilmiştir. Kullanılan cam rafların kalınlıkları 5 mm ve ısı iletkenlikleri

a

Plan of symmetry

44 cm

136 cm

Evaporator

90 cm

Thermocouples

Shelves

21 cm

18 cm

23 cm

Central axis

Plan situated at 8 cm from the sidewall

b

1.2 cm

23

20 cm

26 cm

20 cm

24 cm

0.4 cm

c

30 cm

2.7 cm

2 cm

10 cm

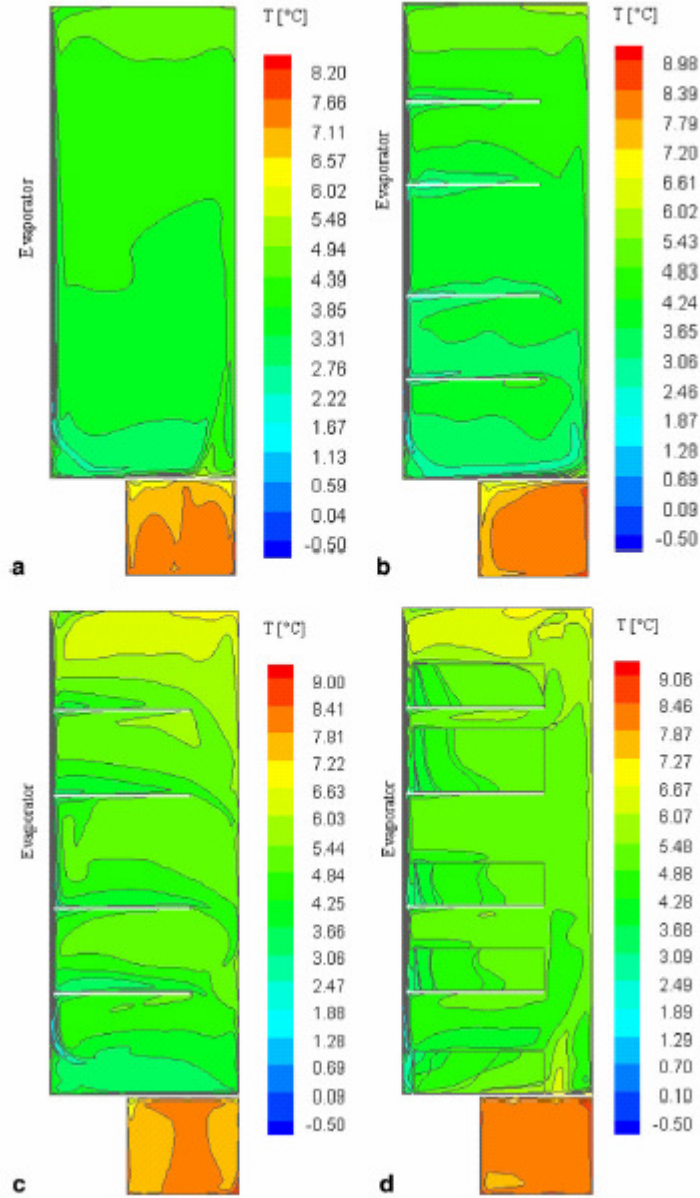
15 cm

10 cm

Products

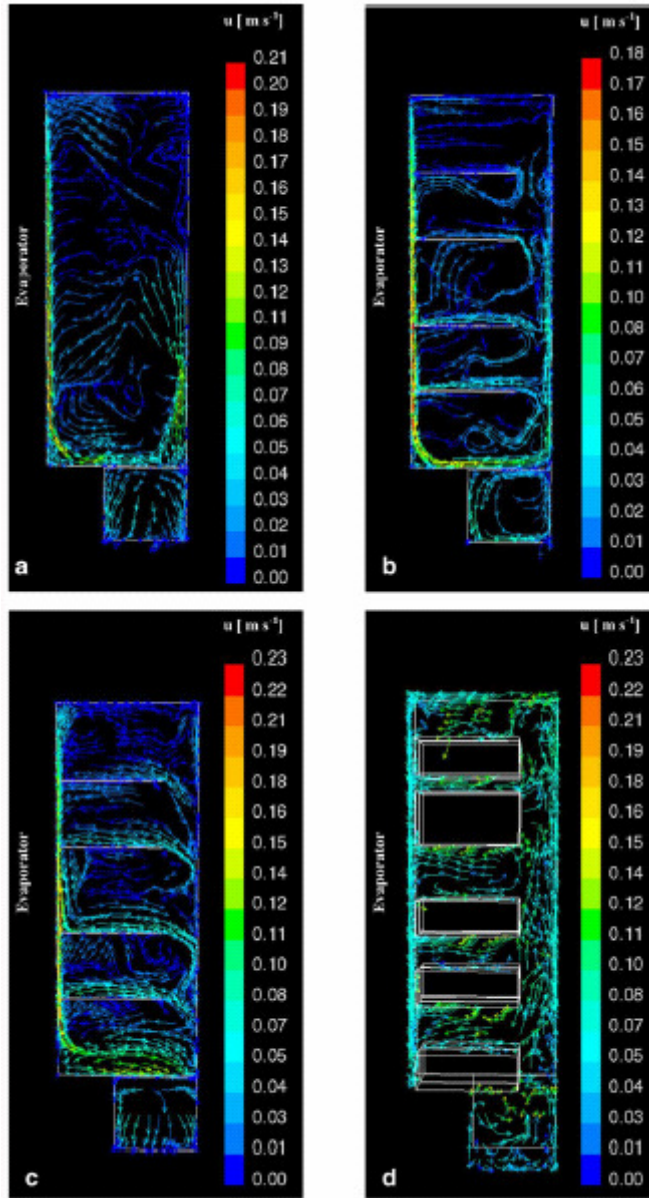
4 cm

Laguerre'in [8] elde ettiği sonuçlarda sıcaklık dağılımına bakıldığında sebzelik bölmesi dışında sıcaklığın dolabın üst bölgelerinde alt bölgelerine göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Alt bölgelerde sıcaklık 3°C civarındayken dolabın tavanına yakın bölgelerde 7° ila 8°C civarlarında gözlenmektedir. Sebzelik bölmesinde ise sıcaklıklar yaklaşık olarak 9°C civarındadır. Evaporatör etkisinden dolayı dolabın arka duvarında da soğuk bölgeler görülmektedir. Paketli deneylerde ise kapıya yakın olan paketlerin sıcaklıkları diğerlerine göre daha yüksek bulunmuştur. Dolap içindeki sıcaklık dağılımları Şekil 2-2' de görülmektedir.



Şekil 2-2:Sıcaklık konturları: a)boş dolabın simetri yüzeyi, b)cam raflı dolabın simetri yüzeyi, c)ürün dolu dolabın simetri yüzeyi, d)ürün dolu dolabın kenar duvarından 8 cm iç tarafındaki yüzeyi [8]

Dolap içerisindeki hava akışı da ayrıca incelenmiştir. Bulunan sonuçlar doğrultusunda Şekil 2-3'te de görüldüğü gibi evaporatör tarafında aşağıya doğru hızlanan hava, kabin içinde özellikle kapı tarafında daha yavaş bir şekilde yukarı doğru hareket etmektedir. Raflar ve paketler konuldukça kabin içindeki hava hareketi azalmış ve bununla birlikte sıcaklıklarda artış gözlenmiştir.

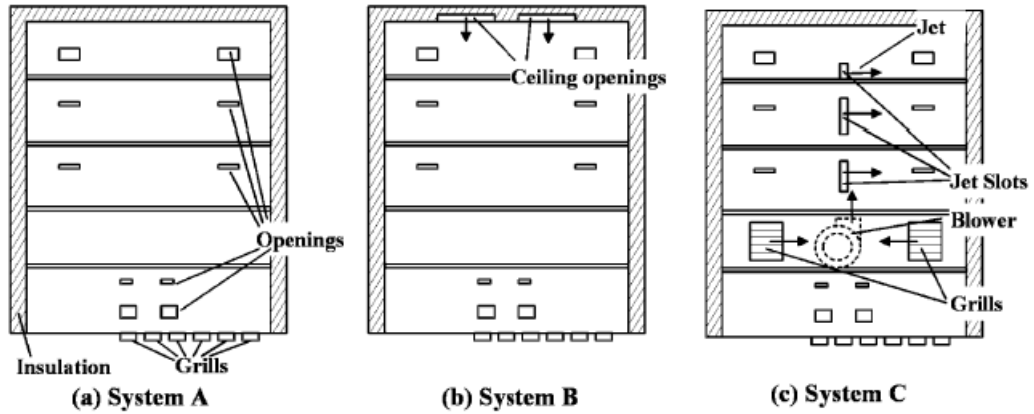


Şekil 2-3:Hız vektörleri: a)boş dolabın simetri yüzeyi, b)cam raflı dolabın simetri yüzeyi, c)ürün dolu dolabın simetri yüzeyi, d)ürün dolu dolabın kenar duvarından 8 cm iç tarafındaki yüzeyi[8]

Yapılan analizlerde incelenen bir başka etki ise ışıınımdır. Işıınımın hesaba katıldığı durumda yapılan analizler deneysel verilere yakın çıkarken, ışıınımın ihmal edildiği durumda dolabın üst bölgelerinde daha yüksek sıcaklıklar elde edilmiştir.

Kazuhiro Fukuyo' nun çalışmasında [5] kabin içindeki sıcaklık dağılımının dengelenmesi amaçlanmıştır. Diğer çalışmalara benzer şekilde bir CFD yazılımı kullanılarak sıcaklık konturları çizilmiştir. Ayrıca jet akışı sağlayacak bir fan kullanımının, kabini soğutma hızına etkisinin incelenmesi için teorik hesaplamalar

ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır.

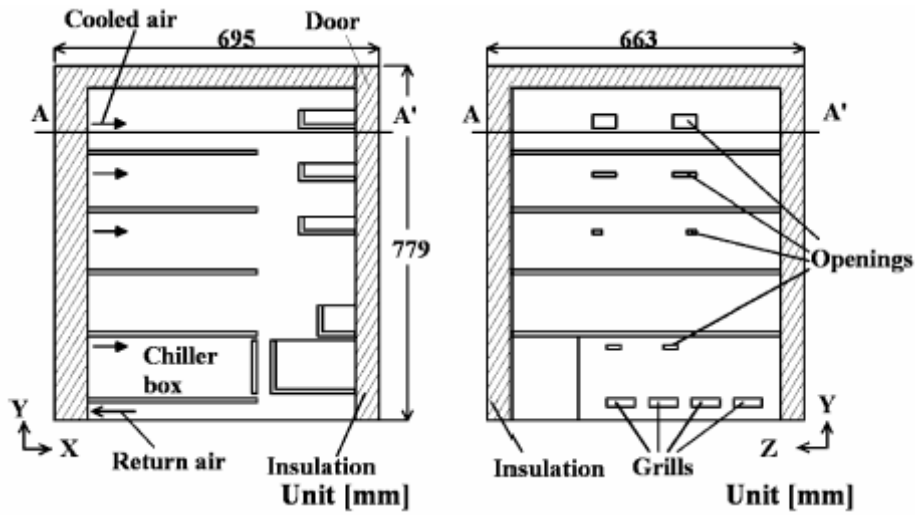


Şekil 2-4:İncelenen sistemler[5]

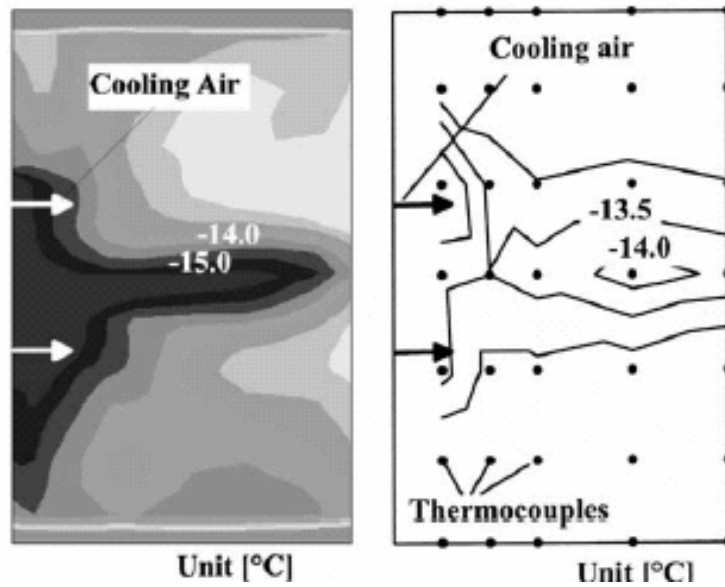
Fukuyo, Şekil 2-4'tede görüldüğü gibi 0,24m³ hacmindeki bir kabin içinde 3 farklı sistem için incelemeler yapmıştır. Sistemlerde ortak olarak 10 adet üfleme deliği ile beraber 6 adet emiş deliği bulunmaktadır. Kabin içindeki hava emiş deliklerinden kanala girerek evaporatör üzerinden geçtikten sonra üfleme deliklerinden tekrar kabin içine gönderilmektedir. Üfleme deliklerinden çıkan havanın debisi 0,17m³/dk ve sıcaklığı -10°C olarak belirlenmiştir. Birinci sistemde başlangıç durumu için analizler yapılmıştır. İkinci sistemde kabinin üst bölgesindeki sıcaklık yükselişini önlemek için bu bölgeye ayrıca kanal açılarak soğuk havanın gönderilmesi amaçlanmıştır. Üçüncü sistemde ise kabin içindeki hava akışını hızlandırmak ve sirkülasyonu artırmak amaçlanmıştır. Bunun için jet akışı sağlayacak bir fan kullanılacaktır. Bu fan sayesinde kabin içerisinden hava, 2 adet delik ile emilerek, 3 adet üfleme kanalından tekrar içeri gönderilecektir. Bu yolla kabin içindeki paketlerin üzerinden havanın daha çok geçirilerek ısı transferinin iyileştirilmesi ve paketlerin daha hızlı soğutulması beklenmektedir. Bu sistemde jet akışını sağlayacak fanın debisi 0,3 m³/dk olarak belirlenmiştir. Fanın kabinden çektiği hava evaporatör üzerinden geçmeyerek üfleme deliklerinin altıda biri oranında açılan deliklerden çıkmaktadır. Jet akışının sağlandığı bu deliklerde hızın diğer deliklere göre yaklaşık

10 kat yüksek olduğu görülmüştür.

Çalışmada tüm sistemler için amaç kabin içinde 5°C üniform sıcaklık dağılımı elde etmektir. Deneysel sonuçlar CFD sonuçları ile karşılaştırılırken daimi rejimdeki sonuçlar (steady-state) ele alınmıştır. CFD analizleri için sınır şartları; kabin dışı ortam sıcaklığı 30°C duvarların iletim katsayısı $0,018\text{W}/(\text{m.K})$, ve duvarların dış yüzeyleri için ısı transfer katsayısı $5\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$ olarak belirtilmiştir. Problemin çözümünde k- ϵ türbülans modeli ile simple algoritması kullanılmıştır.

