

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**İKİ KAPILI BUZDOLABINDA SOĞUMA SÜRECİNİN DENEYSEL VE
SAYISAL İNCELENMESİ**



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Buğra Semih ERSAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

MART 2021

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**İKİ KAPILI BUZDOLABINDA SOĞUMA SÜRECİNİN DENEYSEL VE
SAYISAL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Buğra Semih ERSAN

(503181106)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr Levent Ali Kavurmacıoğlu

MART 2021

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503181106 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Buğra Semih ERSAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “İKİ KAPILI BUZDOLABINDA SOĞUMA SÜRECİNİN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı: **Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri: **Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR

İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Emre ALPMAN

Marmara Üniversitesi

Teslim Tarihi : **29 Nisan 2021**
Savunma Tarihi : **18 Mart 2021**

Aileme ve yol arkadaşım Eylül'e,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim ve tez çalışmalarım boyunca bilgisini ve tecrübelerini esirgemeyen, bana her aşamada katkıda bulunan ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Sn. Doç. Dr. Levent Ali Kavurmacıoğlu'na en derinden teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmalarım için bana gerekli imkanları sağlayan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Nihat Bayiz'e teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım sırasında benden hiçbir yardımı esirgemeyen bu süreçte bir proje liderinden ziyade bana yol arkadaşı ve yol gösterici olan, tecrübe ve önerileriyle tezimin büyük kısmında bana destek olan Sn. Ünsal Kaya'ya, bilgi ve tecrübeleriyle tezime katkıda bulunan Sn. Mutlu Elmas'a, Sn. Beyza Alkan'a ve Sn. Dr. Serdar Kocatürk'e, deneysel çalışmalarım sırasında benden yardımlarını esirgemeyen Sn. Cafer Özyurt'a, Sn. Yalın Berat Özsoy'a ve Sn. İlyas Aydın'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım için tüm olanaklarını sunarak bana her türlü imkânı sağlayıp yardımlarını esirgemeyen Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi Takım Lideri Sn. Vasi Kadir Ertiş'e ve tüm aile çalışanlarına gönülden saygılarımı ve teşekkürlerimi sunarım.

Tüm hayatım boyunca her zaman yanımda olan aileme, eğitim hayatım boyunca bana hep destek ve yol arkadaşı olan sevgili anneme ve yüksek lisans eğitimim boyunca hep yanımda olan kız arkadaşım Eylül Güncem İştin'e gönülden teşekkür ederim.

Nisan 2021

Buğra Semih Ersan
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	viii
SEMBOLLER	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xii
ÖZET.....	xiv
SUMMARY	xvi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Çalışmanın Amacı.....	15
2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	17
2.1 Debi Ölçümleri.....	18
2.2 Sıcaklık Ölçümleri	22
3. SAYISAL MODELLEME	27
3.1 Geometri Hazırlık.....	27
3.2 Çözüm Ağları	28
3.3 Çözüm Modeli.....	31
3.4 Başlangıç ve Sınır Koşulları.....	34
4. SONUÇ ve ÖNERİLER	41
4.1 Çalışma Çıktıları	64
4.2 Gelecek Çalışmalar İçin Öneriler.....	64
KAYNAKÇA	66
ÖZGEÇMİŞ.....	67

KISALTMALAR

AMCA	: Air Movement and Control Association
ANN	: Artificial Neural Networks
FF	: Fresh Food
FRZ	: Freezer
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
R134a	: Tetrafloretan
R600a	: İzobütan
PD	: Pull Down
PIV	: Particle Image Velocimetry
SIMPLE	: Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations
SST	: Shear Stress Transport
UDF	: User Defined Function

SEMBOLLER

A	: Kesit Alanı
D_h	: Hidrolik Çap
h	: Isıl Taşınım Katsayısı
k	: Türbülans Kinetik Enerjisi
Re	: Reynolds Sayısı
Q_{FF}	: Taze Gıda Kabini Buharlaştırıcı Kapasitesi
Q_{FRZ}	: Dondurucu Kabini Buharlaştırıcı Kapasitesi
ΔT	: Sıcaklık Farkı
V	: Hız
ω	: Türbülans Yayılım Hızı
v	: Kinematik Viskozite
μ	: Dinamik Viskozite
ρ	: Yoğunluk
Ḃ	: Hacimsel Debi
π	: Pi Sayısı



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1: Buzdolabı içerisindeki ürünlerin numaraları ve isimleri	8
Çizelge 1.2: Avcı ve diğerlerinin kullandığı sınır koşulları.	12
Çizelge 2.1: Rüzgâr tüneli deneyleri sonucu kabin debileri	22
Çizelge 2.2: Sıcaklık deney matrisi	23
Çizelge 2.3: PD durumu için +4/-18 ayar sıcaklığında çalışma algoritması	25
Çizelge 2.4: Deney ölçüm cihazlarına ait bilgiler	25
Çizelge 3.1: Analiz geometrisi içerisindeki iç (internal) yüzeyler	35
Çizelge 4.1: Deneysel ve sayısal hava debisi sonuçları karşılaştırması	41
Çizelge 4.2: Taze gıda kabini üfleme sıcaklıklarına ait sayısal analiz sonuçları.....	51
Çizelge 4.3: Dondurucu kabini üfleme sıcaklıklarına ait sayısal analiz sonuçları	52
Çizelge 4.4: Deneysel ve sayısal üfleme sıcaklıkları.....	55
Çizelge 4.5: Taze gıda kabini sayısal ve deneysel ortalama raf sıcaklıkları	56
Çizelge 4.6: Dondurucu bölme sayısal ve deneysel üfleme sıcaklıkları	60
Çizelge 4.7: Dondurucu kabini sayısal ve deneysel ortalama raf sıcaklıkları	62

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1: İdeal soğutma çevrimi, basınç-entalpi grafiği	2
Şekil 1.2: Buzsuz baypas çift çevrimli soğutma sistemi.....	4
Şekil 1.3: Buzdolabı içerisindeki parçaların numaralandırılmış hali.....	6
Şekil 1.4: Farklı yüksekliklerdeki sıcaklık dağılımları.....	7
Şekil 1.5: Farklı kabin konfigürasyonlarında sıcaklık katmanları.....	10
Şekil 1.6: Zhang ve Lian'ın oluşturduğu buzdolabı modeli	11
Şekil 1.7: Avcı ve diğerlerinin buzdolabı modellerinin önden ve yandan kesitleri...	12
Şekil 1.8: Analiz geometrisi bakır blokları.....	13
Şekil 2.1: Test edilen buzdolabına ait görsel	17
Şekil 2.2: Taze gıda kabini debi ölçümü.....	18
Şekil 2.3: Rüzgâr tünelinin taze gıda kabini üfleme açıklığına bağlanması.....	19
Şekil 2.4: Dondurucu kabini üfleme ızgarası.....	19
Şekil 2.5: Shimpo DT 315A Stroboskop	20
Şekil 2.6: Debi ölçümleri için kullanılan rüzgâr tüneli modeli ve birleşenleri.....	21
Şekil 2.7: Buzdolabına ait sıcaklık ölçüm sonuçları.....	24
Şekil 2.8: Deney dolabı ve iklimlendirme odası.....	26
Şekil 3.1: Kabin geometrisi ve içerisinde modellenen parçalar.....	27
Şekil 3.2: Buharlaştırıcı genel görünümü ve revize edilmiş detaylar	28
Şekil 3.3: Buzdolabı çözüm ağı yapısı.....	30
Şekil 3.4: Bazı geometrilerin çözüm ağı yapısı	30
Şekil 3.5: Analiz geometrisi içerisindeki iç (internal) yüzeyler	36
Şekil 3.6: Taze gıda bölmesi buharlaştırıcı kapasitesi	37
Şekil 3.7: Dondurucu kabini buharlaştırıcı kapasitesi	37
Şekil 3.8: Buzdolabının hızlı soğutma durumu akış şeması	39
Şekil 3.9: Buzdolabının rejim sıcaklıklarında çalışma durumu akış şeması.....	40
Şekil 4.1: Dondurucu kabin hava dağıtım fanı	42
Şekil 4.2: Taze gıda kabini hava dağıtım fanı	42
Şekil 4.3: Taze gıda ve dondurucu kabini hava kanallarında hava akışı (a-Taze gıda kabini, b-Dondurucu kabini).....	43
Şekil 4.4: Taze gıda kabininde monitörler üzerinde hava dağılımı	44
Şekil 4.5: Dondurucu bölme monitörler üzerinde hava dağılımı.....	45
Şekil 4.6: FF üst raf bakır blok etrafında hız dağılımı.....	46
Şekil 4.7: Buzdolabına ait kabin içi sayısal sıcaklık sonuçları	47
Şekil 4.8: Buzdolabına ait sayısal üfleme sıcaklık sonuçları.....	48
Şekil 4.9: Taze gıda kabinine ait sayısal üfleme sıcaklık sonuçları.....	49
Şekil 4.10: Durma periyodundaki buzdolabı taze gıda kabini hava kanalına ait sıcaklık ve hız dağılımı	50
Şekil 4.11: Dondurucu kabini sayısal üfleme ve emme sıcaklığı sonuçları	51