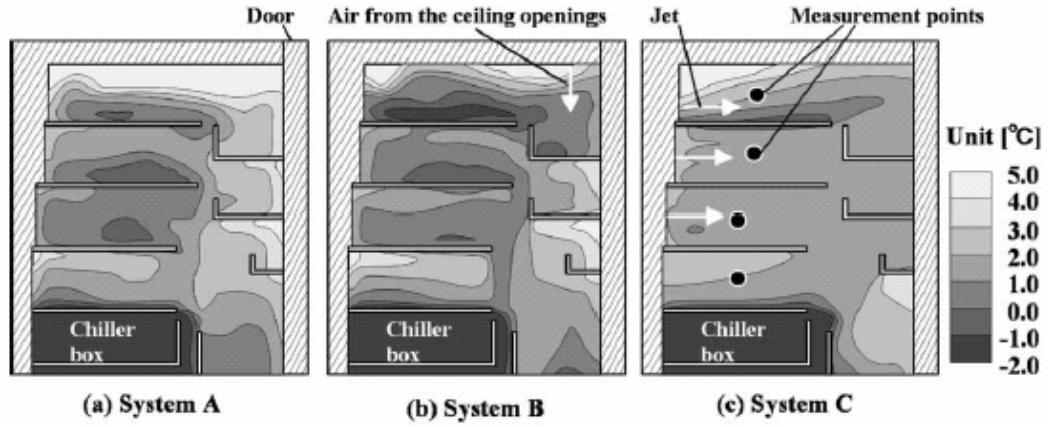


Şekil 2-5: Kabin içi görünüm: a) kesit görünüm; b) önden görünüm[5]



Şekil 2-6: A-A' kesiti boyunca sıcaklık dağılımları: a) CFD sonuçları; b) deneysel sonuçlar[5]

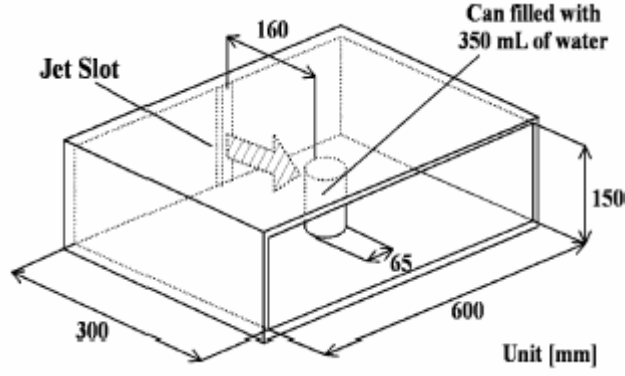
CFD sonuçları ile deneysel ölçümler arasında Şekil 2-6'daki gibi görülen 1K' lik fark CFD analizlerinin doğruluğu açısından yeterli bulunmuştur.



Şekil 2-7:Orta bölgenin kesit alanında sıcaklık dağılımları[5]

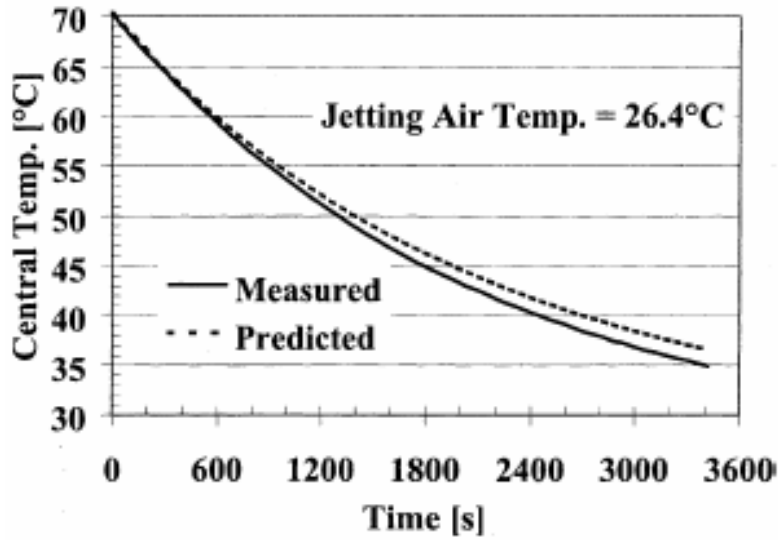
Şekil 2-7'de kabinin ortasında bir bölgeden alınan kesit görünüşteki sıcaklık dağılımları görülmektedir. A sistemine bakıldığı zaman kabinin üst bölgelerinde yüksek sıcaklık bölgelerinin oluştuğu görülmektedir. Düşük sıcaklıklar ise rafların orta bölgelerinde bulunmuştur. B sisteminde ise kabinin üst bölgesine açılan kanallar yardımıyla bu bölgedeki yüksek sıcaklıkların engellendiği görülmektedir. C sisteminde ise kabinin büyük bir kısmı 2°C sıcaklıkta olup üniform bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Standart sapmanın en düşük bu sistemde görülmesi, kabin içindeki sıcaklık farklarının bu sistemde daha az olduğunu göstermektedir. Bu bilgilere bakılarak jet akışının sistemi geliştirdiği söylenilebilir.

Yayında incelenen bir başka konu ise hızlı soğutmadır. Bu konu için silindirik bir kabın jet akışı ile soğutulması incelenmiştir. Şekil 2-8'deki gibi oluşturulan deney düzeneğiyle doğrulamanın da yapıldığı araştırmada 2 boyutlu model oluşturularak nümerik analizler yapılmıştır.

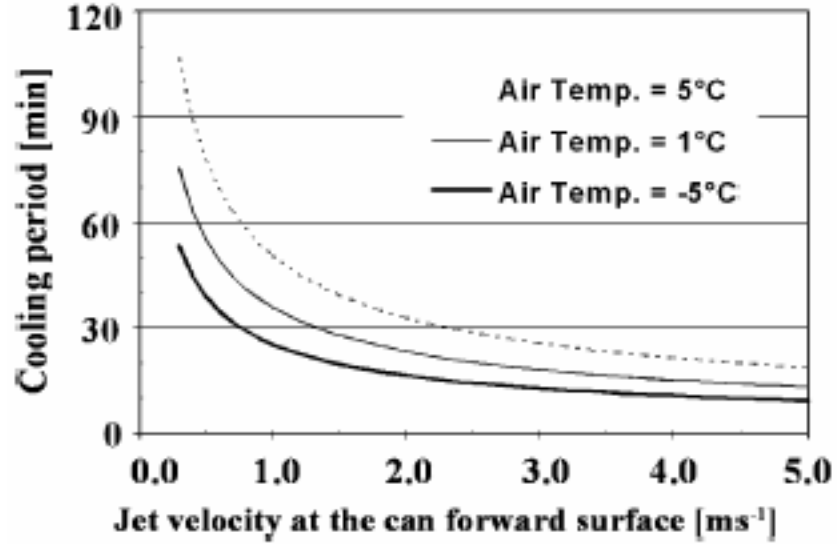


Şekil 2-8:Hızlı soğutma deney düzeneği[5]

Yapılan deneylerde 70°C ' de su dolu bardağın 40°C ' ye soğutulması için gereken süre 2400 saniye bulunurken, matematiksel modelleme ile bulunan sonuç 2700 saniye olmaktadır. Bunun sebebi olarak ise oluşturulan modelin 2 boyutlu olması gösterilmektedir. Şekil 2-9'da bardak merkezindeki sıcaklığın zamana bağlı olarak değişimi, deneysel ve nümerik sonuçlarla karşılaştırılmıştır.Şekil 2-10' da ise jet akışının hızına bağlı olarak soğutma süresinin değişimi gösterilmiştir. Ayrıca farklı sıcaklıkta üflenen hava için, kabin içinde oluşan sıcaklıklar karşılaştırılmıştır.



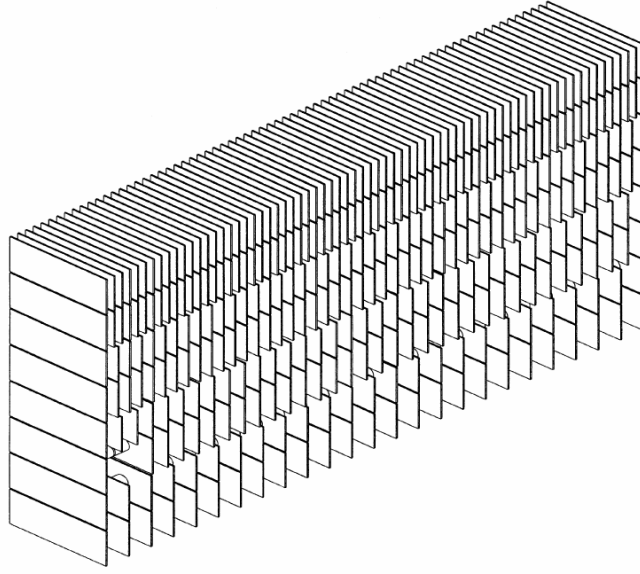
Şekil 2-9:Bardak merkezindeki sıcaklığın zamana bağlı değişimi[5]



Şekil 2-10:Farklı sıcaklıklarda üflenene jet akışının hızına bağlı olarak soğutma süresinin değişimi[5]

Şekil 2-10'daki grafikte görüldüğü gibi jet akışının hızı arttıkça, farklı sıcaklıklarda üflenene hava için soğutma sürelerinin değişimleri artmaktadır. Düşük hızlarda jet akışı durumunda farklı üfleme sıcaklıklarının soğutma hızına etkisi incelendiğinde ise, bu etkinin düşük hızlardaki kadar yüksek olmadığı görülmektedir.

Y. C. Shih'in [11] yapmış olduğu çalışmada evaporatör üzerinde hava tarafı ısı transferi ile ilgili nümerik analizler yapılmıştır. Temel amaç ısı transferi performansını artırarak enerji tüketiminde iyileştirmeler yapabilmektir. Bu çalışmada; hava akışının oturmuş olduğu, havanın sıkıştırılmaz olduğu ve termofiziksel özelliklerinin sabit kaldığı, evaporatör üzerindeki sıcaklıkların sabit kaldığı ve radyasyon etkisinin ihmal edildiği kabulleri yapılmıştır. Analizlerde türbülans kinetik enerji denklemleri açık tutulmuştur. Kullanılan evaporatörün yüzey artırıcı elemanları Şekil 2-11'de görüldüğü gibi havanın evaporatöre ilk geldiği bölgelerde (alt bölgelerde) seyrekken sonlara doğru sıklaşacak şekilde yerleştirilmiştir. Bu sayede havanın daha düzgün yönlendirilmesi amaçlanmıştır.



Şekil 2-11: Evaporatör üzerindeki yüzey artırıcı elemanların dizilişi[11]

Analiz sonuçlarında havanın izlediği yol boyunca ısı transfer oranının azaldığı görülmüştür. Buna bağlı olarak son kanatçıklarda, evaporatör yüzey sıcaklığı ile bu bölgeden geçen havanın sıcaklığı arasındaki fark da azalmıştır. Ayrıca kanatçıklar arasındaki mesafenin azalmasından dolayı evaporatörün son sıralarına doğru ısı transfer katsayısının arttığı gözlemlenmiştir.

M. K. Chourasia'nın [7] yapmış olduğu çalışmada patateslerin bozulmadan muhafaza edilmesi için yapılmış soğuk odanın içindeki ısı transferi ve nem kaybı incelenmiştir. Deney süresi 6 aydır ve bu süre boyunca oda açılmamaktadır. Bu durumda odanın içerisindeki havanın akışının sabit kaldığı kabulü yapılarak hava akışı sabit durum (steady state) olarak belirtilmiştir. Çözümü basitleştirmek için 2 boyutlu model kullanılmıştır. Ayrıca soğutucu borular modellenmemiştir. Boruların sağladığı ısı ve kütle transferini modellemek için sıcaklıklar ve bağıl nem oranları kullanıcı tanımlı fonksiyonlarla belirlenmiştir. Bu değerler deneysel sonuçlardan alınan sonuçlarla tanımlanmıştır.

Chourasia, nümerik analizlerinin sonuçlarında ortalama sıcaklık değerini, deneysel çalışma sonuçlarına göre $0,5^{\circ}\text{C}$ farkla yakalamıştır. Bunun yanında nümerik çözümle

elde edilen nem kaybı, deneysel sonuçlarla elde edilenden %0,61 daha yüksektir.

Ben Amara [9] yapmış olduğu çalışmada buzdolabı içindeki doğal taşınım esnasında oluşan hidrodinamik sınır tabaka kalınlığını ve dikey duvarların sınır şartlarına bağlı akış hareketlerini incelemiştir. Bunun için hem deneysel hem nümerik analizler yapmıştır. Deneyler için PIV (Particle Image Velocity) tekniğini kullanmıştır. Nümerik çözümü yaparken Fluent yazılımı ile dolabın simülasyonunu oluşturmuştur. Dış sıcaklığı sabit olarak kabul ettiği analizlerde duvarlar için global ısı transfer katsayısı kullanmıştır. Ayrıca doğal taşınım çözdürdüğü için laminar hava akışı çözdürmüştür. Evaporatörü ihmal ederek kurduğu modelde evaporatörün bulunduğu arka duvara sabit sıcaklık tanımlayarak dolap içini soğutmayı bu duvardan sağlamıştır. Bu sıcaklıkları da kompresörün çalışma ve durma zamanlarındaki deneysel verilerine dayanarak sırasıyla -10°C ve 0°C olarak tanımlamıştır. Sonuç olarak yaptığı 3 boyutlu simülasyon ve deneysel çalışmanın sonuçları (yaklaşık 2,5cm) birbirine yakın çıkmıştır.

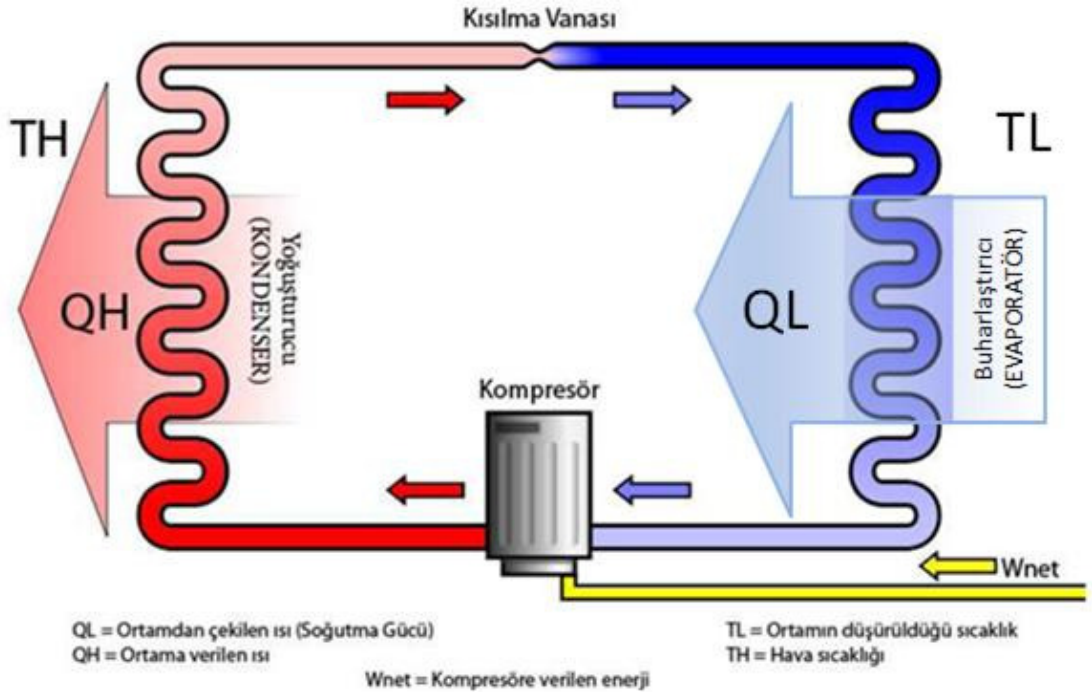
Ding [2] yapmış olduğu çalışmada buzdolabı içindeki sıcaklık dağılımının raflarla evaporatör arasındaki mesafe ve raflarla kapı arasındaki mesafe ile bağlantısını incelemiştir. İki farklı durum için deneysel ve nümerik analizler yapmıştır; birincisi doğal taşınımın hakim olduğu model, ikincisi ise fan ve hava kanalının bulunduğu zorlanmış taşınımın hakim olduğu model. Nümerik analizleri Star-CD yazılımı ile gerçekleştirmiştir. Yapmış olduğu analizlerin ve deneylerin sonucunda mesafelerin daha kısa olmasının, dolap içindeki sıcaklıkların daha düzenli (bir-örnek) olmasını sağladığını görmüştür. Bunun yanında fan ve hava kanalı ekleyerek kurmuş olduğu sistemde havanın daha düzenli (bir-örnek) olduğu sonucuna varmıştır.

3. GENEL TANIMLAR, DENEY DÜZENEKLERİ

Bu bölümde, tez çalışmasında kullanılan temel kavramlar ve tanımlardan bahsedilecektir. Bu tanımlar genel olarak buzdolabı ve soğutma çevrimi ile ilgili sık kullanılan kavramlardır.

3.1 No-Frost Buzdolabı ve Termodinamik Soğutma Çevrimi

Bir buzdolabında soğutma işlemi termodinamik soğutma çevrimi ile sağlanır. Konvansiyonel buzdolaplarından farklı olarak no-frost dolaplarda zorlanmış taşınım ile ısı transferi sağlayan hava sağlama sistemi bulunmaktadır.

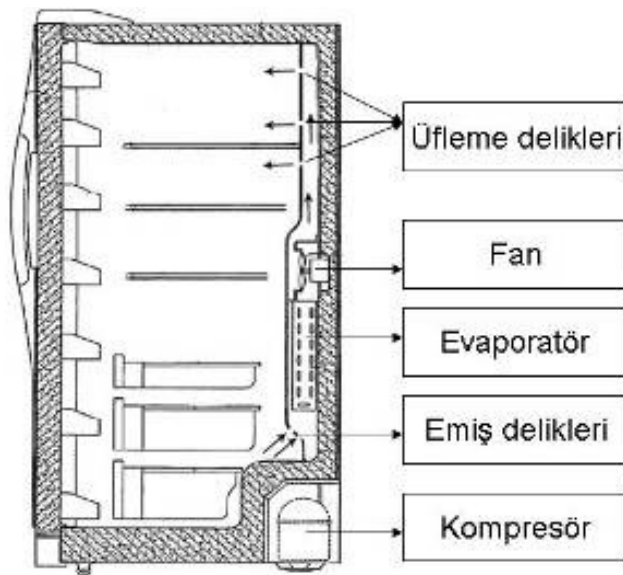


Şekil 3-1: Termodinamik soğutma çevrimi

Klasik bir termodinamik soğutma çevrimi Şekil 3-1'de gösterilmektedir. Sistemin 4 ana elemanı vardır: evaporatör (buharlaştırıcı), kompresör, kondenser (yoğuşturucu) ve kılcal boru (kapileri). Kısaca soğutma çevrimi şu aşamalardan oluşur;

Evaporatörden geçen sıvı akışkan, soğutulması istenilen hacimden ısı çekerek buharlaşır ve buhar fazında kompresöre ulaşır. Kompresörde soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı artırılarak kondensere iletilir. Kondenser genellikle buzdolabının dış ortamdan görünebilecek şekilde dışında bulunmaktadır. Bu durumda dış ortamın daha düşük sıcaklıkta olması, soğutucu akışkandan dış ortama ısı transferinin gerçekleşmesini sağlar. Kondenseri terk eden soğutucu yoğuşmuş olarak kılcal boruya ulaşır. Kılcal boru boyunca basıncı düşürülen akışkan, düşük sıcaklıkta buharlaşmaya hazır hale gelerek evaporatöre ulaşır ve döngü tamamlanmış olur.

Şekil 3-2’den de görülebileceği gibi no-frost dolaplarda hava sağlama sisteminin önemli bir kısmını fan oluşturmaktadır. Bu çalışmada kullanılan dolapta fan kabinin içindeki havayı kabin içinden emerek evaporatörün bulunduğu kanala gönderir. Kanal içinde soğuyan hava, üfleme deliklerinden tekrar kabin içine verilerek paketlerin soğuması sağlanır. Bu noktada üfleme deliklerinin konumu ve boyutları önem kazanmaktadır. Kabin içindeki sıcaklık dağılımını iyileştirmek için bu çalışmada da üfleme deliklerinin boyutlarında değişiklikler yapılarak besinleri temsil eden ölçüm paketlerinin sıcaklık değişimleri incelenmiştir.



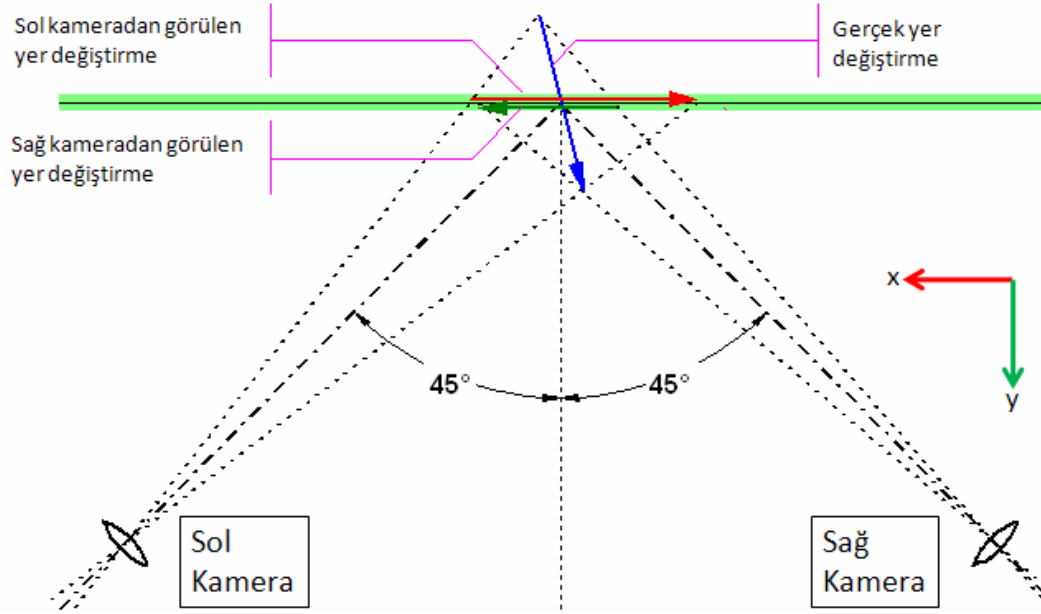
Şekil 3-2: No-frost buzdolabının genel görünümü

No-frost buzdolaplarının bir diğ er önemli özelliği ise konvansiyonel buzdolaplarında görülen karlanma-buzlanma olayının ger ekle memesidir. Fanın zorlama etkisiyle havanın evaporatör üzerinden geçmesi karlanma-buzlanma olayının da evaporatör üzerinde gerçekleşmesini sağlamaktadır. Bu sayede kabin içinde karlanma-buzlanmadan dolayı oluşacak kötü görüntü ve hacim daralması engellenmiş olur. Evaporatör üzerinde biriken karlar evaporatör üzerinde bulunan ısıtıcı vasıtasıyla defrost zamanlarında eritilerek çözülmüş olur.

3.2 PIV Deney D zeneg i

PIV (particle image velocimetry) bir akış alanının tamamının hız dağılımını anlık olarak ölçebilen bir ölçüm sistemidir. Diğ er hız ölçüm sistemlerine göre önemli bir avantajı akışa temas etmediği için akışı bozmamasıdır. İncelenen akışkan ve akış türüne bağlı olarak seçilen parçacıklar akışa verilir ve akış alanı düzlemsel bir lazer ışını ile aydınlatılır. Aydınlatılan bölgedeki parçacıkların hareketi 1 veya 2 adet CCD (Charge Couple Device) kamera ve bilgisayar programı yardımıyla gözlemlenir. Bu resimler aynı program kullanılarak hız vektörlerine dönüştürülür. Bu şekilde hız dağılımları elde edilir ve debiye geçiş yapılabilir.

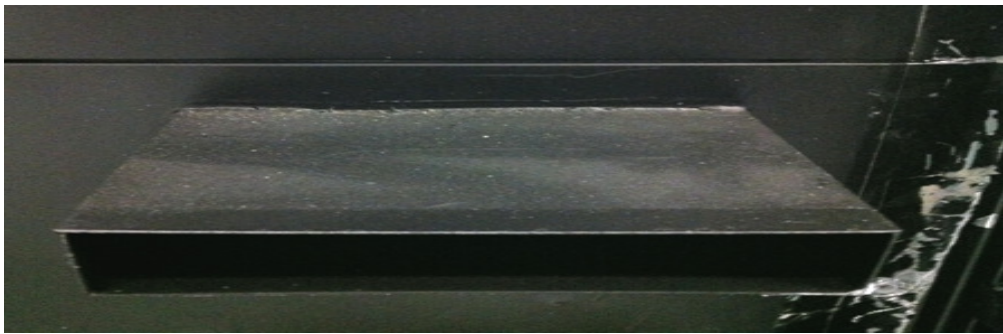
Bu çalışmada kurulan PIV sisteminde 45  açıyla yerleştirilmiş 2 adet CCD kamera ve lazer ışık kaynağı kullanılmıştır. 2 adet kamera kullanılmasının sebebi g rsellemenin 3 boyutlu yapılacak olmasıdır. Temel prensip iki tek parçacığın iki farklı açıdan yer değişimleri bilgisayar ortamında birleştirilerek görüntünün 3 boyuta dönüştürülmesidir.



Şekil 3-3: PIV deney düzeneği şeması

Üfleme deliklerinin düzlem normali y doğrultusundadır. Buna bağlı olarak, yapılacak ölçümler için Şekil 3-3 de görüldüğü gibi lazer ışık kaynağı y doğrultusuna dik olacak şekilde, yani x-z düzleminde, düzlemsel olarak verilmektedir.

Akışın deliklerden çıkışı sırasındaki hız değerlerindeki hata oranını en aza indirmek için, Şekil 3-4'te görüldüğü gibi, delikler kabin içine doğru (y doğrultusunda) bir miktar uzatılmıştır. Ayrıca kamerayla yapılacak çekimlerde yansımanın engellenmesi için dolabın içi siyah renge boyanmıştır.



Şekil 3-4: Üfleme deliklerinde bulunan uzatma kanalları

PIV deney düzeneğinden elde edilen sonuçlar ileriki bölümlerde CFD analiz sonuçları ile karşılaştırılacaktır.

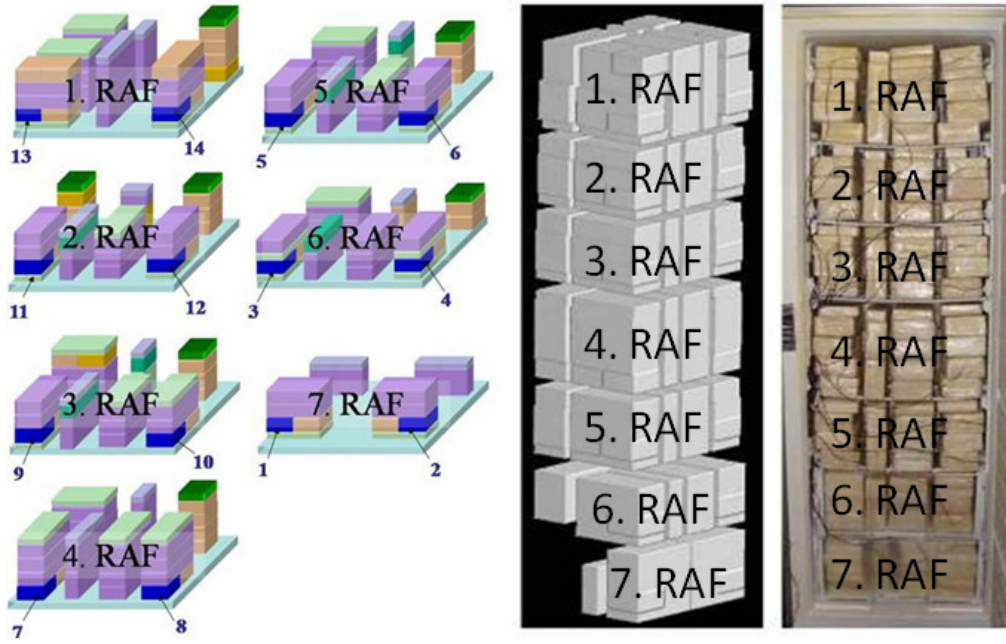


Şekil 3-5: PIV deneyine alınan dolabın görüntüsü

3.3 Isı Odası Deney Düzeneği

Buzdolaplarında enerji tüketimi belirli standartlar altında ölçülmek zorundadır. Bu standartlar ortam sıcaklığı, dolabın pozisyonu, paketlerin dizilişi gibi içeriklere sahiptir. Dolabın deneye girdiği ortamın sıcaklığını sabit bir şekilde istenilen sıcaklıkta tutabilmek için buzdolapları ısı yalıtımlı odalarda test edilmektedir.

Dolap deney odasına alındıktan sonra yiyecekleri temsil eden farklı boyutlardaki paketler TS-EN-ISO-15502 standartlarına göre paket-paket ve paket-duvar arası mesafeleri belirli limitler altında olacak şekilde yerleştirilir ve bu şekilde yüklenebilecek maksimum yükleme ile yüklenir. Şekil 3-6'da modelin paket yerleşim planı gösterilmektedir. (Şemada gösterilen mavi renkli paketler ölçüm paketleridir.)



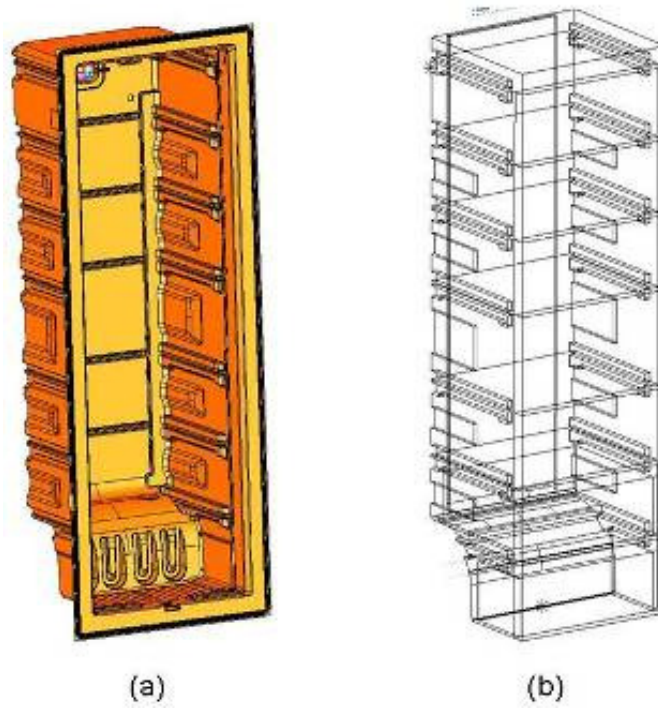
Şekil 3-6: Paket yerleşimi: a) paketlerin yerleşim şeması; b) CFD modelinde paketlerin görünümü; c) dolap üzerinde örnek paket yerleşimi

Kabin içinde ve sistem üzerinde belirli noktalara termokupllar bağlanarak bu noktaların zamana bağlı sıcaklık değişimleri incelenir. Bu çalışmada ortam sıcaklığı 25°C ye koşullandırılmıştır.