Şekil 4.12: Dondurucu bölme soğutma kanalı sıcaklık ve hız dağılımları	52
Şekil 4.13: Buzdolabı çalışma periyodu deneysel ve sayısal çözüm sonuçları	53
Şekil 4.14: Taze gıda kabini sayısal ve deneysel üfleme sıcaklıkları	53
Şekil 4.15: Taze gıda kabini buharlaştırıcı sıcaklıkları	54
Şekil 4.16: Taze gıda kabini sayısal ve deneysel raf sıcaklıkları	55
Şekil 4.17: Buzdolabı üfleme açıklıkları üzerinde oluşturulan düzlemler	57
Şekil 4.18: Üfleme açıklıkları üzerindeki yüzeylerde sıcaklık dağılımı ((a) sol üfleme açıklığı üzerinde, (b) emme açıklığı üzerinde, (c) sağ üfleme açıklığı üzerinde)	58
Şekil 4.19: Taze gıda kabini bakır bloklar üzerindeki düzlemler	58
Şekil 4.20: Üst raf bakır blok etrafında sıcaklık dağılımı	59
Şekil 4.21: Taze gıda kabini bakır bloklar etrafında sıcaklık dağılımı	60
Şekil 4.22: Dondurucu kabini üfleme sıcaklıkları	61
Şekil 4.23: Dondurucu kabini deneysel ve sayısal raf sıcaklıkları	62
Şekil 4.24: Dondurucu kabini içerisinde dikey düzlemde sıcaklık dağılımları	63
Şekil 4.25: Monitörlerin bulunduğu konumda yatay ekseninde sıcaklık dağılımı	63

İKİ KAPILI BUZDOLABINDA SOĞUMA SÜRECİNİN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüzde buzdolapları, evler için vazgeçilmez bir ihtiyaçtır ve evlerin enerji sarfiyatının büyük bir kısmını oluşturmaktadır. Bu sebeple buzdolapları, beyaz eşya üreticileri için iç sıcaklık ve enerji tüketimi konularında sürekli bir optimizasyon problemi oluşturmaktadır. Bu çalışmada iki kapılı bir buzdolabının sanal bir ikizinin nasıl yaratılabileceği ve oluşturulacak bu modelin gerçek sonuçlarla uyumlu olup olmadığı sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır. Oluşturulan 3 boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği modeli her iki kabin için hava dağıtım sistemi ve kabin içi sıcaklık dağılımı konuları özelinde incelenmiştir. Ayrıca model buharlaştırıcı modellemesi konusunda literatür çalışmalarına kıyasla birtakım yenilikler barındırmaktadır.

Çalışmanın ikinci kısmında dolabın hava dağıtım sistemi ve çalışma debilerini belirlemek için yapılan rüzgâr tüneli deneyleri ve kabin içi sıcaklıklarını belirlemekle birlikte çalışma algoritmasını ortaya dökmek amacıyla sıcaklık bakımından şartlandırılmış bir odada farklı ortam ve ayar sıcaklıklarında yapılan deneyler incelenmiş, yapılan deneylerde kullanılan test elemanları anlatılmıştır.

Çalışmanın üçüncü kısmında oluşturulan 3 boyutlu sayısal modelin HAD metodolojisi incelenmiş, sayısal çözüm ağı, model oluşturulurken kullanılan sınır koşulları ve çözüm modelleri ve algoritmaları anlatılmış ve yapılan varsayımlardan bahsedilmiştir.

Çalışmanın üçüncü ve son bölümünde ise hem deneysel hem de sayısal çalışmaların çıktıları incelenmiş, elde edilen sonuçlar birbiriyle karşılaştırılmış ve oluşturulan sayısal modelin eksileri ve artıları tartışılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre hava dağıtım sistemine ait deneysel ve sayısal sonuçlar birbirleriyle uyum içerisindedir. Kabin içi sıcaklıklar incelendiğinde ise taze gıda kabininde kabin raflarına ait ortalama sıcaklıklar maksimum 1.1°C, dondurucu için ise maksimum 2°C'lik bir hata ile tespit

edilebilmektedir. Dolabın çalışma ve durma süreleri de incelendiğinde elde edilen sıcaklık sonuçları deneysel sonuçlarla uyumludur.



AN EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF COOLING PROCESS ON A TWO DOOR HOUSEHOLD REFRIGERATOR

SUMMARY

Today, refrigerators are an indispensable need for homes and constitute a large part of the energy consumption of homes. For this reason, refrigerators create a constant optimization problem for white goods manufacturers in terms of internal temperature and energy consumption. When the studies in the literature are investigated, although the air distribution and temperature distribution in refrigerators are examined, there is no CFD model for the whole refrigerator, which includes vapor cycle effects. Although CFD studies for refrigerators gave close values on issues such as average temperature inside the cabinet, these studies remained far from obtaining a detailed temperature analysis as a result of the assumptions made. In this study, how a virtual twin of a refrigerator can be created and whether this model to be created is compatible with real results was investigated numerically and experimentally. The 3D CFD model created has been examined specifically for the air distribution system and interior temperature distribution for both cabins. In addition, the model contains some innovations in the evaporator modeling compared to the literature studies. Another purpose of this model is to calculate the interior temperatures of the refrigerator and the air distribution system at a very low error rate compared to the reality, and to reveal the results of a change or effect on the refrigerator over time without the need for a physical prototype or experiment. This means both financial and time savings for refrigerator manufacturers.

In the second part of the study, the wind tunnel experiments performed to determine the air distribution system and operating flow rates of the cabinets. Wind tunnel tests were carried out in two different sizes of wind tunnels. The purpose of these tests is to determine the operating flow rates of refrigerator fans and to extract the operating curves of these fans. Thus, appropriate boundary conditions will be used for the CFD model. In addition, a temperature test matrix was created and temperature tests were carried out to determine the operating temperatures and performance of the refrigerator

in different situations. The temperature experiments conducted in a temperature and moisture conditioned room at different ambient and set temperatures in order to reveal the working algorithm as well as to determine the interior temperatures. Temperature experiments were carried out with 35 thermocouples placed on the refrigerator. These thermocouples are placed on the shelves in fresh food and freezer cabinets, on the evaporator surfaces and at the air suction and blowing places.

In the third part of the study, the CFD methodology of the 3-dimensional numerical model was examined. Preparation of analysis geometry, meshing studies and grid independency, models and algorithms used in the solution are discussed in this section. The boundary conditions, the algorithm evaporator model which is dependent to time and assumptions used while creating the model also were mentioned in this section. The $k-\omega$ SST turbulence model is used for flow field. Flow equations are solved steady-state however, the energy equations are solved in transient. The time step for transient analysis was 60 seconds to be compatible with experimental studies. For grid independence, three different mesh structures with 14 million, 20 million and 24 million elements were examined and the best results were obtained in a structure with 24 million elements. Natural convection and radiation effects are ignored in order to have less effect on the heat transfer and reduce the computational power.

In the fourth and last part of the study, the outputs of both the experimental and the numerical studies were examined, the results obtained were compared with each other and the pros and cons of the numerical model created were discussed. According to the results obtained, the experimental and numerical results of the air distribution system are in agreement with each other. A difference of 2% in a fresh food cabinet and a 5% difference in a freezer cabinet was found between the experimental and numerical studies on air flow. When the cabin temperatures are examined, average temperatures of the cabin shelves in the fresh food cabinet can be detected with an error of maximum 1.1°C and a maximum of 2°C for the freezer. When the working and stopping times of the cabinet are examined, the obtained temperature results are consistent with the experimental results. Run times obtained experimentally in the fresh food cabinet are quite compatible with the numerical results. The working and stopping times of the refrigerator were found to be very close to each other. Although the working time obtained experimentally in the freezer food cabinet was compatible

with CFD in total, the working and stopping times differed from each other. The main reason for this situation is that the generated User Defined Function code cannot simulate the freezer cabinet working algorithm. In addition, at the end of the fourth part, some suggestions have been made to increase the performance and accuracy of this virtual twin. Among these suggestions, the most important are modeling the rotational effects of the fan, adding natural convection and radiation effects to the model and adding the working algorithm of the freezer cabinet to the UDF in case the cabinets work together.



1. GİRİŞ

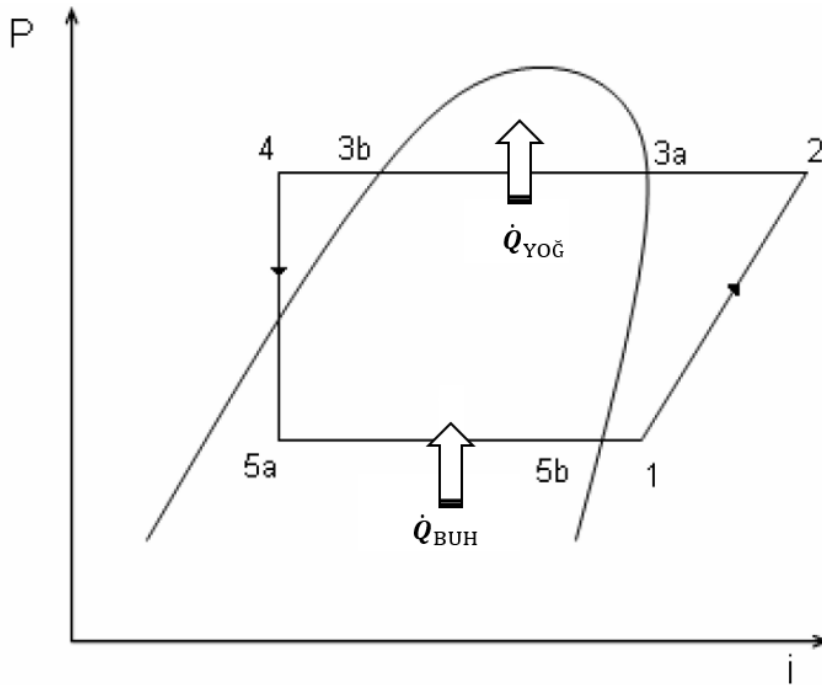
Modern toplum için sahip olunan gıdaları taze bir şekilde saklamak asırlardır süregelen önemli bir sorun olmuştur. İnsanlık bu problemi çözmek için çeşitli yollara başvurmuştur. Bakteri oluşumunu engellemek amacıyla gıdaları soğuk ortamlarda depolamak ise yine yüzyıllardır bilinen ve uygulanan bir yöntemdir. İnsanlar eski dönemlerde dağlardan taşıdıkları buz ve kar kütlelerini depolayarak ya da buldukları çevredeki karları kullanarak, gıda maddelerinin daha uzun süreler boyunca taze tutmayı başarmıştır.