4. NÜMERİK MODEL

Bu bölümde bir no-frost derin dondurucusu için yapılmış deneyler ve bu deneylerin bilgisayar ortamında oluşturulan modeli ile yapılan nümerik (CFD) analizler hakkında bilgi ve sonuçlar verilecektir. Yapılan analizler deneysel sonuçlarla karşılaştırılacak ve benzer sonuçlar ve farklı sonuçlar sebepleri ile beraber irdelenecektir.

4.1 Katı Model



Şekil 4-1: Dolabın CAD çizim modeli: a)gerçek model; b) basitleştirilmiş model

Şekil 4-1-a 'da dolabın iç hacminin gerçek CAD (Computer Aided Drafting) modeli gösterilmiştir. Model I-DEAS katı modelleme programı ile hazırlanmıştır. Gerçek CAD modeli için nümerik çözüm ağının oluşturulması zor olacağından ve daha fazla eleman gerektireceğinden, çizim basitleştirilerek **Şekil 4-1-b'** de gösterilen model

oluşturulmuştur. Dolabın iç hacmi modellendirildikten sonra ayrıca modellenmiş olan hava sağlama sistemi (fan, hava kanalı ve üfleme delikleri) ile birleştirilmiştir. Hava sağlama sisteminde 100mm çapında 4 kanatlı eksenel fan kullanılmıştır. Daha sonra ise paket yerleşim planına uygun bir şekilde yiyecekleri temsil eden paket modelleri oluşturulmuştur.

4.2 CFD Yöntemi

Bu bölümde, oluşturulan modelden ve modelin nümerik çözümünden bahsedilecektir. Hazırlanan modelin benzer literatür çalışmalarından farkları anlatılacaktır ve bu farkların avantajlarından bahsedilecektir.

Ele alınacak problemde CFD analizleri için 2 tip model oluşturmak mümkündür; açık sistem ve kapalı sistem. Açık sistem, sadece akış hacminin modellendiği çözüm yöntemidir. Bu yöntemi kullanırken deneysel sonuçlara ihtiyaç duyulur. Kabin içerisindeki hava akışını sağlayacak olan, kabine havanın girmesini ve kabinden havanın çıkmasını sağlayacak olan sınır şartları deneysel sonuçlardan elde edilen verilerden oluşur. Hava sağlama sisteminden analizin yapılacağı hacmin içine girecek olan havanın debisi ve sıcaklığı önceden sabit veya fonksiyona bağlı değişken olarak belirtilir. Açık sistemin avantajı; hava sağlama sisteminin modellenmesine gerek duyulmadığı için daha az eleman sayısı ile çözüm oluşturularak daha kısa sürede çözümler yapılabilmesidir. Fakat değişken koşullarda debi miktarları bulunamayacaktır.

Kapalı sistemlerde ise model biraz daha karmaşık hale gelmektedir. Akış hacmi olan kabinin yanı sıra hava sağlama sistemi de modellenmektedir. Hava sağlama sistemi modellenmesi sırasında fan detaylı bir şekilde modellenirken, evaporatör üzerinde bulunan yüzey alanını artırıcı elemanlar modellenmemektedir. Bunun sebebi ise bu

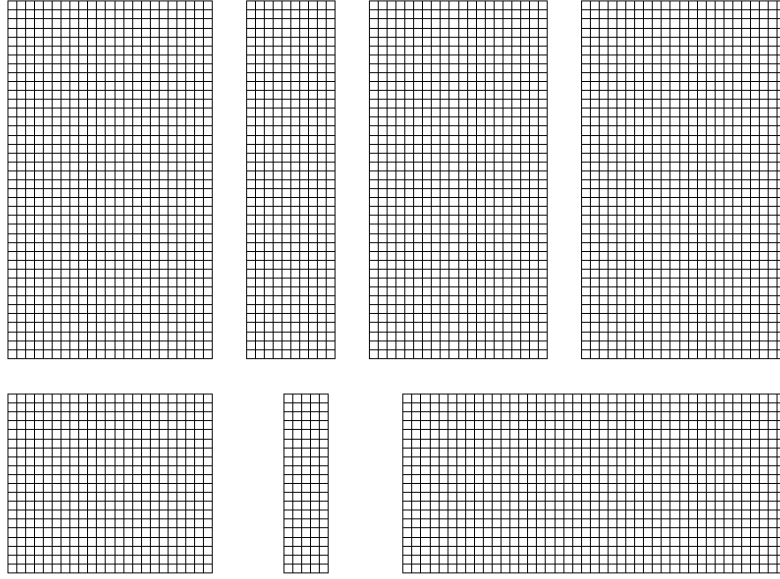
elemanların küçük boyutlarda olmasından dolayı çözüm ağı oluşturulurken gerektireceği elemanların küçük boyutlu olması ve dolayısıyla eleman sayısının çok artmasıdır. Fanın kabin içerisinden çekeceği hava, kanal içerisinde evaporatör yardımıyla soğutularak üfleme deliklerinden tekrar kabin içine gönderilmektedir.

Bu çalışmada kapalı sistem model oluşturulmuştur. Fanın belirli bir devirde dönmesi ile beraber paket sıcaklıklarındaki değişim ile beraber, farklı üfleme delikleri boyutlarında toplam debinin ne kadar değiştiği incelenmiştir.

4.2.1 Çözüm ağı oluşturulması

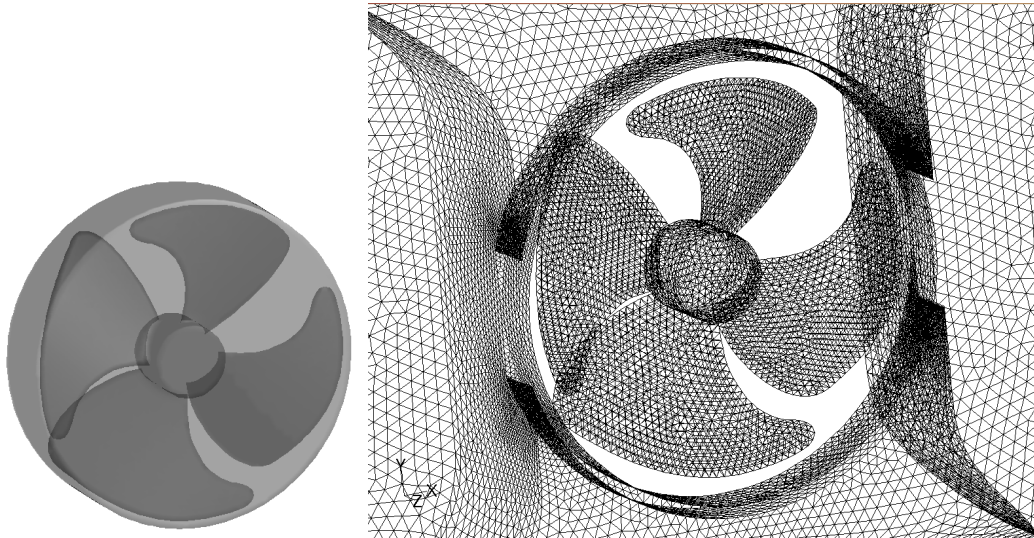
Çalışmada çözüm ağının oluşturulması ve sayısal çözümün yapılması için sırasıyla GAMBIT ve Fluent ticari yazılımları kullanılmıştır.

Modelin çözüm ağı oluşturulurken, Şekil 4-2’de görüldüğü gibi, tüm paketler basit bir geometriye sahip olduğu için hexahedral hücreleme ile, kalan bölgeler ise çoğunlukla tetrahedral hücreleme ile oluşturulmuştur. Paketlerin hacimsel hücrelemesi yapılırken eleman boyutu olarak 4mm kullanılmıştır. Bu durum tetrahedral hücrelemeye kıyasla önemli ölçüde eleman sayısı azalmasını sağlamıştır, bu da çözüm süresinin kısılması anlamına gelmektedir. Paketlerin dışında kalan hava akışının oluşacağı bölgelerde hexahedral hücreleme mümkün olmadığından, tetrahedral hücreleme yapılmıştır.



Şekil 4-2: 1. rafta bulunan paketlerin çözüm ağı (üstten görünüş)

Fanın geometrisinin karmaşık oluşu ve çevresindeki hızların yüksek oluşu sebebiyle, bu bölgede daha düşük çarpıklık değeri ile hücre oluşturulması amaçlanmıştır. Fan kanatları çok ince oldukları için hacimsel hücreleme yerine yüzeysel hücreleme yapılmıştır. Fanı ancak kapsayacak şekilde bir hacim oluşturulmuş, bu hacim “moving reference frame” olarak belirlenmiştir. Bu yöntem ile fanın dönüşü simule edilmiştir. Ayrıca fan yüzeyi ve civarındaki elemanların boyutu diğer bölgelerden daha düşük olacak şekilde, 0,8mm olarak verilmiştir.



Şekil 4-3: Fan katı modeli ve çözüm ağı

Modelin çözüm ağının kalitesinin belirlenmesinde esas kriter çarpıklık değeridir. Çarpıklık değerinin yüksek oluşu yanlış çözüm yapma riskini oluşturmaktadır. Fluent yazılımında ise çözüm yapılabilmesi için bu değer 0,95’ ten büyük olmamalıdır. Çizelge 1’de de görüldüğü gibi bu çalışmada maksimum kritik aralık olan 0,9-1,0 aralığında çarpıklık değeri olan hücre bulunmamaktadır. En yüksek çarpıklık 0,863 değerinde olup fan bölgesinde bulunmaktadır. Bu durumda çözüm ağının kaliteli olduğu söylenebilir. Dolabın tamamının modellenmesi için 9,75 milyon eleman kullanılmıştır.

9,75 milyon elemanlı bir modelin çözümünü hızlı bir bilgisayar gerektirmektedir. Model “principal axes” metoduyla 10 parçaya bölünmüştür. Bu metot temel eksenleri referans alarak, bu eksenlerle aynı hizalarda parçalama yapılması esasına dayanmaktadır[12]. Fluent yazılımının varsayılan ayarı olarak da bu metot kullanılmaktadır. Daha sonra parçalanmış model 10 işlemcili süper bilgisayarda koşturulmuştur.

Çizelge 1: Çarpıklık değerine göre eleman sayısının dağılımı

<u>Skewness Aralığı</u>			<u>Eleman Sayısı</u>	<u>Yüzde</u>
0	-----	0,1	3035190	31,13
0,1	-----	0,2	865203	8,87
0,2	-----	0,3	1560204	16
0,3	-----	0,4	2436142	24,98
0,4	-----	0,5	981106	10,06
0,5	-----	0,6	574803	5,89
0,6	-----	0,7	253524	2,6
0,7	-----	0,8	45070	0,46
0,8	-----	0,9	103	0
0,9	-----	1	0	0
0	-----	1	9751345	100

4.2.2 Yapılan kabuller

Modelde kullanılan evaporatörün üzerindeki ısı transferi yüzey alanını artırıcı elemanlar kullanılmadığı için toplam yüzey alanı gerçeğe göre %59 oranında

düşüktür. Bu durumda yeterli ısı transferi sağlanamamaktadır. Bu sorunu gidermek için model sınır şartları ile ilgili kabuller yapılmıştır. Bu kabullerden ileriki bölümlerde bahsedilecektir.

Çözüm modeli olarak basınç tabanlı implicit çözüm tekniği kullanılmıştır. Bu teknikte aşağıdaki Navier Stokes denklemleri kullanılmaktadır.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = k_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \cdot \left(2 \cdot \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot v) \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad (4.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = k_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \cdot \left(2 \cdot \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot v) \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (4.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = k_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \cdot \left(2 \cdot \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot v) \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \quad (4.3)$$

Yapılan analizlerde hava akış hızının en yüksek olduğu bölgenin fan bölgesi olduğu gözlemlenmiştir. Bu bölgede hız 2,7 m/s değerine ulaşmaktadır.

Daha sonra aşağıda yapılan Reynolds sayısı hesaplamaları doğrultusunda fan emiş bölgesindeki Reynolds sayısı referans alınarak türbülanslı çözüm yapılmıştır.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{YOGUNLUK \times HIZ \times UZUNLUK}{VIZKOZITE} \quad (4.4)$$

$$Re_{emiş} = \frac{1,4135 \times 2,7 \times 0,110}{1,615 \times 10^{-5}} = 25994 \quad (4.5)$$

$$Re_{üstdelik} = \frac{1,4135 \times 1,192 \times 0,046}{1,615 \times 10^{-5}} = 4799 \quad (4.6)$$

$$Re_{altidelik} = \frac{1,4135 \times 0,409 \times 0,046}{1,615 \times 10^{-5}} = 1647 \quad (4.7)$$

Viskoz model olarak ise k-ε (realizable) modeli kullanılmıştır. Modelin denklemleri

aşağıdaki gibidir [12].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (4.9)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (4.10)$$

Burada;

k : türbülans kinetik enerjisi

G_k : türbülans kinetik enerjisinin ortalama hız gradyanlarına bağlı değişimi

G_b : türbülans kinetik enerjisinin kaldırma kuvvetlerine bağlı değişimi

σ_k : türbülans kinetik enerjisi için Prandtl sayısı

σ_ε : türbülans kinetik enerjisinin sönmüleme hızı için Prandtl sayısı

μ : türbülans viskozite

Dolabın çalışma zamanı sırasında zorlanmış taşınımın doğal taşınımına göre çok daha etkin olduğunu göstermek için Grashof sayısı ile Reynolds sayısının karesinin oranı olan Arşimet sayısı hesaplanmıştır. Çalışma zamanlarında doğal taşınım denklemlerinin çözdürülmesine gerek olmadığını göstermek için aşağıdaki denklemler çözülmüştür.

$$Gr = \frac{g \times \rho^2 \times D^3 \times \beta \times (T_s - T_\infty)}{\mu^2} \quad (4.11)$$

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{g \times D \times \beta \times (T_s - T_\infty)}{V^2} = \frac{0,0039 \times 1,5 \times 9,81 \times 2}{1,1^2} \quad (4.12)$$

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{0,0039 \times 1,5 \times 9,81 \times 2}{1,1^2} = 0,095 \quad (4.13)$$

Gr: Grashof sayısı

T_s : Yüzey sıcaklığı

T_∞ : Ortam sıcaklığı

β : Genleşme katsayısı (1/T olarak da alınabilir)

g : Yerçekimi ivmesi

Bu durumda 0,095 değerinin 1,0' dan çok küçük bir değer olması sebebiyle zorlanmış taşınımın hakim olduğu söylenebilir [13]. Bununla birlikte dolabın çalışma zamanlarında doğal taşınım denklemleri çözülmemiştir.

4.2.3 Sınır şartları

Bu bölümde oluşturulan CFD modeli için girilen sınır şartları ve başlangıç koşulları belirtilecektir. Bazı sınır şartlarının sebeplerinden de ayrıca bahsedilecektir.

Önceki bölümlerde de belirtildiği gibi dolap tam model olarak oluşturulduğu için, hava debisi değeri ve akış için giriş-çıkış sıcaklıkları sınır şartı olarak girilmemektedir. Bu değerler çözüm içinde kendiliğinden oluşacaktır. Kapalı sistem modelinde dışarıdan girilmesi gereken önemli parametre fanın dönüş yönü ve devir sayısıdır. Devir sayısı olarak deneysel sonuçlarda ölçülen 2250 devir/dakika girilmiştir.

Akış hacmi olarak tanımlanan bölgenin dış yüzeyleri dolabın dış duvarlarını temsil etmektedir. Bu yüzeylerde dış ortam ile ısı yalıtımı sağlanmaktadır. Bu sebeple

modeldeki dış yüzeyler için, deneyde kullanılan dolabın duvar kalınlıkları tanımlanmıştır. Yalıtım bölgeleri için gerçekte kullanılan poliüretan malzemesi seçilmiştir. Malzemelerin özellikleri Çizelge 2’ de detaylı olarak belirtilmiştir.

Çizelge 2: CFD modelinde kullanılan malzemeler ve özellikleri

<u>ÖZELLİKLER</u>	<u>DEĞER</u>	<u>BİRİM</u>
<u>Hava</u>		
Yoğunluk	: 1,4135	kg/m ³
Öz Isı	: 1005	J/kg-K
Isıl İletkenlik	: 0,022	W/m-K
Viskozite	: 1,61E-05	kg/m-s
<u>Poliüretan</u>		
Yoğunluk	: 40	kg/m ³
Öz Isı	: 1100	J/kg-K
Isıl İletkenlik	: 0,022	W/m-K
<u>Plastik</u>		
Yoğunluk	: 1050	kg/m ³
Öz Isı	: 1500	J/kg-K
Isıl İletkenlik	: 0,136	W/m-K
<u>Paketler</u>		
Yoğunluk	: 3106	kg/m ³
Öz Isı	: 1047	J/kg-K
Isıl İletkenlik	: 1,58	W/m-K

Dış yüzeyler için kullanılan yalıtım kalınlığı dışında bir başka parametre olan taşınım katsayıları için farklı bölgelerde farklı değerler girilmiştir. Bunun sebebi deney odalarındaki dolap yerleşiminden kaynaklanan dolabın farklı yüzeylerindeki farklı hava akımlarıdır. Buna göre dolabın sağ ve sol duvarlarındaki taşınım katsayıları 7,5W/(m².K); kapı tarafı ısı iletkenlik katsayısı 9W/(m².K); ve dolabın üst duvarı için de 7,5W/(m².K) değerleri girilmiştir. Dış ortam sıcaklığı bütün yüzeyler için deneylerde olduğu gibi 25°C olarak belirlenmiştir. Diğer bölgelerde ise dolabın alt duvarı için 25°C; kondenserin etkisinin görüldüğü arka duvar için 27°C ve kompresör etkisinin görüldüğü kompresör bölgesinde kalan duvar için 30°C sabit sıcaklık sınır şartları verilmiştir.

Fan ile hava sağlama kanalına çekilen sıcak havanın evaporatör yüzeyindeki ısı transferi ile soğutulduğu önceki bölümlerde açıklanmıştı. Model üzerinde evaporatör yüzeyindeki sınır şartları oluşturulurken, deneysel verilerden farklı şartlar girilmiştir. Bunun sebebi; önceki bölümde de belirtildiği gibi katı modelde evaporatör yüzey alanının gerçek uygulamadaki yüzey alanından küçük olmasıdır. Deneysel uygulamalarda, evaporatörde, içinden soğutucu akışkanın geçtiği boruların üzerinde ek olarak ısı transferini artırmak amacı ile yüzey artırıcı elemanlar kullanılır. Bu elemanlar çizim modelinde kullanıldığı takdirde çözüm ağında eleman sayısı çok artacak ve bununla birlikte analiz süresi uzayacaktır. Bu durumda evaporatör üzerindeki ısı transferini sabit tutabilmek amacıyla, evaporatör borularının sabit sıcaklık sınır şartları, deneysel verilerden düşük olarak belirtilmiştir.

Evaporatör borularının sıcaklıkları deneysel verilerden elde edilen sonuçlar üzerinden yapılan hesaplamalarla belirlenmiştir. Yeni evaporasyon sıcaklığı hesabı yapılırken, genel ısı transfer denklemi kullanılarak, alanın %41'e indiği durumdaki sıcaklık farkının ne olacağı hesaplanmıştır.

$$Q = UA\Delta t \quad (4.14)$$

$$Q = UA_1(T_{kabini\dot{c}i} - T_{evap_1}) = UA_2(T_{kabini\dot{c}i} - T_{evap_2})$$

$$T_{evap_1} = -30^{\circ}C ; \quad T_{kabini\dot{c}i} = -18^{\circ}C ; \quad A_2 = \frac{41}{100} A_1$$

$$T_{evap_2} = -47^{\circ}C$$

Bu durumda evaporatör üzerindeki sıcaklıklar boru sıralarına göre $-49^{\circ}C$ ile $-45^{\circ}C$ arasında değişmektedir.

Deneysel çalışmada her bir raftaki paketler hava akışını engellemeyecek şekilde tel ızgaraların üzerinde durmaktadır. Bu durumda paketlerin ağırlıklarının etkisiyle ızgaraların orta bölgelerinde raflar bir miktar eğilmektedir. Bu durum yan duvarlara temas etmesi gereken paketlerin duvardan uzaklaşmasına sebep olmaktadır. CFD modelinde ise tel ızgaralar modellenmemiştir. Paketlerin yerleri sabit olup yan duvarlara tam teması sağlanmıştır.

Modelin çözüm yönteminde zamana bağlı çözüm için deneysel çalışmalar kaynak alınarak kompresörün çalışma ve durma zamanları sırasıyla 80 dakika ve 60 dakika olarak belirlenmiştir.

Zamana bağlı çözümlerde hem akışı hem de enerjiyi (sıcaklıkları) aynı anda çözdürmek analiz süresini çok uzatmaktadır. Bu durumda analiz süresini kısaltmak amacıyla önce enerji denklemleri kapatılarak sadece akış denklemleri çözdürülmüştür. Akış kararlı hale ulaştığı zaman çözüm durdurulmuştur. Böylece kabin içindeki havanın çalışma zamanlarında hareketinin sürekli aynı kalması (daimi rejim) kabulü yapılmıştır. Daha sonra akış denklemleri kapatılarak, enerji denklemleri açılmış ve sadece sıcaklık değişimleri çözdürülmüştür. Zaman adımları olarak 30sn de bir çözüm yaptırılmıştır. Bu metot kullanılırken, fanın çalışma anındaki ilk birkaç saniyelik durum için, akışın daimi olana kadar geçen süresi göz önüne alınmamıştır.

Çalışmanın devamı olarak çalışma zamanlarına ek olarak durma zamanları da modellenmiştir. Böylece dolabın toplam çalışma süresinin gerçek uygulamadaki simülasyonu yapılabilmiştir. Bu durumda durma zamanı modellemesi için de zamana bağlı çözümler yapılmıştır. Durma zamanlarında çalışma zamanlarındaki zorlanmış taşınımın aksine doğal taşınım hakimdir. FLUENT programının kullanım rehberine bakılarak doğal taşınım çözdürülürken boussinesq denklemleri açılmıştır. Bu

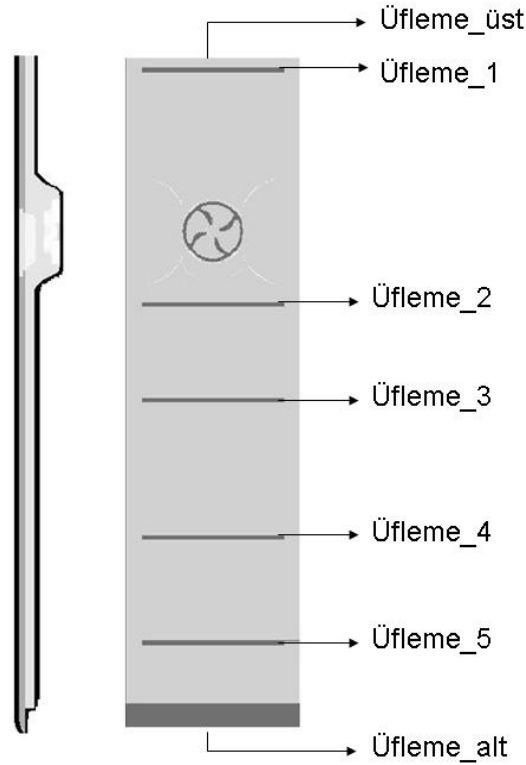
denklemlerde kullanılan hava yoğunluk değeri $1,4135 \text{ kg/m}^3$ olarak verilmiştir. Yerçekimi ivmesi değeri $9,81 \text{ m/s}^2$ olarak belirtilmiştir. Durma zamanlarında fan çalışmadığı için fanın hızı 0 devir/dakika olarak verilmiştir. Evaporatör üzerindeki sıcaklıkların da yükseldiği belirtilmiştir. Bu sebeple evaporatör üzerinde sıcaklık değerleri için deneysel sonuçlar referans alınarak sabit sıcaklık sınır şartı verilmiştir. Gerçek uygulamada evaporatör üzerindeki sıcaklıklar zaman geçtikçe artarken, FLUENT programı için böyle bir sınır şartı vermek mümkün olmamış ve tüm durma zamanı boyunca ortalama bir sabit sıcaklık tanımı yapılmıştır. Durma zamanlarında akış ile sıcaklık değişimleri birbiriyle etkileşim halinde olduğu için hem akış hem de enerji denklemleri birlikte çözdürülmüştür. Doğal taşınım sırasında akışın laminar olduğu kabulü ile türbülans denklemleri kapatılmıştır. Durma zamanının ilk birkaç saniyelik periyodunu kapsayan, fanın ve buna bağlı olarak dolap içindeki hava akışının yavaşlama periyodu ihmal edilmiştir. Ayrıca durma zamanlarında çözüm aralığı başlarda düşük tutularak daha doğru bir çözüm elde edilmesi amaçlanmıştır. Durma zamanının tamamı deneysel çalışmalar referans alınarak 60dk olarak belirlenmiştir. Bunun ilk 10 dakikası 10 saniyelik zaman aralıklarıyla; 10-30 dakikaları arası 20 saniyelik zaman aralıklarıyla; son 30 dakikası ise 30 saniyelik zaman aralıkları ile çözdürülmüştür.

4.3 CFD Çözümü

Bu bölümde yapılan farklı analizlerin sonuçları ve yorumları yapılacaktır. 8 farklı üfleme deliği konfigürasyonu için incelemeler yapılmıştır. Verilen sonuçlarda debi incelemesi ve sıcaklık dağılımı incelemesi önce ayrı ayrı incelenecektir. Daha sonra birlikte yorumlar yapılacaktır.

4.3.1 Hava akışı ve debi incelemesi

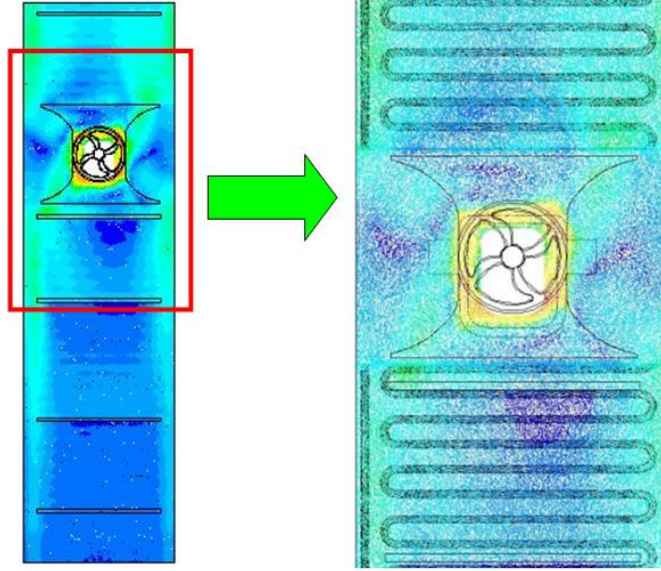
Önceki bölümlerde belirtildiği gibi dolabın hava sağlama sistemi fan, evaporatör ve üfleme deliklerinden oluşmaktadır. Bu sistemde döngü fanın havayı kabin içinden kanala çekmesi ve kanal içinde hava ilerlerken evaporatör tarafından soğutularak üfleme deliklerinde tekrar kabin içine atılması ile tamamlanır. Kanalin model resmi ve üfleme deliklerinin isimleri Şekil 4-4' te gösterilmiştir.



Şekil 4-4: Hava sağlama sistemi (yandan ve önden görünüş)

Dolabın tam modelinin analizinden önce, üfleme deliklerinin ve evaporatörün bulunduğu kanal içinde çözümler yapılmıştır. Bu analizlerde fanın dönüşü ile yönlendirilen havanın kanal içindeki hareketi araştırılmıştır. Bu hareketin sonuçları olarak paketlerin sıcaklık dağılımlarına ait etkilerinin ne olabileceği araştırılmıştır. Fan motorun dönüş yönüne bağlı olarak dolaba karşıdan bakıldığında saat yönünün tersine doğru dönmektedir. Şekil 4-5'te fanın saat yönünün tersine doğru dönüşünün etkisi gözlemlenmiştir. Bu şekle göre, hava akışı fanın yukarısında kalan bölgede sağa, aşağısında kalan bölgede ise sola doğru yönelmektedir. Bu durum, üst bölgede

kalan üfleme deliklerinin sol tarafından, sağ tarafına göre daha az hava çıkmasına etki edecektir. Havanın daha hareketsiz olduğu bölgelerde kalan paketlerin daha sıcak kalacağı düşünülürse, havanın daha az ulaştığı bölgedeki paketler sıcak kalacaktır.



Şekil 4-5: Hava sağlama sistemi kanalı içerisindeki hava akışı

Daha sonra dolabın tam modeli oluşturularak üfleme deliklerinden çıkan debi miktarları ve toplam debi miktarları incelenmiştir.

Yapılan analizlerde üfleme deliklerinin konfigürasyonu detaylı şekilde Çizelge 3’ te belirtilmiştir.

Çizelge 3: Üfleme deliklerinin analizlere göre yüzde açıklık oranları

	model_1	model_2	model_3	model_4	model_5	model_6	model_7	model_8
Üfleme_üst	100	100	100	100	100	100	100	100
Üfleme_1	0	0	40	80	100	100	100	100
Üfleme_2	100	100	100	80	80	40	80	80
Üfleme_3	100	100	100	80	80	40	80	80
Üfleme_4	100	80	40	40	60	40	60	60
Üfleme_5	100	80	40	40	0	0	0	80
Üfleme_alt	100	100	100	100	100	100	50	0

Yapılan analizlerde “model_1” 1 numaralı üfleme deliğinin dışında tüm üfleme deliklerinin tamamen açık olduğu durumdur. Deneysel çalışmalarda üfleme delikleri,

model_1 konfigürasyonu ile gerçekleştirilmiştir. Bu sebeple, deneysel ve nümerik analiz sonuçlarının karşılaştırması sırasında 1 numaralı modelin sonuçları kullanılacaktır.