Doğal yöntemlerle gıdaları çevre sıcaklığının altında tutabilmek dönemsel olarak kullanışlı olsa da sürdürülebilir bir yöntem değildir. Bu konuda mekanik soğutma sistemlerinin icadı soğutma ihtiyacı için yeni bir dönemin başlamasını sağlamıştır. Mekanik soğutma sistemlerine yönelik ilk çalışma William Cullen tarafından 1748 yılında gerçekleştirilmiş fakat Cullen, çalışmasını fiziksel bir sisteme dönüştürmemiştir. 1805 yılında Amerikalı mucit Oliver Evans ilk defa buhar sıkıştırımlı soğutma sistemini tanımlamış ve bunun için bir tasarım oluşturmuştur fakat çalışma arkadaşı Jacob Perkins'in bu tasarımın çalışan bir prototipini üretmesi otuz yılını almıştır. Bugün kullanılan buzdolaplarına yönelik ilk patent çalışmaları ise 1871 ve 1891 yıllarında yine Amerika'da gerçekleştirilmiştir.

Buzdolaplarında ilk dönemlerde metil klorür, amonyak ve kükürt dioksit kullanılmaktaydı. Bu gazların kapalı bir çevrimde tutulmasının o dönemlerde sızdırmazlık anlamında büyük problemler yaratmasından dolayı daha sonra Freon gazı bulundu. Fakat Freon gazı da kendi sorunlarını birlikte getirdi. Kloroflorokarbon (CFC) bulduran Freon gazlarının ozon tabakasına zarar verdiği anlaşılınca soğutma sistemlerinde daha çevreci soğutucu akışkan arayışı başlamış oldu. Günümüzde buzdolaplarında en yaygın olarak kullanılan gazlar ise R600a ve R134a'dır (Ertiş 2007).

Buzdolaplarının evlerde kullanımının yaygınlaşmasıyla birlikte enerji tüketiminin düşürülmesi buzdolabı üreticileri için yeni bir çalışma konusu olarak ortaya

çıkmiştir. Evlerde kullanılan beyaz eşyalar arasında en çok enerji tüketimini sağlayan ev aletleri, buzdolaplarıdır. ABD’de kullanılan toplam elektriğin yaklaşık altıda birini buzdolapları tüketmektedir. Enerji sarfiyatını minimize etmek amacıyla kullanılan yöntemlerden birisi kompresör verimini artırmaktır zira termal verim üzerinde yadsınamaz bir etkiye sahiptir, fakat verim artırmak için tek yöntem bu değildir. Buzdolabı içerisindeki ısı transfer mekanizması, yalıtım malzemeleri, iç ortamda kullanılan malzemeler gibi farklı etkenler de termal verim üzerinde büyük bir etkiye sahiptir (Zhang ve Lian 2014).



Şekil 1.1: İdeal soğutma çevrimi, basınç-entalpi grafiği

Şekil 1.1’de ideal soğutma çevriminin basınç entalpi grafiği görülmektedir. İdeal soğutma çevrimi dört farklı prosesden oluşmaktadır:

- 1 – 2 Prosesi: Kompresör kullanılarak kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın izantropik sıkıştırılmasıdır. Bu aşamada akışkanın basıncı artırılarak yoğuşma sıcaklığı artırılır.
- 2 – 4 Prosesi: Kızgın buhar haline gelmiş akışkan sabit basınçta yoğuşarak ortama ısı atar.

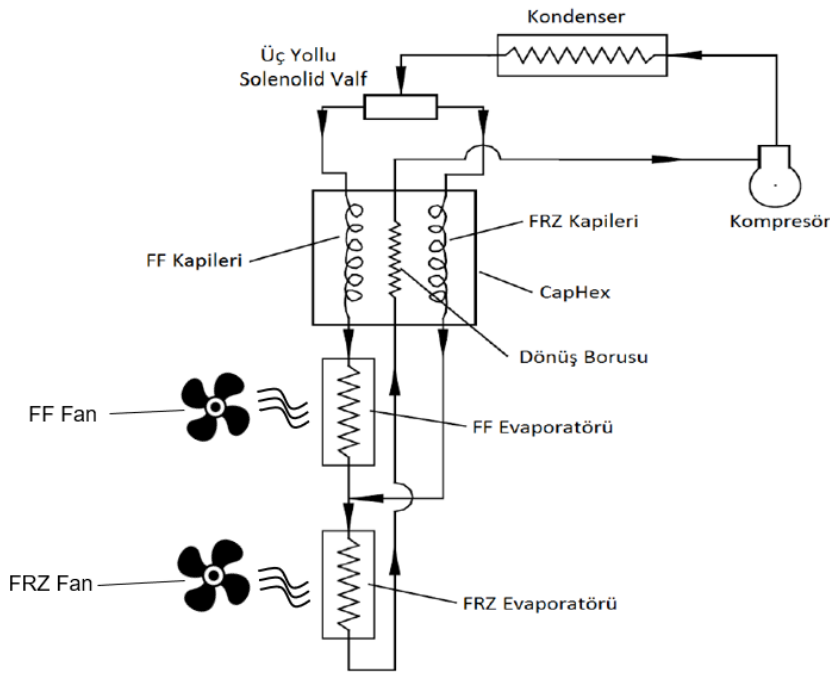
- 4 – 5a Prosesi: Akışkanın sabit entalpide, kısılma vanası ya da kılcal boruda basıncının düşürülmesi prosesidir. Bu aşamada akışkan genellikle sıvı-buhar fazındadır ve amaç basıncı düşürerek buharlaşma sıcaklığını olabildiğince düşürmektir. Bu sayede akışkan buharlaşma sıcaklığının üzerindeki ortamdan ısı çekebilecektir.
- 5a – 1 Prosesi: Soğutucu akışkan, sabit basınçta buharlaşarak ortamdan ısı çeker.

Ara Prosesler:

- 2 – 3a Prosesi: Kızgın buhar halindeki akışkanın doymuş buhar fazına geçmesi, 3a noktasında akışkan tamamen doymuş buhar halindedir.
- 3a – 3b Prosesi: Doymuş buhar halindeki akışkanın doymuş sıvı hale geçmesi, iki nokta arasında akışkan sıvı-buhar fazındadır.
- 3b – 4 Prosesi: Doymuş sıvı halindeki akışkanın aşırı soğutulması aşamasıdır, bu aşamada akışkan tümüyle sıvıdır.
- 5a – 5b Prosesi: Akışkan bu aşamada düşük basınçta sıvı buhar fazından kızgın buhar noktası olan 5b noktasına geçer. 5b noktasında tümüyle kızgın buhar halindedir.
- 5b – 1 Prosesi: Kızgın buhar halindeki akışkanın aşırı kızdırılması durumudur.

Günümüzde buzdolapları çok farklı şekillerde sınıflandırılabilir, gıda maddeleri soğutulurken kullanılan ısı transferi mekanizmasına göre statik ve buzsuz (no-frost) olarak sınıflandırılabilirler. Statik tip buzdolaplarında soğutma hacmi içerisindeki ürünler doğal taşınım ile soğutulurken, buzsuz buzdolaplarında bu durum zorlanmış taşınım ile gerçekleştirilir. Buzsuz buzdolaplarında kabinler içerisinde hava hareketliliği oluşturmak için fanlar kullanılmaktadır. Fan yerleşimi buzdolabının soğutma sistemine göre değişiklik gösterip bir buzdolabında bir ya da birden fazla fan bulunabilir. Taze gıda bölmesiyle dondurucu bölmenin birbirine bir hava kanalıyla bağlı olduğu tasarımlarda, hava hareketliliği genellikle buharlaştırıcının önüne ya da arkasına konumlandırılmış bir fan aracılığıyla sağlanır. Bu fan sayesinde buharlaştırıcı ile temas edip şartlanmış hava kabinlere dağıtılır. Taze gıda bölmesi ve dondurucu bölme birbirinden ayrı olarak konumlandırılmış buzdolaplarında ise genellikle her iki bölme için de birer fan bulunmakta olup bu fanlar da buharlaştırıcıların önünde ya da arkasında konumlandırılarak şartlanmış havayı kabinlerin içerisine yönlendirirler.

Taze gıda ve dondurucu bölmeleri birbirinden ayrılmış buzdolaplarında, bir başka sınıflandırma konusu ise soğutma işlemini gerçekleştiren buhar sıkıştırmalı sistemin yapısıdır ve akışkanın buharlaştırıcılara yönlendirilme şekline göre seri, baypas çift çevrim ve paralel sistemler olarak sınıflandırılırlar. Soğutucu akışkanın kısılma vanasından ayrıldıktan sonra tek bir hat üzerinde sırayla dondurucu bölme ve taze gıda bölme buharlaştırıcısına yönlendiği sistemler seri sistemler olarak adlandırılırlar. Bu sistemlerin enerji verimliliği diğerlerine göre daha düşüktür. Paralel sistemlerde ise soğutucu akışkan yoğuşturucudan ayrıldıktan sonra bir valf aracılığıyla iki farklı yola yönlendirilir, böylece farklı kabinlerin soğutma ihtiyacına göre farklı debilerde soğutucu akışkanın, farklı sıcaklıklarda buharlaştırma işlemi gerçekleştirilerek sistem daha verimli hale getirilir. Baypas çift çevrim sistemlerde ise akışkan yoğuşturucu çıkışı bir vana sayesinde ayrı bir yolu izleyerek sadece tek bir kabine veya seri sistemlerdeki gibi sırasıyla iki kabindeki buharlaştırıcılara yönlendirilebilir. Şekil 1.2: Buzsuz baypas çift çevrimli soğutma sistemi.Şekil 1.2’de bu tez çalışmasının konusu olan buzless buzdolabına ait baypas çift çevrimli soğutma sisteminin şematik gösterimi bulunmaktadır.