Çizelge 4: İncelenen konfigürasyonlarda bulunan debi değerleri (L/s)

	PIV	model_1	model_2	model_3	model_4	model_5	model_6	model_7	model_8
üfleme üst	2,08	2,00	2,00	1,83	1,70	1,64	1,72	1,65	1,76
üfleme 1	0,00	0,00	0,00	0,55	0,98	1,15	1,21	1,16	1,24
üfleme 2	1,57	1,08	1,09	1,06	0,89	0,88	0,52	0,91	1,18
üfleme 3	0,87	0,82	0,84	0,84	0,70	0,70	0,41	0,75	1,11
üfleme 4	0,51	0,53	0,45	0,23	0,24	0,25	0,29	0,29	0,55
üfleme 5	0,61	0,29	0,25	0,14	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
üfleme alt	0,44	1,35	1,43	1,52	1,55	1,64	1,95	1,47	0,00
toplam:	6,08	6,07	6,07	6,18	6,21	6,26	6,10	6,22	5,84

*Tablodaki sonuçlar şirketin gizlilik ilkeleri doğrultusunda gerçek değerlerin belirli bir katsayı ile çarpılarak gösterilmiş halidir.

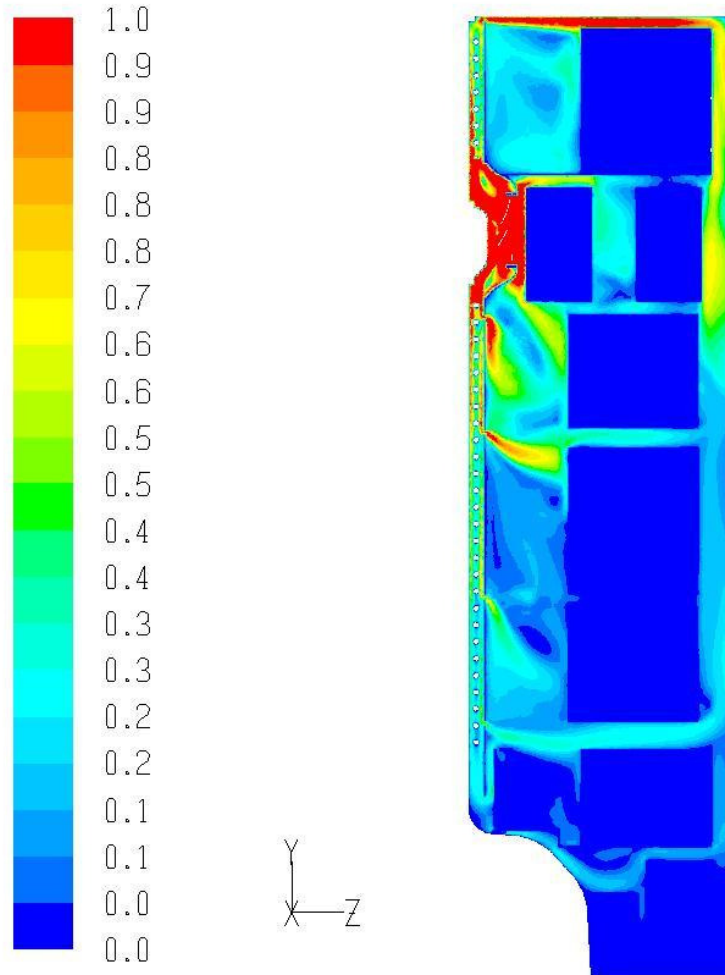
Yukarıda da belirtildiği gibi nümerik ve deneysel sonuçların incelenmesi açısından dikkate alınması gereken sonuçlar PIV deney sonuçları ile “model_1” CFD sonuçları olmalıdır. Bu durumda PIV deneyinin sonuçlarından elde edilen 6,08L/s debi değeri ile “model_1”sonucunda görülen 6,07L/s ‘lik debi değeri %1 oranında hata ile çok yakın olduğu görülmektedir. Bu durumda toplam debi değerleri için deneysel sonuçlar ve nümerik çözüm arasında tutarlılık görülmektedir.

Daha detaylı inceleme ile üfleme deliklerine bakılırsa, fanın üst bölgesinde bulunan “üfleme_üst” deliğinde görülen deneysel değerlerle olan tutarlılık, fanın alt bölgesinde kalan diğer deliklerde bu kadar yakın değerlerde değildir. Bunun sebebi PIV ölçümleri sırasında deliklerden çıkan akışın görsellemesinde kolaylık sağlanması için deliklerin önüne konulan ve deliğin normali doğrultusunda bulunan uzatma kanallarıdır. PIV ölçümü sırasında kullanılan bu uzatma kanalları, debi değerlerinde CFD analizlerinden farklı sonuçlar görülmesine sebep olmuştur.

Diğer analizler incelendiğinde akışa dik olan üfleme delikleri daraltıldığı durumda toplam debinin arttığı görülmektedir. Aşağı ve yukarı yönlü olan akış diğer delikler

kapandığı durumda daha rahat bir yol izleyerek debinin artmasına sebep olmaktadır. Buradan akışın izlediği yol boyunca akışın yönünü değiştirecek yolları kısmının debiyi artırdığı sonucu çıkarılabilir.

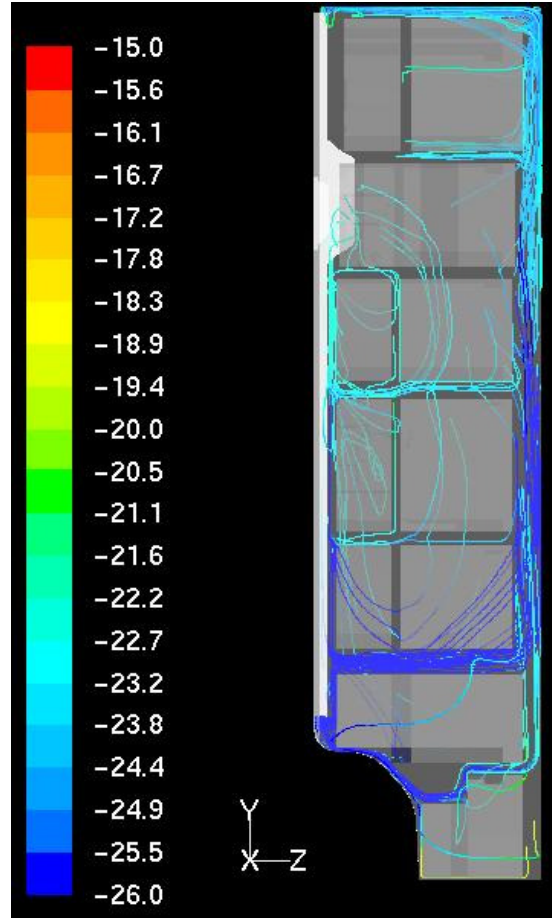
Şekil 4-6' da kabinin orta bölgesinden alınan bir kesitteki hız değerlerinin dağılımı gösterilmiştir. Bu dağılım aynı zamanda hava akışı hakkında da bilgi vermektedir. Üfleme deliklerinden çıkan hava kapı önüne kadar gelerek fanın etkisiyle 2. raf bölgesinden emilmekte ve tekrar hava kanalına alınmaktadır. Bu durumda en yüksek hızlar fanın çevresinde oluşmaktadır.



Şekil 4-6: Kabinin ortasından alınan bir kesitte hız dağılımı (m/s)

Şekil 4-7'de üfleme deliklerinden çıktıktan sonra kabin içindeki 5m boyunca aldıkları yol çizdirilmiştir. Sıcaklığa göre renklendirilen çizgilere bakıldığında akışın

üfleme deliklerinden çıktıktan sonra kapı önünden 2. raf bölgesine geldiği ve buradan da fan vasıtasıyla emildiği görülmektedir.



Şekil 4-7: Sıcaklığa göre renklendirilmiş akım çizgileri (°C)

4.3.2 Sıcaklık incelemesi

Çalışmada incelenen bir diğer konu da hava akışının yanında kabin içindeki sıcaklık dağılımı ve paketlerin sıcaklıklarıdır. İlk bölümlerde belirtildiği gibi özellikle büyük dondurucularda kabin içinde homojen sıcaklık dağılımını sağlamak enerji tüketimi açısından büyük kazanç yaratmaktadır. Kabin içindeki sıcaklık dağılımını belirlemek için deneylerde ölçüm paketlerinden yararlanılmaktadır. CFD analizlerinde ise paketlerin olmadığı bölgelerin de sıcaklıklarının görülebilmesi avantaj sağlamaktadır. Ayrıca deneylerde kullanılan paket yerleşimi aynı şekilde CFD analizlerinde de uygulandığı için ölçüm yapılan paketlerin sıcaklıklarına bakılarak bir karşılaştırma yapmak mümkündür.

Deneyisel çalışmada gözlenen paketlerin sıcaklık dağılımı Çizelge 5'te gösterilmiştir. Başlangıç sıcaklıkları dolabın çalışmaya başladığı anda paketlerin sıcaklıklarıdır. Son sıcaklıklar ise dolabın durduğu anda paketlerden ölçülen sıcaklıklardır.

Çizelge 5: Deneyisel sonuçlarda paketlerin ilk ve son sıcaklıkları

	Başlangıç Sıcaklıkları (°C)	Son Sıcaklıklar (°C)
MP1	-20,3	-20,5
MP2	-20,8	-21,1
MP3	-22,2	-22,4
MP4	-22,2	-22,5
MP5	-21,6	-21,8
MP6	-21,8	-22,0
MP7	-21,2	-21,7
MP8	-21,5	-22,0
MP9	-21,1	-21,8
MP10	-21,6	-22,3
MP11	-20,9	-21,6
MP12	-21,1	-21,7
MP13	-19,3	-19,9
MP14	-20,8	-21,6
Δt (max-min)	2,9	2,6
Ortalama	-21,2	-21,6

Deneyisel sonuçlar incelendiğinde en sıcak paket en üst rafta (1. raf) bulunan 13 numaralı paket; en soğuk paket ise 6. rafta (üst çekmecedeki) bulunan 4 numaralı ölçüm paketidir. Başlangıç koşullarında sıcak olan paketlerin diğerlerine göre daha fazla soğuması ile beraber maksimum ve minimum sıcaklıktaki paketlerin aralarındaki sıcaklık farkı çalışma zamanı sonunda beklendiği gibi azalmıştır. Bunun yanında tüm paketlerin ortalama sıcaklığı 0,4°C düşmüştür. Benzer sonuçlar CFD sonuçlarında da görülmüştür.

Aynı durumun CFD sonuçları ile karşılaştırılmış hali Çizelge 6'da gösterilmiştir.

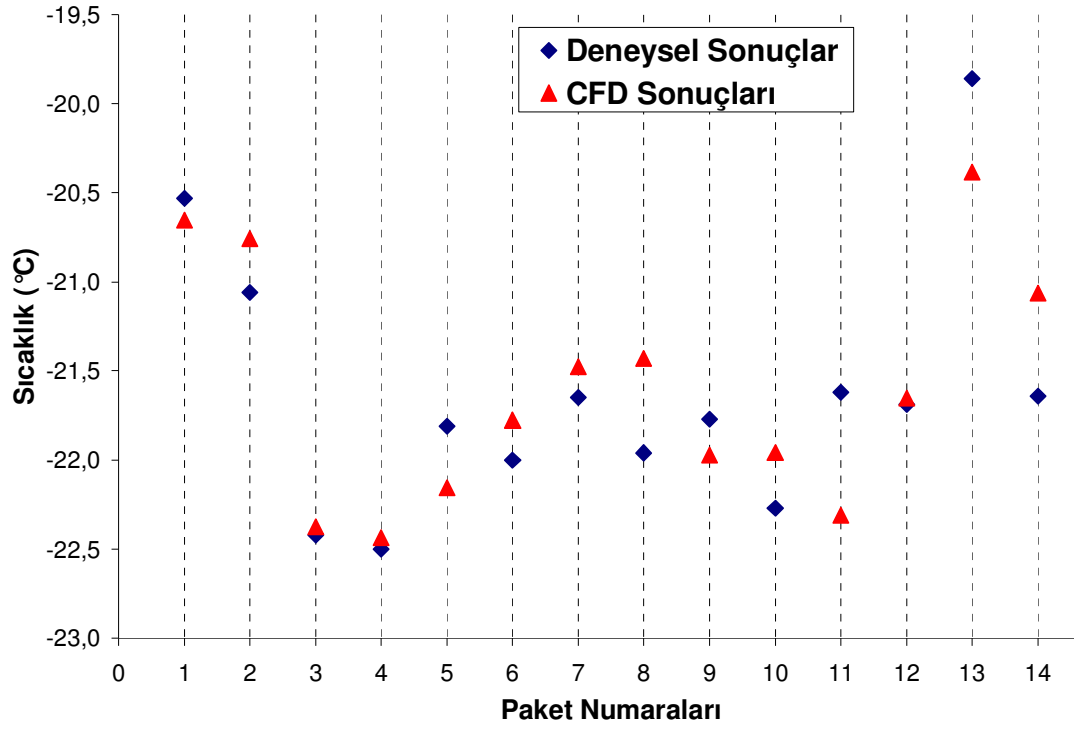
Çizelge 6: Deneysel ve CFD sonuçlarının karşılaştırılması

	Başlangıç Sıcaklıkları (°C)	Deneysel Sonuçlar (°C)	CFD Sonuçları (°C)	Fark (°C)
MP1	-20,3	-20,5	-20,7	0,2
MP2	-20,8	-21,1	-20,8	0,3
MP3	-22,2	-22,4	-22,4	0,0
MP4	-22,2	-22,5	-22,4	0,1
MP5	-21,6	-21,8	-22,2	0,3
MP6	-21,8	-22,0	-21,8	0,2
MP7	-21,2	-21,7	-21,5	0,2
MP8	-21,5	-22,0	-21,4	0,6
MP9	-21,1	-21,8	-22,0	0,2
MP10	-21,6	-22,3	-22,0	0,3
MP11	-20,9	-21,6	-22,3	0,7
MP12	-21,1	-21,7	-21,7	0,0
MP13	-19,3	-19,9	-20,4	0,5
MP14	-20,8	-21,6	-21,1	0,5

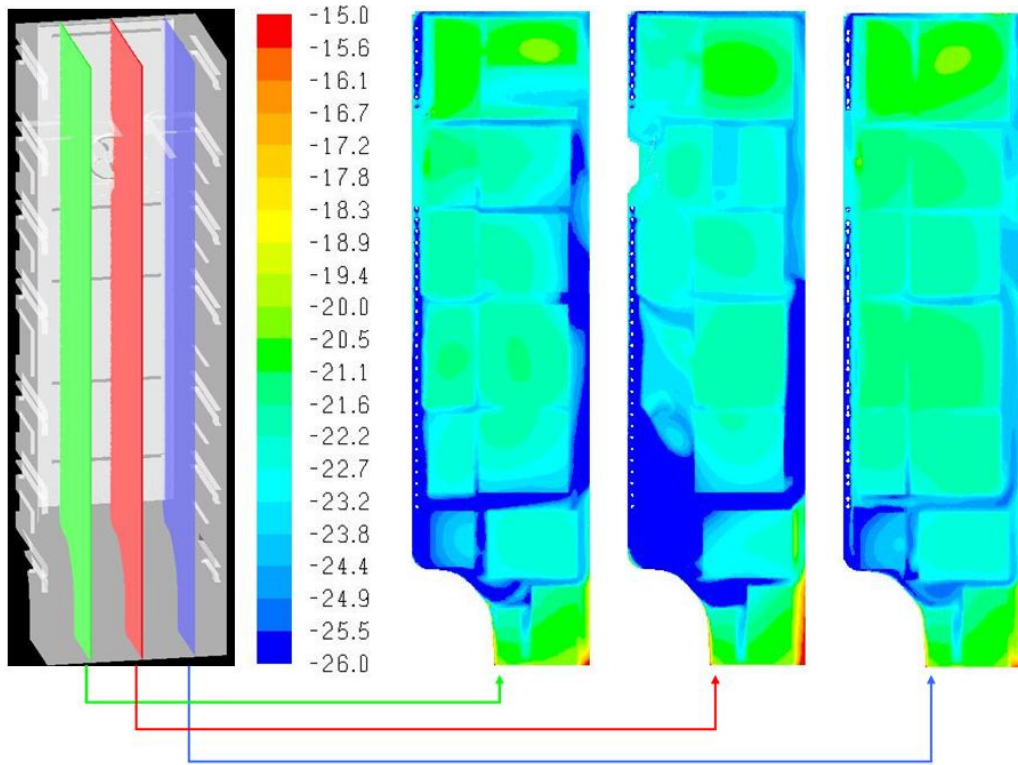
Δt	2,9	2,6	2,1	
ortalama	-21,2	-21,6	-21,6	0,3
standart sapma				0,2

Paketlerin ortalama sıcaklıklarına bakıldığında sıcakları arasındaki fark deneysel sonuçlar ile CFD sonuçları birbirini tam tutmaktadır. Paketler tek tek incelendiğinde ise deneysel ve CFD sonuçları arasındaki farklar ortalama 0,3°C mertebelerindedir. Bu durum CFD sonuçlarının deneysel sonuçlara yakın çıktığını ve bu yöntemle güvenilebileceğini göstermektedir.