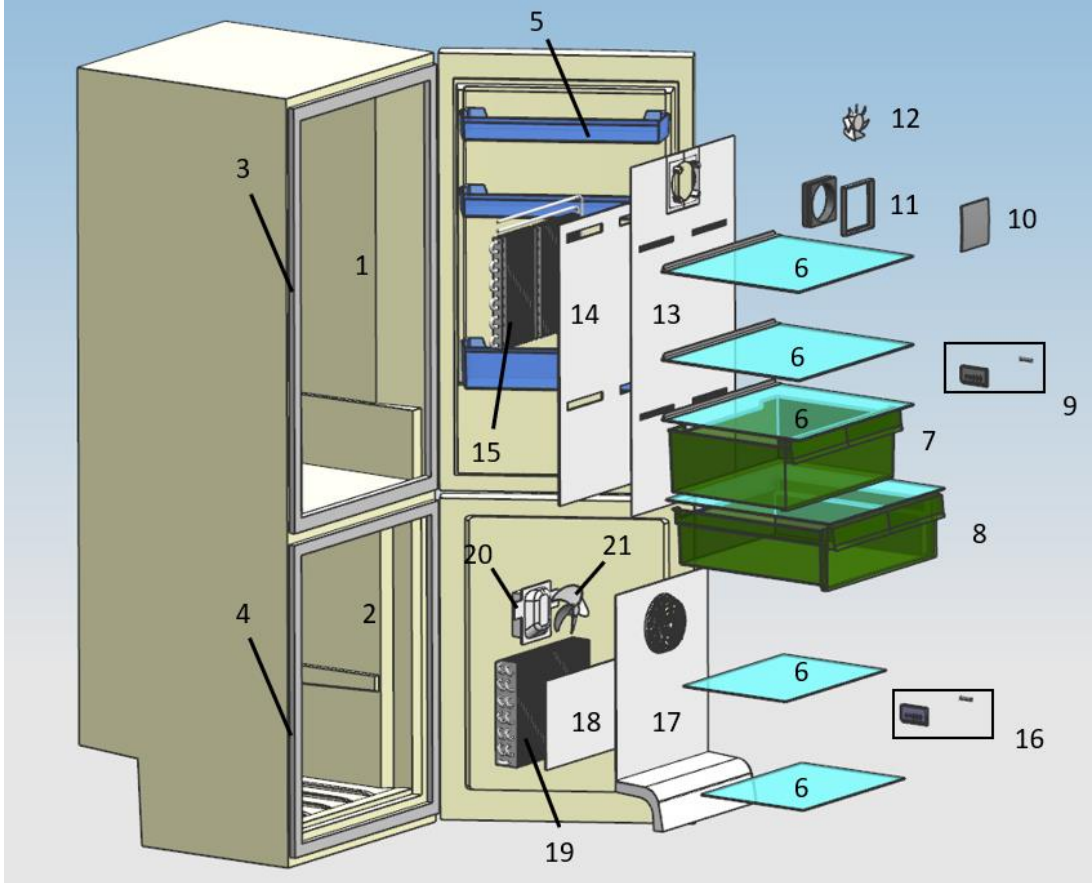
Şekil 1.2: Buzsuz baypas çift çevrimli soğutma sistemi.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yönteminin tarihi 1970’li yıllara uzanmaktadır ve bu yöntem ilk ortaya çıktığında bazı akış problemlerinin çözümü için,

sayısal matematik, fizik ve bilgisayar bilimi gibi bazı metotların kombinasyonu olarak uygulanmaktaydı. Bugün HAD uygulamaları çoğunlukla havacılık, otomotiv, turbo makine tasarımları üzerine yoğunlaşmaktadır. Bilgisayar teknolojisinin ve sayısal çözüm yöntemlerinin ilerlemesiyle birlikte HAD metotları günümüzde mühendislik çözümleri için oldukça önemli bir araç halinde gelmiş, bilgisayar ya da bilgisayar kümeleri kullanılarak, (PC Cluster) milyonlarca elemanlı kompleks problemler birkaç saat içerisinde çözülebilmektedir. Fakat bu durum HAD metotlarının bu konuda en iyi çözüm yöntemi olduğu anlamına gelmemektedir. Türbülans modellenmesi, yanma ya da ısı transferi gibi konularda hala açık noktalar ve çözülmesi gereken problemler bulunmaktadır. Buna rağmen HAD metotları günümüzde büyük bir optimizasyon yöntemi olarak mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır. HAD çalışmaları beyaz eşya sektörü için de günümüzde yaygın olarak kullanılan yöntemlerden birisidir. Başlıca bulaşık makinesi, çamaşır makinesi, buzdolabı, fırın gibi ürünlerin tasarımlarının başlangıcından final haline kadar, akışkan davranışlarını incelemek, sıcaklık analizi, nem analizi gibi durumlarda, buzdolabı kabinlerinde yoğuşma, buharlaştırıcılarda buz oluşumu ya da bulaşık makinelerinden nem uzaklaştırılması gibi temel problemlerin çözümünde de aktif olarak kullanılmaktadır. Bu endüstriyel çalışmalar HAD metotlarının yaygınlaşmasıyla birlikte temelde iki farklı parametreye bağlanmıştır, doğruluk ve hız. Bu problemlerin çözümü de yine bu sayısal yöntemler için yeni bir sektör oluşturmuştur. Bugün sayısal yöntemlerle alakalı çeşitli ticari veya ticari olmayan yazılımlar geliştirilmiştir. Bunlardan ANSYS Fluent, StarCCM+ ve OpenFOAM en çok kullanılan programlardır. Bu programlardan bazılarında kullanıcı çözüm modellerini, iterasyon metotlarını ya da geometri ayrıklaştırmasını kendi başına kodlamayla hallederken bazıları kullanıcı için çeşitli arayüzler de sunmaktadır (Ansys Meshing, SpaceClaim, Design Modeller, HyperMesh). Neticede HAD gibi sayısal çözüm yöntemleri günümüzde ısı transferi, akış, titreşim gibi özellikle mühendislik problemlerinin çözümüne yönelik akademik ve endüstriyel çalışmalara ışık tutmaktadır.

Buzdolaplarına geri dönülecek olursa, ev tipi bir buzdolabının HAD metoduyla termal modelinin oluşturulması için iki farklı durumun modellenmesine bağlıdır. Bunlardan birincisi buzdolabı içerisindeki hava hareketlerinin modellenmesidir. Bu hava hareketlerini modellemek için öncelikle dolabın içerisindeki hava hareketlerinin kaynağı bilinmelidir. Daha önce de belirtildiği gibi içerisindeki bir fan yardımıyla hava

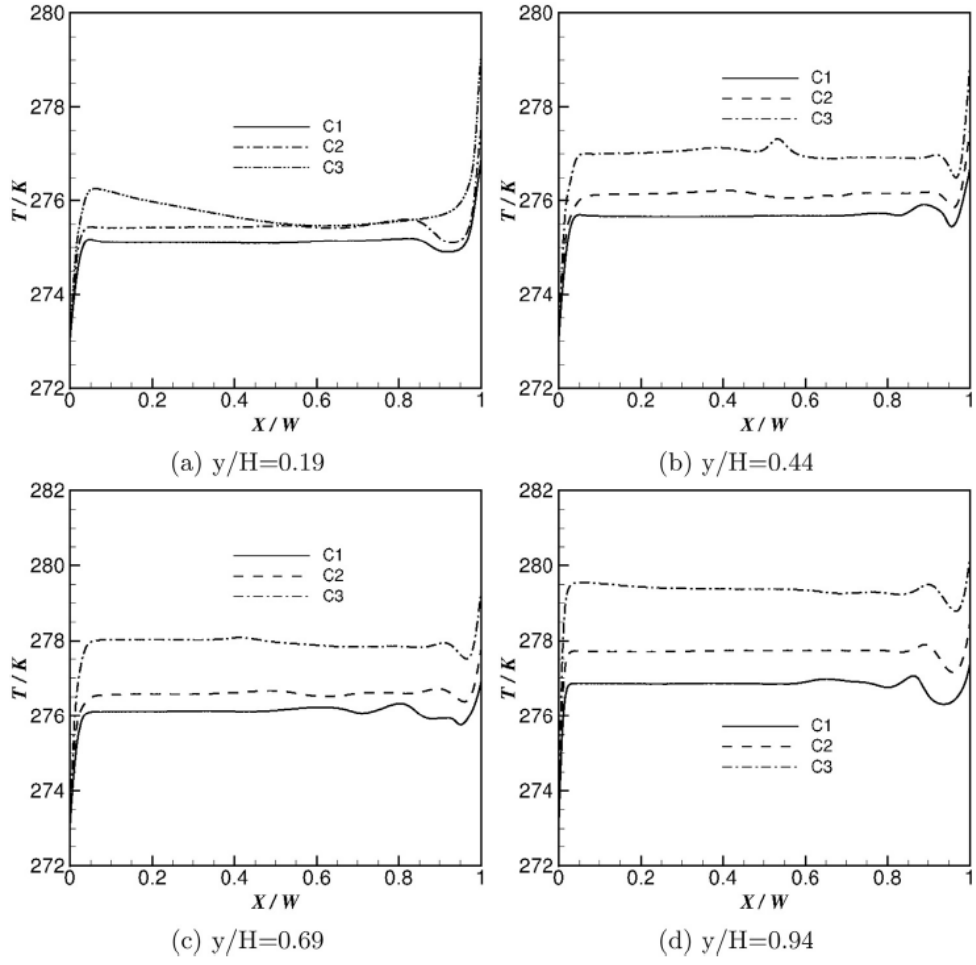
hareketliliği sağlanan buzdolapları buzsuz (no-frost) olarak adlandırılmaktaydı. Statik buzdolaplarında ise hava hareketliliği kabin içerisindeki sıcaklık farkının oluşturduğu hava hareketliliği ile oluşur ve buzsuz buzdolaplarına göre içerisindeki hava hızları çok düşüktür, bu durumlar incelenip ısı taşınım mekanizması belirlenir. İkinci temel durum ise buzdolabı içerisindeki malzemelerin özgül ısılarının ve ısı kaynaklarının doğru modellenmesidir.



Şekil 1.3: Buzdolabı içerisindeki parçaların numaralandırılmış hali.

Şekil 1.3'te görüldüğü gibi buzdolabı içerisinde farklı malzemelerden yapılar mevcuttur. Bu farklı malzemeler farklı özgül ısıya ve farklı ısı kapasitelere sahiptir. Zhang ve Lian yaptıkları çalışmada buzdolabının taze gıda bölümünde radyasyon etkileri incelenmiş ve kabin içinin tamamen boş, rafların bulunduğu ve raflarda gıda maddelerinin bulunduğu üç farklı durum sayısal olarak analiz edilip karşılaştırılmıştır. Bu çalışmanın sonucunda kabin içerisindeki yapıların ve besin maddelerinin hava akım çizgilerini ve sıcaklık dağılımını etkilediğini belirtmişlerdir. Gıda maddelerinin bulunduğu modelde taban kısımdaki sıcaklığın boş kabine göre daha yüksek olduğu belirtilmiş, ayrıca kabin içerisinde farklı dikey mesafelerdeki sıcaklıkların da yine boş

modelde en düşük seviyede gıda yüklü modelde ise en yüksek seviyede olduğu belirtilmiştir (Zhang ve Lian 2014).



Şekil 1.4: Farklı yüksekliklerdeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 1.4 Zhang ve Lian'ın kabin üzerindeki yüksekliklerde elle ettikleri sıcaklık dağılımını göstermektedir.

Burada:

- H: Kabin yüksekliği,
- y: Kabin üzerinde dikey yönde herhangi bir nokta,
- W: Kabin genişliği,
- X: Kabin üzerinde yatay yönde herhangi bir nokta,
- C1: Boş buzdolabı kabini,
- C2: Rafların bulunduğu buzdolabı kabini,

- C3: Gıda maddelerinin bulunduğu buzdolabı kabini anlamına gelmektedir.

Bu katsayıları kullanılarak kabin üzerinde dikey herhangi bir nokta y/H oranıyla 0 ile 1 arasında bir noktaya denk gelmekte, yatay yöndeki noktaların gösterimi ise yine aynı biçimde X/W şeklinde gösterilmektedir. **Şekil 1.4'**e göre kabin içerisinde herhangi bir dikey noktada sıcaklıkları en düşük olan model C1 modelidir. Bununla birlikte yatay yönde sıcaklık değişimi buharlaştırıcının bulunduğu arka duvar ve kapının bulunduğu ön duvar dışında neredeyse sıfırdır. Öte yandan kabinlerin iç yapılara sahip olup olmaması durumlarında kabin içerisindeki hava hareketlerini de incelemiş, kabin içerisindeki hava hızlarının yine besin yüklü kabinde daha yüksek olduğunu ve aynı zamanda bu kabinde akım çizgilerinin diğer modellere göre daha karmaşık olduğunu ifade etmiştir (Zhang ve Lian 2014). **Şekil 1.3'**e dönülecek olursa kabin içerisindeki sıcaklık dağılımını ve hava hareketlerini gerçeğine oldukça yakın modellemek amacıyla kabin içerisindeki tüm malzemeler modellenmiştir. **Çizelge 1.1'**de bu birleşenler ve isimleri açıklanmıştır.

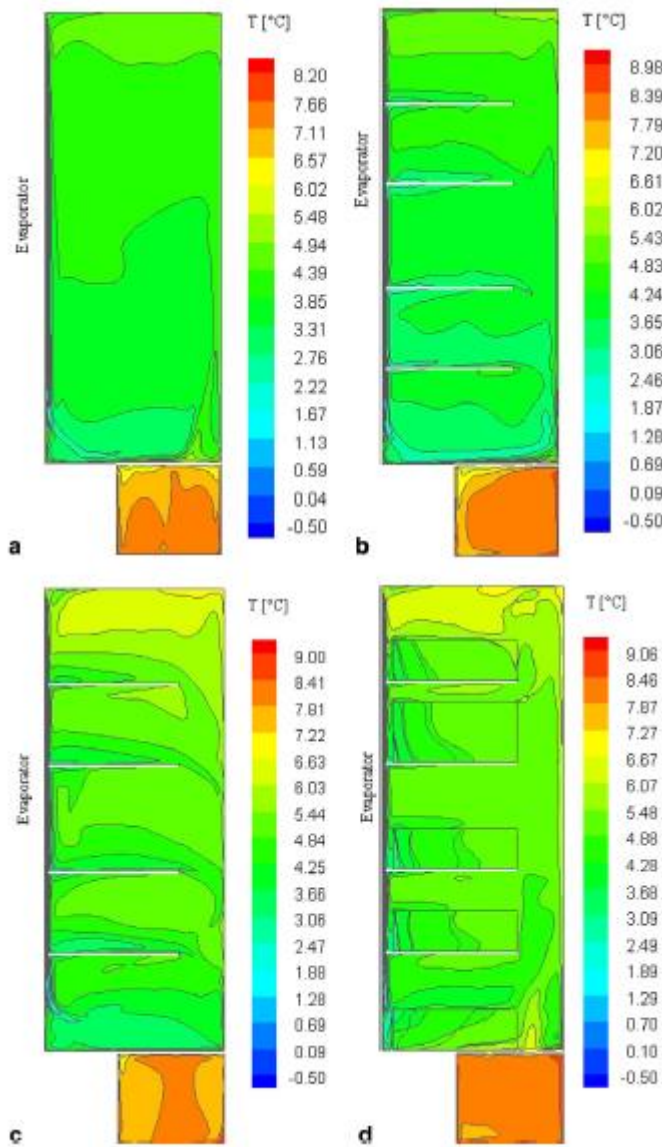
Çizelge 1.1: Buzdolabı içerisindeki ürünlerin numaraları ve isimleri.

Numara	Ürün İsmi	Numara	Ürün İsmi
1	Taze Gıda Kabini	12	Taze Gıda Bölmesi Fanı
2	Dondurucu Kabini	13	FF Buharlaştırıcı Kapağı
3	Taze Gıda Bölmesi Contası	14	FF Buharlaştırıcı Köpüğü
4	Dondurucu Kabin Contası	15	FF Buharlaştırıcısı
5	Kapı Rafları	16	Dondurucu Sensörü ve Sensör Kapağı

6	Taze Gıda Bölmesi Rafları	17	FRZ Buharlaştırıcı Kapağı
Numara	Ürün İsmi	Numara	Ürün İsmi
7	Sıfır Derece Çekmecesi	18	FRZ Buharlaştırıcı Straforu
8	Sebzelik Çekmecesi	19	FRZ Buharlaştırıcısı
9	FF Sensörü ve Sensör Kapağı	20	FRZ Fan Plastiği
10	Fan Kapağı	21	FRZ Fanı
11	Fan Çerçevesi		

Fansız bir buzdolabı taze besin kabini radyasyon etkilerini sayısal olarak araştırmış ve yine bir önceki çalışma gibi kabinlerin boş, rafların bulunduğu ve besinlerin bulunduğu haldeki durumlarını incelemiştir. Çalışmalarının sonucunda kabinin dolu olduğu durumda boş duruma göre, en alt bölmede nispeten daha düşük sıcaklık, üst bölmede ise sıcaklığın daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Bunun sebebi olarak ise rafların ve gıdaların varlığının özellikle kabin orta bölgelerinde hava hareketlerinin yavaşlaması olduğundan bahsedilmiştir. Bunun yanında raflar ve/veya besinlerin bulunması durumun iç yüzeylerdeki sınır tabaka hızlarını da etkilediğinden fakat bu etkinin, raflarla dikey duvarlar arasındaki mesafenin etkisinden dolayı oldukça zayıf olduğundan bahsedilmiştir. **Şekil 1.5'**te görüldüğü gibi kabinlerde raf ve besin konfigürasyonlarının bulunması durumu kabin içerisindeki sıcaklık dağılımını da etkilemektedir. Boş kabin sıcaklığı, en altta bulunan sebzelik bölmesi haricinde, homojen bir dağılım göstermekte iken sırasıyla rafların ve besinlerin eklendiği durumda dikey yönde sıcaklık farkının arttığı gözlemlenmiştir. Kabin üzerinde yine farklı konfigürasyonlarda hava hareketliliği incelendiğinde ise tüm durumlarda hava akışının duvarlar arasında dolaşım yaptığı, buharlaştırıcının bulunduğu soğuk duvarda aşağı yönde hızının arttığı belirlenmiştir. Bu hız artışının sebebinin soğuk yüzeye temas eden havanın yoğunluğunun artmasından dolayı aşağı yönde hareket etmesi olduğu aşikardır. Soğuk yüzeyde maksimum hızın taban kısımda olduğu ve 0.2 m s^{-1} mertebesinde olduğu saptanmıştır. Kapı ve yan duvarlarda ise hava

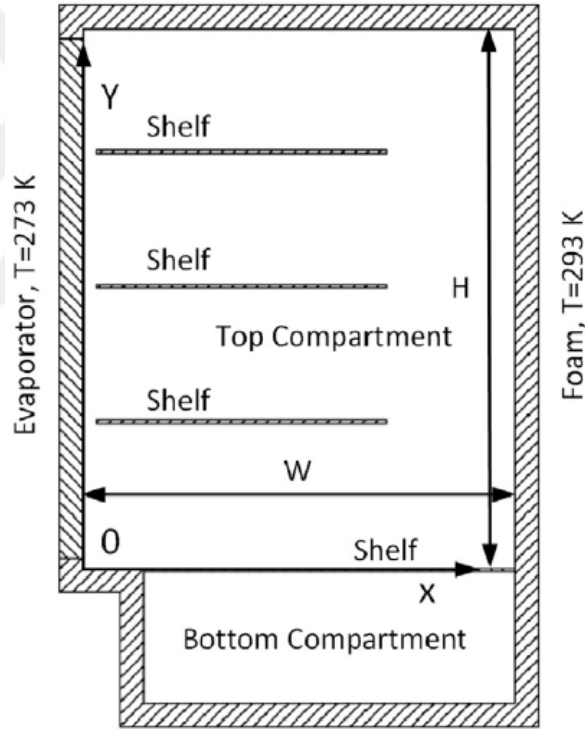
akışının yukarı yönlü olduğu ve bu yönde azalarak ilerleyip tepe noktasında durgun hale geldiği ifade edilmiştir. (Laguerre, ve diğerleri 2007)



Şekil 1.5: Farklı kabin konfigürasyonlarında sıcaklık katmanları.