Deneysel çalışmada paketlerin altına konulan rafların paketlerin ağırlıklarından etkilenecek eğilmesi söz konusudur. Dolayısıyla CFD modeli ile deneysel çalışmada kullanılan dolap içindeki hava akışı bir miktar farklı olmaktadır. Bu durum deneysel sonuçlarda, CFD sonuçlarına göre, özellikle 1. ve 2. rafta kalan paketlerin daha soğuk kalmasını sağlamıştır. Çizelge 6'ya bakılırsa deneysel ve CFD sonuçları arasındaki en büyük farkların 11,13 ve 14 numaralı paketler olduğu görülmektedir.



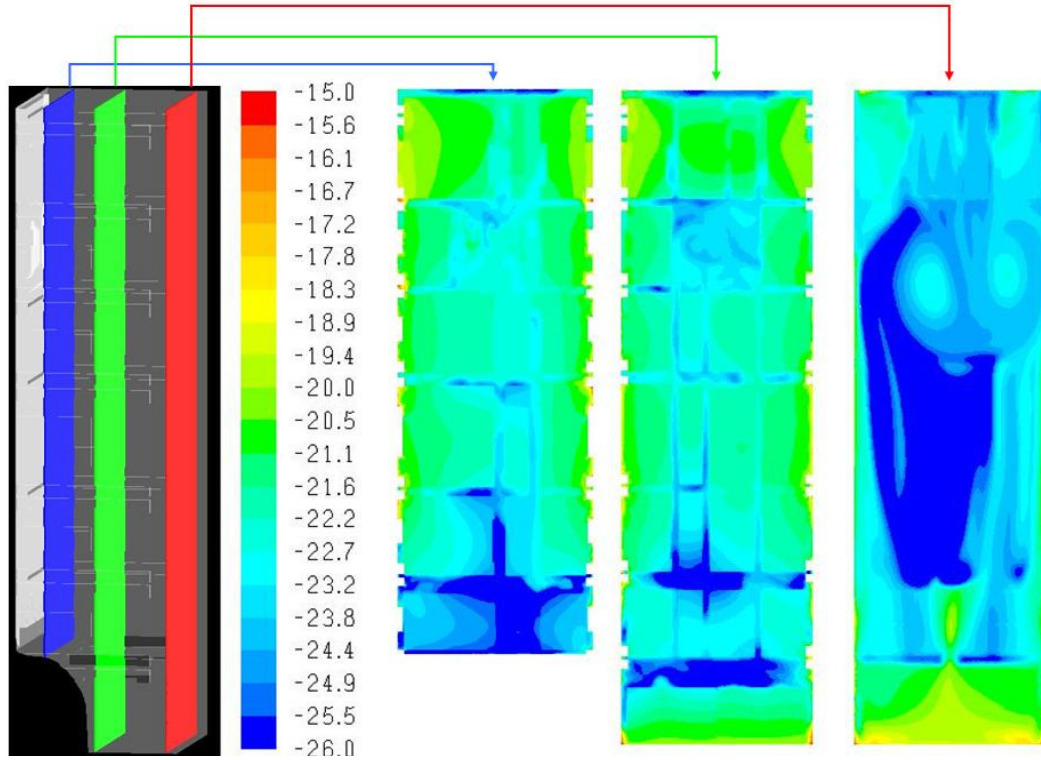
Şekil 4-8: Deneysel ve CFD sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 4-9: Derinlemesine alınan farklı yüzeylerdeki sıcaklık incelemesi (°C)

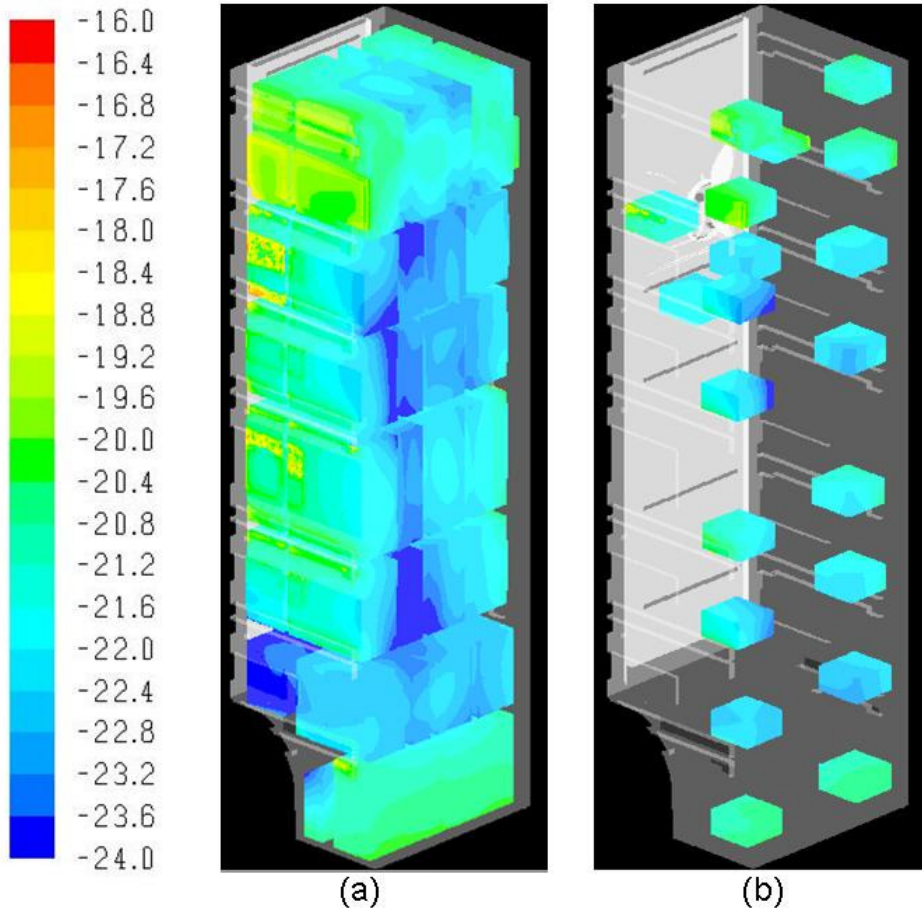
Şekil 4-9’da kabin içinde derinlemesine alınan 3 farklı kesitteki sıcaklıklar incelenmiştir. 25°C ortam sıcaklığından etkilenen duvarlar ve kapı kendilerine yakın

olan bölgelerde de sıcak alanlar yaratmaktadır. Bu nedenle ortadaki kesit diğerlerine göre daha soğuk bölgeler içermektedir. Dolabın alt bölgelerinde de sıcaklığın üst bölgelere göre daha soğuk olduğu görülmektedir. Bunun sebebi havanın kanal içinde aşağı doğru inerken daha çok evaporatör yüzeyini süpürmesi ve daha soğuyarak kabin içine girmesidir. En alt rafa (çekmece) bakıldığında ise bu bölgelere havanın diğer bölgelere olduğu kadar ulaşmamasından kaynaklanan daha yüksek sıcaklıklar görülmektedir. Görülen en yüksek sıcaklıklar kabin dibinde kapı duvarı yüzeyinde görülmektedir.



Şekil 4-10: Enlemesine alınan farklı kesitlerdeki sıcaklık incelemesi (°C)

Şekil 4-10'da kabin içinde enlemesine 3 farklı kesitteki sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Duvar kenarlarına doğru sıcaklığın arttığı görülmektedir. En soğuk bölgeler ise derinlemesine kesitlerdekine benzer şekilde, kesitlerin orta bölgelerinde çıkmıştır.



Şekil 4-11: Paketlerin sıcaklık dağılımları(°C): a) tüm paketler b)raflardan paketler

Ölçüm paketlerinin sıcaklık dağılımları daha önce Çizelge 6’da verilmişti. Şekil 4-11’de ise bu değerlerin görsellemesi verilmiştir. Tüm paketler arasında yorum yapma kolaylığı sağlayan bu şekle bakılırsa 6. rafta bulunan paketlerin en soğuk paketler olduğu belirtilebilir. Ayrıca duvara temas eden paketlerin sıcaklığının diğer paketlere göre fazla olduğu görülmektedir. Paketlerin duvara temas edişinin etkisinin, deneysel sonuçlarda CFD sonuçlarına göre daha belirsiz olması; önceki bölümde de belirtildiği gibi, paketlerin yüklendiği anlarda ağırlıklarından dolayı rafın bir miktar eğilmesinden ve kenarda kalan paketlerin duvara tam temas edememesinden kaynaklanmaktadır. CFD modelinde ise bu etki gözardı edilerek paketlerin duvarlara tam teması sağlanmaktadır.

Yapılan bir başka inceleme ise üfleme deliklerinin farklı konfigürasyonlarındaki sıcaklık incelemesidir. Çizelge 3’de belirtilen üfleme deliği konfigürasyonlarında

ölçüm paketlerindeki sıcaklık değişimleri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 7: Farklı konfigürasyonlardaki paketlerin sıcaklık dağılımları (°C)

	Başlangıç Sıcaklıkları	model_1	model_2	model_3	model_4	model_5
MP1	-20,3	-20,7	-20,7	-20,7	-20,7	-20,8
MP2	-20,8	-20,8	-20,8	-20,9	-20,9	-20,9
MP3	-22,2	-22,4	-22,4	-22,6	-22,6	-20,7
MP4	-22,2	-22,4	-22,5	-22,5	-22,6	-22,6
MP5	-21,6	-22,2	-22,0	-21,6	-21,7	-21,9
MP6	-21,8	-21,8	-21,8	-22,0	-21,9	-21,8
MP7	-21,2	-21,5	-21,5	-21,6	-21,6	-21,7
MP8	-21,5	-21,4	-21,4	-21,4	-21,5	-21,4
MP9	-21,1	-22,0	-21,9	-21,9	-21,7	-21,7
MP10	-21,6	-22,0	-21,9	-21,9	-21,8	-21,8
MP11	-20,9	-22,3	-22,1	-21,7	-21,7	-21,7
MP12	-21,1	-21,7	-21,6	-21,8	-21,7	-21,7
MP13	-19,3	-20,7	-20,7	-20,5	-20,3	-20,3
MP14	-20,8	-21,1	-21,0	-20,9	-20,7	-20,7

Δt	2,9	1,8	1,8	2,1	2,3	2,4
Ortalama	-21,2	-21,6	-21,6	-21,6	-21,5	-21,4

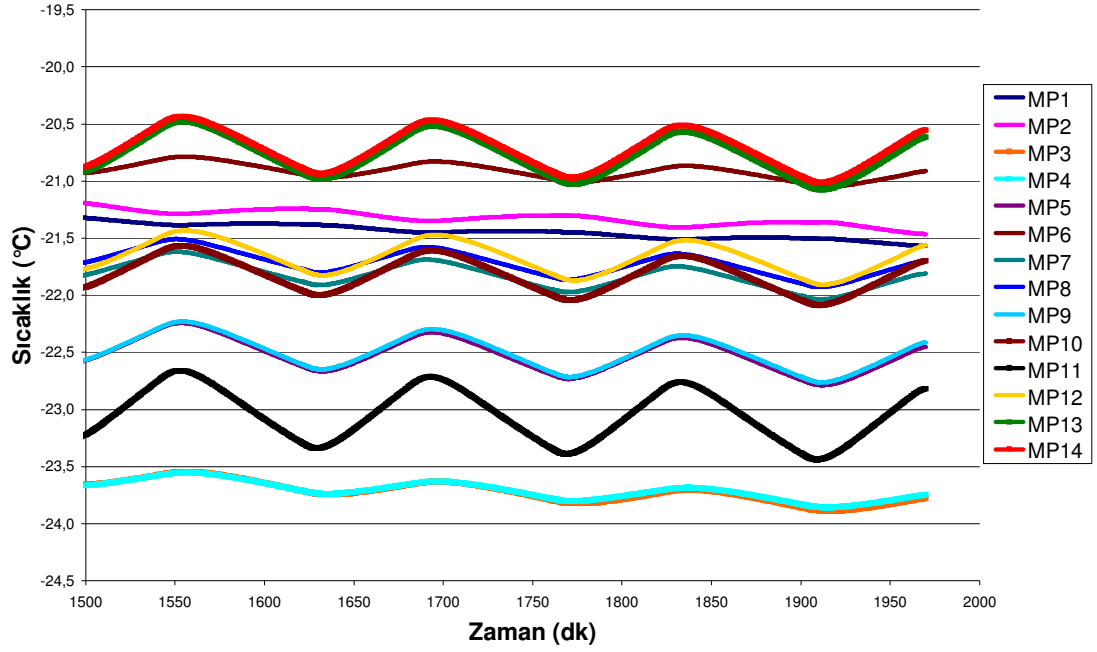
Çizelge 7’de görüldüğü gibi üfleme deliklerinde değişiklikler yapıldıkça paketlerin sıcaklıkları da etkilenmektedir. 1 numaralı analizden 5 numaralı analize doğru gidildikçe üfleme deliklerinin boyutlarının küçüldüğü göz önünde bulundurulursa; aynı çalışma süresi için yapılan analizlerde bu değişim paketlerin ortalama sıcaklığını yükseltmekle beraber en yüksek ve en düşük sıcaklıktaki paketlerin arasındaki sıcaklık farkını da açmaktadır. Yapılan deneysel çalışmalarda üfleme delikleri CFD analizlerine benzer şekilde değiştirildiğinde, paketlerin ortalama sıcaklıklarının benzer şekilde yükseldiğini fakat en yüksek ve en düşük sıcaklıktaki paketlerin sıcaklık farkının azaldığı gözlenmektedir. Bunun sebebi ise CFD analizlerinde çalışma süresi sabit kabul edilirken, gerçek uygulamada çalışma sürelerinin her uygulama için farklı olmasıdır. Sıcaklık farkının deneysel sonuçlardan farklı çıkmasının diğer bir sebebi ise CFD analizlerinde evaporatör üzerindeki sıcaklığın sürekli aynı kabul edilmesidir. Gerçek uygulamada bu sıcaklık debi

değerine göre değişiklik göstermektedir. Debi değeri arttıkça evaporasyon sıcaklığı da yükselecek, bununla birlikte dolabın çalışma süresi uzayarak paketleri daha dengeli sıcaklıklara getirecektir.