Buzdolaplarının sayısal modellenmesinde sınır koşullarının doğru tanımlanmasının büyük önemi vardır. Kabinlerin bulunduğu ortam sıcaklığı, buharlaştırıcıların doğru modellenmesi, akışı etkileyen kaynakların modellenmesi gibi farklı durumlar analizlerin doğruluğuna direkt etki eden faktörlerdir. (Gupta, Gopal ve Chakraborty 2007) Buzsuz bir buzdolabının sayısal analizini yapmış ve elde edilen verileri deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Yapılan inceleme sonucunda dondurucu bölmesindeki sıcaklıkların deneysel verilerden daha yüksek, taze gıda bölmesindeki sıcaklıkların ise deneysel verilerden daha yüksek olduğunu görmüşlerdir. Çalışmanın sonucunda bu

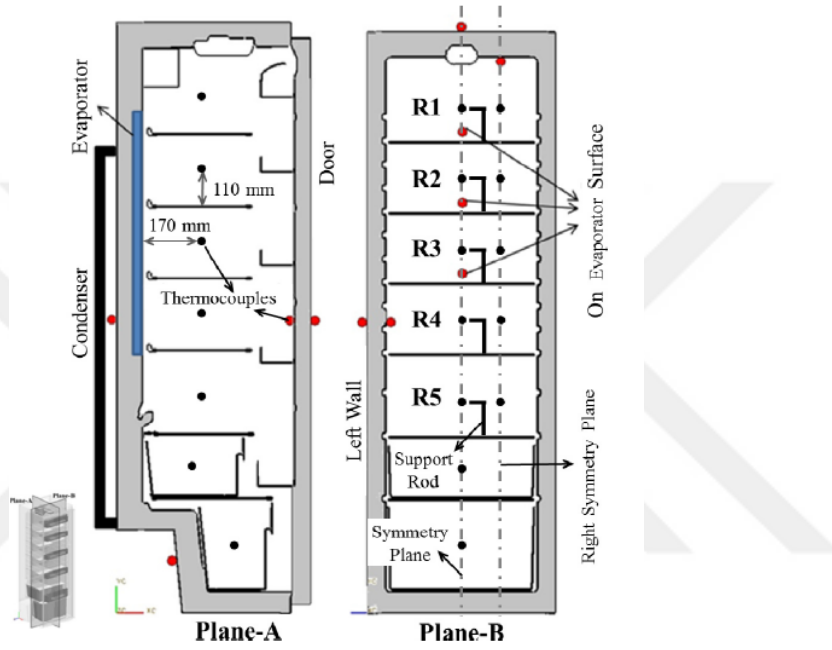
durumların çeşitli modelleme hatalarından kaynaklandığını belirtmişlerdir. Dondurucu bölümünde hava debisi verilerinin yetersiz olması kabin sıcaklıklarının daha yüksek çıkmasına yol açmıştır. Taze gıda bölümünde ise buharlaştırıcı sınır şartı duvar boyunca sabit sıcaklık olarak tanımlanmış ve bu durumda aşırı kızdırma gibi gerçekte sıcaklık farkı oluşturan durumların modellenmediğini ayrıca taze gıda kabini ile kapı arasında bulunan contanın modellenmemesinden kaynaklanan ısı kayıplarının hesaba katılmadığını bu sebepten dolayı da taze gıda kabininin sıcaklıklarının deneysel sonuçlardan nispeten daha düşük olduğunu ifade etmişlerdir. (Zhang ve Lian 2014) Buzdolabının termal modelini oluştururken buharlaştırıcı yerine, **Şekil 1.6**'da görüldüğü gibi buharlaştırıcının bulunduğu taraftaki duvara sabit yüzey sıcaklığı tanımlanmış analizleri bu varsayım üzerinden gerçekleştirmiştir.



Şekil 1.6: Zhang ve Lian'ın oluşturduğu buzdolabı modeli

(Laguerre, ve diğerleri 2007) Sınır koşullarını tanımlarken dış ortamla duvarlar arasındaki ısı iletimini analize eklememiş bunun yerine iç duvar ile dış ortam arasında ısı taşınım katsayısı tanımlamışlardır. Ayrıca analiz zamana bağlı olmadığı için kompresörün çalıştığı ve durduğu durumlardaki buharlaştırıcı sıcaklıklarının ortalaması alınarak yine duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.

(Avcı, ve diğerleri 2016) Buzdolabı HAD modeli oluştururken ağ örüntüsünün ve sınır koşullarının iki büyük önemli parametre olduğundan bahsetmişlerdir. Çalışmalarında buzdolabının geometrik modelini oluştururken rafları, kapı raflarını, sebzelik çekmecelerini, cam rafları, ışık kutusunu, fan kutusunu ve fanı modellemişlerdir. Ağ örüntüsünü oluştururken ise akış analizinin önemli olduğu fan kutusunu daha yoğun bir örüntü ağıyla geçmişlerdir. Sınır koşulu yaklaşımları ise **Şekil 1.7**'de ve **Çizelge 1.2**'de belirtilmiştir.

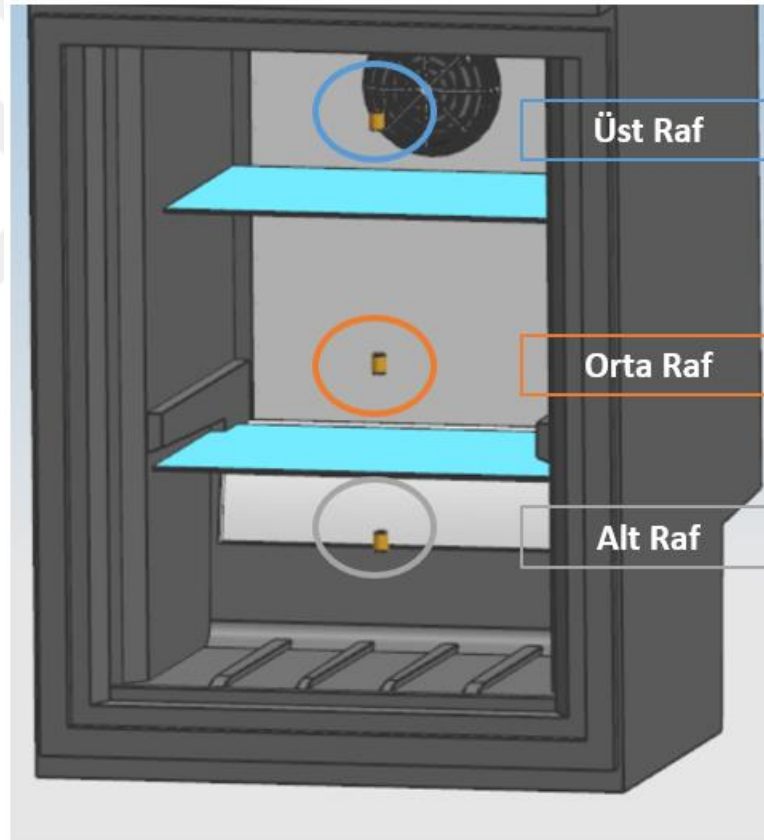


Şekil 1.7: Avcı ve diğerlerinin buzdolabı modellerinin önden ve yandan kesitleri

Çizelge 1.2: Avcı ve diğerlerinin kullandığı sınır koşulları.

Region	Boundary Condition
Evaporator Wall	Constant Temperature $T = -3.16 \text{ }^\circ\text{C}$
Front (Door) Wall	$T = 24.82 \text{ }^\circ\text{C}$ $U = 0.619 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
Compressor Cavity Top Wall	$T = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ $U = 0.416 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
Compressor Cavity Side Wall	$T = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ $U = 0.327 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
Back Wall	$T = 25.47 \text{ }^\circ\text{C}$ $U = 0.331 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
Side Walls	$T = 24.9 \text{ }^\circ\text{C}$ $U = 0.466 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
Top Wall	$T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ $U = 0.353 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
Average Velocity of Fan Outlets	3.66 m s^{-1}
Bottom Wall and Flow Obstacles	Adiabatic

Çizelge 1.2’de görüldüğü gibi Avcı ve diğerleri, Laguerre ve diğerlerinin yaklaşımını kullanarak buharlaştırıcının kapladığı hacmi, dikdörtgenler prizması olarak modelleyip duvarlarına buharlaştırıcının maksimum ve minimum sıcaklıklarının ortalamasını tanımlamışlardır. Bunun dışında (Avcı, ve diğerleri 2016), ellerindeki deneysel sonuçları kullanarak farklı duvarlara farklı sıcaklık değerleri tanımlamıştır. Şekil 1.7’de A düzleminde görülen sıcaklık ölçerler her rafın orta konumuna yerleştirilmiş buradaki sıcaklık değerlerini okumaktadır, bu durum buzdolabı üreticilerinin, raf sıcaklıklarını, raflardaki sıcaklık değerlerini hesaplamak için kullandıkları yaygın yöntemlerden birisidir. Bu çalışmaya konu olan buzdolabı için de aynı yöntem bakır blokların içerisine gömülen sıcaklık ölçerler kullanılarak yapılmış HAD analizlerinde de bu bakır bloklar, ısıl ataletleri nedeniyle modellenmiştir.



Şekil 1.8: Analiz geometrisi bakır blokları

Şekil 1.8’de görünen bakır blokların kullanımının ve modellemelerinin asıl sebebi bu blokların ısıl ataletinden faydalanılarak test edilen buzdolabının zamana bağlı sıcaklık değişimini daha homojen şekilde görüntülemektir, başka bir deyişle bu bloklar kısa süreli, küçük sıcaklık değişimlerini elimine ederek ortalama sıcaklık değerlerinin

tespitini kolaylaştırmaktadır. Buzdolaplarının kabin içi, raf sıcaklıkları bu bloklar referans alınarak, hava sıcaklıkları daha homojen olarak incelenmektedir.

Buzdolabı modellerinin oluşturulmasında HAD yaklaşımından farklı yöntemler de kullanılmaktadır (Borges, ve diğerleri 2011) Buzdolabında soğutma çevrimini ve kabin içi sıcaklıkları tespit edebilmek için yarı kararlı (quasi-steady) bir metod kullanmışlardır. Bu çalışmada soğutma çevrimi kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu gibi soğutma parçaları matematiksel alt modeller olarak oluşturulmuş, oluşturulan model soğutma sisteminin, akışkan debilerini, buharlaştırıcı giriş, çıkış iç enerjileri gibi durumları çıktı olarak sunabilmektedir. Bu tarz yaklaşımların HAD modelleriyle eşlenik çalışması ise literatürde örneğini bulmak zor bir durumdur. Bu modeller ısı değiştirici kapasitelerini zamana bağlı çok düşük hata oranlarıyla hesaplayabildikleri için HAD uygulamalarının sınır koşullarının da bunlara bağlı olarak tanımlanması modelin sunacağı sayısal çıktıların doğruluğunu artıracaktır. Borges ve diğerleri yaptıkları yarı kararlı analizin, bir buzdolabının toplam enerji sarfiyatını $\pm 2\%$ hata oranıyla hesapladığını ifade etmişlerdir.

HAD uygulamalarının çözümüne dair önemli bir parametre ise kullanılan akış modelleri, çözüm yaklaşımları ve algoritmalarıdır. (Zhang ve Lian 2014) Modellerinde zorlanmış taşınım olmamasından dolayı, çok katmanlı, kaldırma kuvveti etkisinde eşlenik ısı transferi modeli kullanmışlardır (*multi-regional bouyant conjugate heat transfer model*), taşınım ısı transferi terimlerini ayrıklaştırmak için ise “*Second Order Upwind Scheme*” ve “*Second Order Central Scheme*” kullanmışlardır. Hız ve basınç eşlenikliğinde ise SIMPLE metodu kararlı analizlerde, PISO-SIMPLE metodu ise kararsız analizlerde kullanılmıştır. (Laguerre, ve diğerleri 2007) Yaptıkları analizlerde kabin içerisindeki hava hareketliliği soğuk duvarlar ve hava arasındaki sıcaklık farklılığından oluştuğu için Boussinesq yaklaşımını ve laminer akış modelini kullanmışlardır. Ayrıca kabin içerisindeki radyasyon etkilerini incelemek amacıyla “*Discrete Order (DO)*” radyasyon modelini kullanmışlardır. DO modeli, radyasyon saçılımı, saydam ve yarı saydam cisimlerin radyasyon ısı transferi etkilerine duyarlı bir model olduğu için radyasyon modellemesinde kullanılan en yaygın modellerden birisidir. (Belman-Flores, Gallegos-Munoz ve Puente-Delgado 2014) Çalışmalarında iki kapılı bir buzdolabının zorlanmış taşınım etkileri altında sıcaklık dağılımını, enerji tüketimi gibi parametreleri incelemiş, soğutma performansı ve sıcaklık dağılımının

iyileştirilmesi üzerinde çeşitli tasarımlar önermişlerdir. Yapılan analizlerin HAD modellerinde, akış modellemesi için k-ε türbülans modelini, çözüm algoritması olarak ise SIMPLE kullanmışlardır. Zamana bağlı analizin zaman adımı olarak $\Delta t=0.5$ saniye tanımlanmıştır. Hava akışını ise kütleli akış girişi ve basınç çıkışı sınır şartlarıyla modellemişlerdir. (Gupta, Gopal ve Chakraborty 2007) HAD çalışmalarını zamandan bağımsız bir model üzerinden kurgulamışlardır, kabin içerisindeki hava akışını Rayleigh sayısını hesaplayarak laminar olarak tanımlamışlardır. Isı transfer mekanizması için ise Boussinesq yaklaşımını uygulayıp, dondurucu bölmesinde sıcaklıktan kaynaklanan kaldırma kuvvetlerini ihmal etmişlerdir. (Avcı, ve diğerleri 2016)Yaptıkları analizlerde zamandan bağımsız bir model kullanıp, türbülanslı akış altında, doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve radyasyon etkilerini hesaba katmışlardır. (Açıkgöz 2009) Yaptığı çalışmalarda bir buzdolabının dondurucu kabinindeki hava ve sıcaklık dağılımını incelemiştir. Analizler kompresörün çalıştığı ve durduğu durumlar için zamana bağlı şekilde gerçekleştirilmiştir. Buzdolabı için kapalı HAD modellerinde fanın ve buharlaştırıcının modelleme güçlüklerinden dolayı üfleme açıklıklarını giriş sınır koşulu olarak tanımlayıp, PIV yöntemiyle belirlediği üfleme açıklığı debilerini kullanarak açık bir model oluşturmuştur. Bu modelde ısı transferi ve akış modellerini kompresörün çalıştığı ve durduğu durumlar için farklılaştırmış, kompresörün çalıştığı durum için “k-ε Standard” türbülans modelini ve ısı transferi için zorlanmış taşınım yaklaşımını uygulamıştır. Kompresörün durduğu durumda fan da hava sirkülasyonunu durdurduğu için doğal taşınım için Boussinesq yaklaşımını uygulamış, fan çalışırken ihmal edilen yer çekimi kuvvetleri bu evrede hesaba katılmıştır. (Antonio ve Afonso 2011) Buzdolabı kabini içerisinde sıcaklık farklarını araştırmak için hesaplamalı akışkanlar dinamiği metodu ve makine öğrenimi metotlarından biri olan yapay sinir ağları (ANN) yöntemiyle analizler yapmış ve sonuçları karşılaştırmışlardır.

1.1 Çalışmanın Amacı

Bir önceki bölümde ev tipi buzdolaplarına ait çeşitli çalışmalar incelenmiştir. Bu çalışmalardan yola çıkılarak literatürde, geometrik modelin, buharlaştırıcı etkilerinin, zamana bağlı etkilerin, ortam sıcaklığının ve kabinlerin birlikte çalışma durumlarının ayrı ayrı modellenmiş olsa da bu etkilerin tek bir çatı altında incelendiği bir model olmadığı görülmüştür, bunun sonucunda bir bütün olarak buzdolabının

modellenememesi, modellenen bile hata oranlarının yüksek olduğu görülmüştür. Yine literatürden elde edilen bilgiler ışığında düşük hata oranında çalışan bir model oluşturmak için, buzdolaplarında kabin içerisindeki hava dağılımının ve zamana bağlı termal etkilerin yüksek hassasiyetle modellenmesinin zorunlu olduğu görülmüştür.

Bu çalışmanın amacı, bu tür etkileri bünyesinde barındıran ve buzdolabının ortam sıcaklığında çalışmaya başladığı andan rejim periyoduna gelmesini ve rejim durumunda çalışmasını yüksek doğrulukta hesaplayan bir model, bir sanal ikiz oluşturmaktır. Böylelikle soğutma sistemi birleşenleri ve çalışma koşulları bilinen bir buzdolabının deneyi olmasa da modellenmesi mümkün olabilecektir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin analizi bu çalışmanın konusu olmamakla birlikte, Modelica programında gerçekleştirilen 1 boyutlu soğutma sistemi analizi çıktıları deneysel verileri doğrulamak ve 3 boyutlu HAD analizleri için sınır koşulu oluşturmak için kullanılmıştır. Buzdolabı içerisindeki hava dağıtım sistemi, soğutma kanalında bulunan buharlaştırıcı-hava ilişkisi ve kabin içerisindeki hava dağılımı her iki kabin fanının basınç-debi eğrileri kullanılarak modellenmiştir. Termal olarak ise PD sürecinde buzdolabı buharlaştırıcı kapasitelerinin zamana ve sıcaklığa bağlı değişimini kontrol ederken, rejim sürecinde buzdolabı kabinlerinin çalışma ve durma sürelerini sıcaklığa bağlı olarak kontrol eden bir kullanıcı kodu oluşturulmuştur. Oluşturulan bu kod Ansys FLUENT programında çalıştırılıp zamana bağlı sıcaklık analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