4.3.3 Durma zamanlarının da eklenmesi ve döngü oluşumu

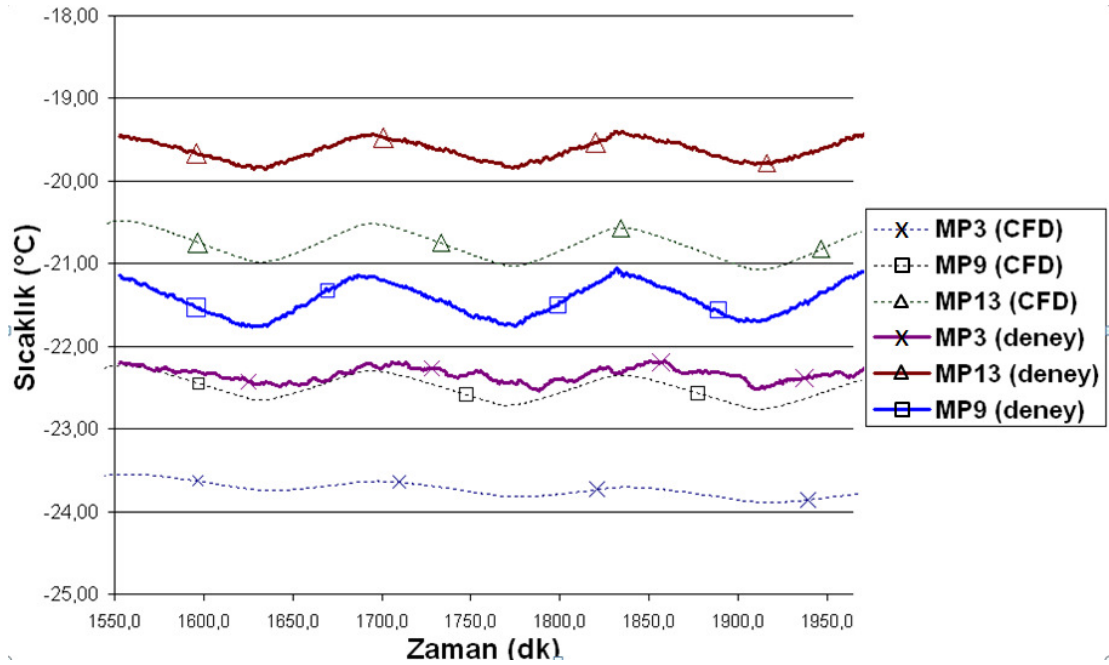
Önceki bölümlerde de belirtildiği gibi buzdolapların çalışma prensipleri çalışma ve durma zamanlarına dayanır. Çalışma ve durma zamanları, dolap içindeki konumu ve çalışma ayarları önceden belirlenmiş olansıcaklık algılayıcı sensör ile kontrol edilir. Bu sensörün hissettiği sıcaklık belirli bir değere düştüğünde kompresörün çalışması ve fan durur. Bu durumda enerji tüketimi gerçekleşmezken, evaporatör üzerindeki sıcaklık artmaya başlar. Dolabın içinden bir soğutma işlemi olmadığı için dış ortamın sıcaklığı etkili olmaya başlar ve dolabın içindeki sıcaklık yükselmeye başlar. Bu durumun sonucu olarak paketlerin sıcaklıkları da yükselir. Önceden belirlenmiş olan sıcaklığa ulaşıldığında, sensör bu sıcaklığı algılar ve kompresör ile fan tekrar çalışmaya başlar. Bu süre boyunca sıcaklıklar tekrar düşmeye başlar ve bir sıcaklık döngüsü oluşmuş olur. Belli bir süre sonra paket sıcaklıklarının maksimum ve minimum noktaları değişmeyecek şekilde aynı çevrim tekrarlanarak dolap çalışmaya ve durmaya devam eder.

Bu çalışmada yer alan diğer bir konu ise durma zamanı ve çalışma zamanlarının ardarda çözdürülerek çevrim oluşturulmasıdır. Bu çalışma ile dolabın içindeki sıcaklık dağılımının zamana bağlı olarak değişimi, deneysel çalışmadaki verilere karşılaştırılmıştır. Paket sıcaklıklarının çalışma ve durma zamanları boyunca değişimleri gözlemlenmiştir. Bu yöntem paket sıcaklıklarının en yüksek ve en düşük değerleri arasında farkın deneysel sonuçlarla karşılaştırılmasını sağlamaktadır. Ayrıca dolabın gerçek zamanlı çalışma simülasyonunu temsil etmektedir.



Şekil 4-12: Çalışma ve durma zamanlarının CFD simülasyonu

Şekil 4-12 incelendiğinde en sıcak paketlerin 1. rafta bulunan 13 ve 14 numaralı paketler olduğu görülmektedir. En soğuk paketlerin ise 6. rafta (çekmece) bulunan 3 ve 4 numaralı paketler olduğu görülmektedir.



Şekil 4-13: Çevrim modelinde deneysel ve CFD sonuçlarının karşılaştırılması

Sonuçlara bakıldığında tüm paketlerin salınımlar boyunca ortalama sıcaklığı $-22,1^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır. Bu değer deneysel sonuçlarda $-21,4^{\circ}\text{C}$ değerindedir. Aradaki

0,7°C fark, deneysel uygulamada kullanılan sensörün etkisinden gelmektedir. Deneysel uygulamada sensör belirli sıcaklığı algıladığında otomatik olarak dolabın çalışmasını engellerken, analizlerde böyle bir ortam mümkün olmamaktadır. Dolabın çalıştığı süre sabit girdi olarak verilmektedir. Bu sebeple paket sıcaklıklarının salınımlarının dengeye gelmesi süre olarak daha uzun sürmektedir, bunun yanında dengeye geldikleri anda ortalama sıcaklık değeri daha düşük olmaktadır.

Simülasyonun çalışmasının amacı en sıcak ve en soğuk paketlerin belirlenebilmesi ve sıcaklık salınımlarının öngörüsünün yapılabilmesidir. Bu sayede gerçek uygulamada yapılabilecek değişiklikleri daha kısa bir süre içinde belirleyebilmek mümkün olacaktır. Yapılan simülasyon sonucunda en sıcak ve en soğuk paketlerin numaraları deneysel çalışmayla birbirini tutmaktadır.

Yeni tasarlanan bir dolabın sıfırdan üretim süreci ve deney süresi yaklaşık 1 yılı bulmaktadır. Çevrim oluşturarak analiz yapmak ise bu çalışmada 10 işlemci ile döngü başına yaklaşık 85 saat sürmektedir. Sıcaklık salınımlarının daimi hale gelmesi ise yaklaşık 40 günü bulmaktadır. Bu durumda dolabın simülasyonunun yapılması önümüzdeki yıllar için yaygınlaştırılabilir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada no-frost derin dondurucu içerisindeki hava akışı ve sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Çalışmanın literatüre katkısı; sistemin kapalı çevrimde çözdürülmüş olması ve devamında çalışma ve durma zamanlarının birlikte modellenerek çevrim oluşturulmasıdır. Model oluşturularak yapılan nümerik çözümler, deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Dolabın enerji tüketiminin, sıcaklık dağılımı düzenlenerek iyileştirilebileceği göz önünde bulundurulursa, en sıcak ve en soğuk paketlerin tespit edilebilmesi, bu paketlerin sıcaklık farkının azaltılması için değişiklikler yapılabilmesi açısından önemlidir. Bu noktada çalışmanın tutarlılığı tatmin edici bulunmaktadır. En sıcak ve en soğuk paket numaraları deneysel sonuçlarla aynı bulunmuştur. Bu durum, farklı üfleme deliği konfigürasyonları için deney yapılmasına gerek kalmadan, debi ve sıcaklık dağılımlarının nümerik çözümler ile belirlenebilmesini sağlamıştır. Bu sayede hangi paketlerin sıcak kaldığı ve soğutulması gerektiği önceden belirlenebilecektir.

Deneysel sonuçları destekler bir şekilde bulunan CFD sonuçlarında dolabın yan duvarlarına ve kapıya yaklaştıkça sıcaklıkların arttığı, bunun yanında dolabın en alt rafı (çekmece) gözardı edilirse genel olarak sıcaklıkların üst bölgelere gidildikçe yükseldiği görülmektedir. Kabin içindeki paketlerin ortalama sıcaklığı deneysel sonuçlarla birbirini tutmaktadır ($-21,6^{\circ}\text{C}$). Bunun yanında hem deneysel sonuçlarda hem de nümerik sonuçlarda en sıcak paket 13 numaralı paket; en soğuk paket ise 4 numaralı paket olarak gözlemlenmiştir. Deneysel sonuçlar ile nümerik sonuçlar karşılaştırıldığında, paketlerin sıcaklıkları tek tek ele alınırsa ortalama $0,3^{\circ}\text{C}$ fark

bulunmuştur. Özellikle üst raflarda, deneysel çalışmalarda kullanılan tel raf paketlerin ağırlıklarından etkilenecek bir miktar eğilmiş ve paketlerin yan duvarlara teması kesilmiştir. Dolayısıyla üst raflarda kalan paketlerde, nümerik çözümde deneysel sonuçlara göre sıcaklık farkları daha fazla gözlemlenmiştir. Bu farkın en yüksek olduğu paketler ise sırasıyla 0,7°C ve 0,6°C farklı bulunan 11 ve 14 numaralı paketlerdir.

Debi ve hava akışı incelemesi de PIV sonuçlarına çok yakın çıkmıştır. Bu durumda fanın sağlamış olduğu toplam debi 6,07 L/s olarak bulunmuştur. Fanın alt ve üst bölgesine giden havanın debi miktarları da birbirine çok yakın bulunmuştur. Özellikle en alt delikte gözlemlenen debi farkının sebebi; deneysel çalışmada (PIV) üfleme deliklerinin normali doğrultusunda konulmuş olan uzatma kanallarıdır. Bu kanallar nümerik analizlerde kullanılmamıştır.

Çalışmanın devamında, dolabın durma zamanları da eklenerek çevrim oluşturulmuştur. Bu sayede dolabın gerçek zamanlı çalışmasının simülasyonunun yapılması amaçlanmıştır. Çevrimin sonunda en sıcak ve en soğuk paketlerin sırasıyla 13 ve 4 numaralı paketler olduğu gözlemlenmiştir. Bu da deneysel sonuçlarla birbirini tutmaktadır. Paketlerin tamamı ele alındığında ise CFD sonuçları deneysel sonuçlara göre ortalama 0,7°C soğuk bulunmuştur. Bunun sebebi CFD yönteminde çalışma ve durma zamanları sabit kabul edilirken, deneysel uygulamada dolabın içinde konumlanmış sensörün algıladığı sıcaklığa göre değişken periyotların oluşmasıdır.

Bundan sonraki çalışmalarda, bu uygulamanın devamı olarak duvar kalınlıkları değiştirilerek özellikle durma zamanlarında yalıtımın etkisi incelenebilir. Ayrıca farklı evaporasyon sıcaklıkları belirlenebilir, çalışma ve durma periyotlarının uzunlukları değiştirilerek paket sıcaklıklarına etkisi incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Adrian Bejan, Allan D. Kraus**, 2003. Heat Transfer Handbook, *John Wiley & Sons, inc.*, p531.
- [2] **Guo-Liang Ding, Hong-Tao Qiao, Zhi-Li Lu**, 2004. Ways To Improve Thermal Uniformity Inside a Refrigerator, *Applied Thermal Engineering* **24** 1827-1840
- [3] **Incropera, F. P., & Dewitt, D. P.** 1996. Fundamentals of heat and mass transfer (4th. ed.). John Wiley & Sons.
- [4] **I.S. Lee, S.J. Baek, M.K. Chung, D.I. Rhee, A. Kaga, K. Yamaguchi**, 1999. A study of air flow characteristics in the refrigerator using PIV and computational simulation, *J Flow Visualization Image Process* **6** 333–342.
- [5] **Kazuhiro F, Taichi T, Haruko A**, 2003. Thermal uniformity and rapid cooling inside refrigerators, *International Journal of Refrigeration* **26** 249–255.
- [6] **Klauss A. Hoffmann, Steve T. Chiang**, Computational Fluid Dynamics, Volume 1, 4th Edition (August 2000), *A publication of engineering education system, Wichita, Kansas, USA*
- [7] **M.K. Chourasia, T.K. Goswami**, 2007. Steady State CFD Modeling of Airflow, Heat Transfer and Moisture Loss In a Commercial Potato Cold Store, *International Journal of Refrigeration* **30** 672–689
- [8] **O. Laguerre, S. Ben Amara, J. Moureh, D. Flick**, 2007. Numerical simulation of air flow and heat transfer in domestic refrigerators, *Journal of Food Engineering* **81** 144–156.
- [9] **S. Ben Amara, O. Laguerre, M.C. Charrier-Mojtabi, B. Lartigue, D. Flick**, 2008. PIV Measurement of The Flow Field In a Domestic Refrigerator Model: Comparison With 3D Simulations, *International Journal Of Refrigeration* **31** 1328-1340
- [10] **S.H.Cho, I.S.Lee, J.H.Choi, Y.S.Nam**, PIV Measurement and Numerical Analysis of a new Refrigeration Compartment of the Refrigerator, *Core Technology Team, Digital Appliance Research Laboratory, LG Electronics Inc., 327-23, Gasan-Dong, Keumchen-Gu, Seoul, Korea*
- [11] **T. H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu**, Numerical Study of Heat Transfer Performance on the Air Side Of Evaporator For a Domestic Refrigerator, *Computer Fluids* **24(3)**:227-238, 1995
- [12] **Url-1**, < <http://jullio.pe.kr/fluent6.1/help/html/ug/node1283.htm>>, *Fluent User Guide*, alındığı tarih 01.06.2011.
- [13] **Url-2**, < http://en.wikipedia.org/wiki/Archimedes_number>, alındığı tarih

20.06.2011.

- [14] **V.T. Lacerda, C. Melo, J.R. Barbosa Jr, P.O.O. Duarte**, 2005 Measurements of the air flow field in the freezer compartment of a top-mount no-frost refrigerator: the effect of temperature, *International Journal of Refrigeration* **28** 774–783.
- [15] **Y.C. Shih**, 2003 Numerical Study of Heat Transfer Performance On The Air Side of The Evaporator For a Domestic Refrigerator, *Numerical Heat Transfer* **44** 851-870

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Mustafa Barış PAKDİL

Doğum Yeri ve Tarihi: Kocaeli / 1985

Adres: Dilsiz Sok. Kayapalas Apt. No:16/8 Göztepe / İstanbul

Lisans Üniversite: İstanbul Teknik Üniversitesi / Uçak Mühendisliği