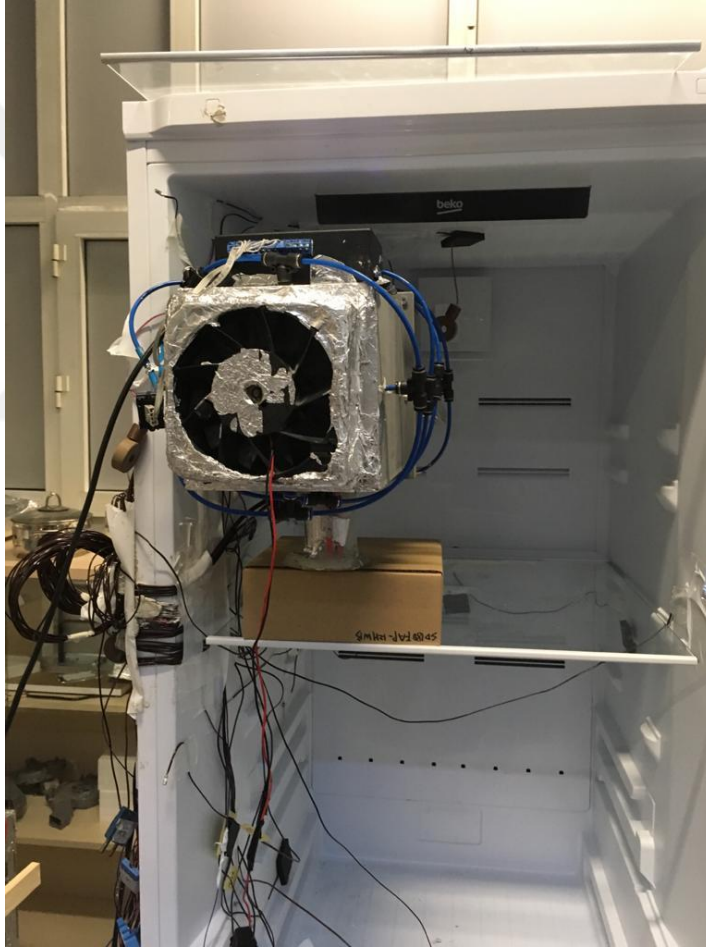
Yapılan çalışma kapsamında buzdolabının çalışma algoritmasını öğrenmek, kabin içerisindeki fanlardan sağlanan hava debisini tayin etmek, buzdolabının kabin içi sıcaklıklarını tayin edip sayısal modelle karşılaştırmak amacıyla deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler ortam sıcaklığı, taze gıda kabini rejim sıcaklığı ve dondurucu bölme rejim sıcaklığı değiştirilerek tekrarlanmıştır. Bu durumun sebebi buzdolabının farklı sıcaklık durumlarına verdiği tepkiyi tespit etmektir. Sıcaklık deneyleri şartlandırılmış ortamda bulunan buzdolabı üzerine ısı çiftleri yerleştirilerek gerçekleştirilmiştir. Bu ısı çiftleri iki kabinin de raflarına ve çekmece içlerine bakır bloklara bağlı şekilde yerleştirilmiştir, ayrıca her iki kabin için de hava üfleme ve emme açıklıklarına, buharlaştırıcılara, soğutma sisteminin diğer birleşenlerine yerleştirilmiştir. **Şekil 2.1**'de test edilen buzdolabının taze gıda kabini görülmektedir. Isıl çiftler, görsel üzerinde cam raflara asılı şekilde sarkan silindirlere yerleştirilmiştir.



Şekil 2.1: Test edilen buzdolabına ait görsel

2.1 Debi Ölçümleri

Yapılan sıcaklık deneyleri yanında kabin içerisindeki hava akışını belirlemek için hava debisi testleri yapılmıştır. Bu testleri gerçekleştirmek için farklı büyüklüklerde rüzgâr tünelleri kullanılmıştır. Rüzgâr tünelinin taze gıda kabine bağlanması **Şekil 2.2** ve **Şekil 2.3**'te gösterilmiştir. Taze gıda kabini için debi ölçümleri rüzgâr tünelinin tüm üfleme açıklıklarına ayrı ayrı bağlanarak ölçülmüştür. Yapılan ölçümlerde taze gıda kabini fanı 10 V gerilimde ve 1900 devir/dakika dönmektedir. Fan devri kontrolü Shimpo DT – 315A marka ve model stroboskop kullanılarak yapılmıştır. **Şekil 2.5**'de devir ölçümlerinin yapıldığı stroboskopun temsili görseli bulunmaktadır.



Şekil 2.2: Taze gıda kabini debi ölçümü

Dondurucu kabini debi ölçümü fanın yerleştirildiği bölgedeki üfleme ızgarasına rüzgâr tüneli bağlanarak gerçekleştirilmiştir. Dondurucu bölümünde tek üfleme ve emme açıklığı olduğu için ölçüm tek noktadan yapılmıştır. Ölçümler FRZ fanı için 1200

devir/dakikada yapılmıştır. Şekil 2.4'te dondurucu kabininin üfleme ızgarası görünmektedir. Bu bölge rüzgâr tünelinin bağlandığı yerdir.



Şekil 2.3: Rüzgâr tünelinin taze gıda kabini üfleme açıklığına bağlanması

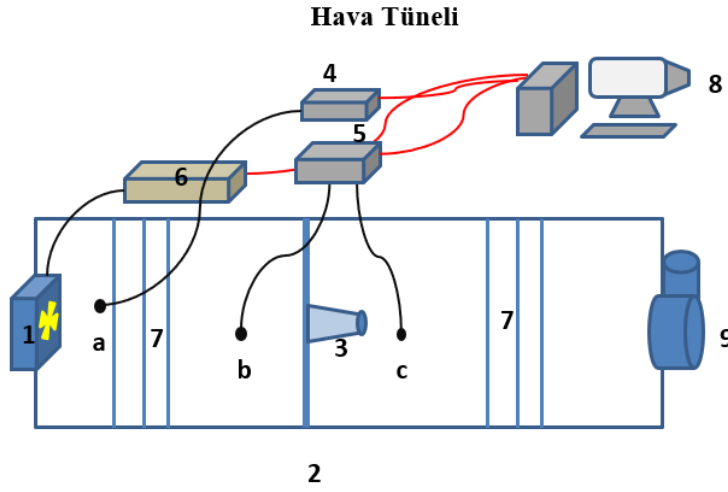


Şekil 2.4: Dondurucu kabini üfleme ızgarası



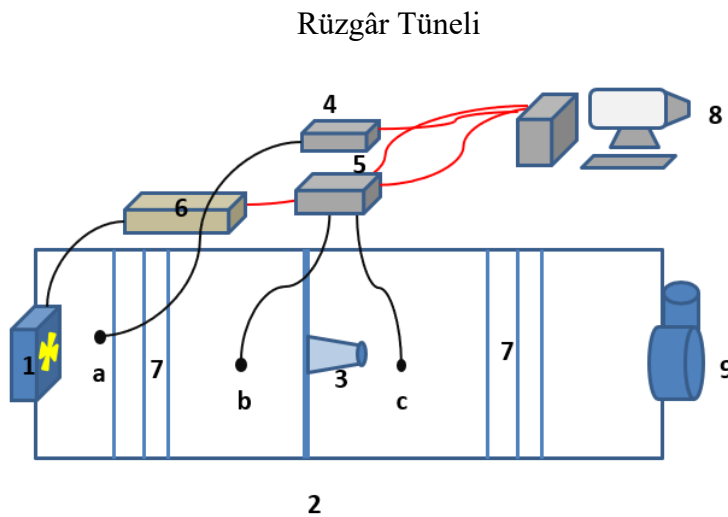
Şekil 2.5: Shimpo DT 315A Stroboskop

Debi ölçüm testlerinden bahsedilecek olursa, iki kabin için de kullanılan farklı boyuttaki rüzgâr tünellerinin çalışma mantığı aynıdır. Rüzgâr tünelinin girişinde ölçüm yapılacak hava kaynağı bulunmaktadır. Kaynaktan sonra sırasıyla akış düzenleyiciler, lüle tekrar akış düzenleyiciler ve destek fanı bulunmaktadır. Tünele bağlı iki adet FCO510 model manometre bulunmaktadır. Bunlardan birincisi hava akışının hemen ardındaki basıncı ve atmosfer basıncı farkını ölçmektedir bu şekilde fanın belirli bir devirde sağladığı basınç farkını ölçmektedir. Diğer manometre ise lüle girişinde ve çıkışındaki basınçla farkını ölçerek lüle için o basınç farkına denk gelen debiyi ölçmektedir. Tünel çıkışındaki destek fanı ise tünelin içerisindeki engellerden dolayı basınç kaybını telafi etmek ve basınç-debi eğrisinin tespiti için tünel içerisindeki basıncı değiştirmek için kullanılmaktadır. Manometrelerden elde edilen basınçlar data toplama sistemine yönlendirilmekte ve burada debi ve basınç değerleri verilmektedir.



1. Fan
 2. Hava Tüneli
 3. Ağızlık
 4. Manometre 1 (FCO510)
 5. Manometre 2 (FCO510)
 6. Güç Ünitesi
 7. Akış Düzenleyici
 8. Data Toplama Sistemi
 9. Destek Fanı
- a. Fan giriş Basıncı
b. Ağızlık Giriş Basıncı
c. Ağızlık Çıkış Basıncı

'da deneylerde kullanılan rüzgâr tünelinin temsili görünüşü bulunmaktadır. 4 numaralı manometreye giden a ucu fanın hemen arkasındaki basıncı ölçmektedir. Bezer şekilde 5 numaralı manometreye giden b ve c uçları da lüle girişi ve çıkışındaki basınç farkını ölçüp lüle basınç ve debi eğrisinden o basınçtaki debiyi vermektedir. Bu rüzgâr tünelleri AMCA-210-16 standartlarına uygun olarak hazırlanmıştır.



1. Fan
 2. Hava Tüneli
 3. Ağızlık
 4. Manometre 1 (FCO510)
 5. Manometre 2 (FCO510)
 6. Güç Ünitesi
 7. Akış Düzenleyici
 8. Data Toplama Sistemi
 9. Destek Fanı
- a. Fan giriş Basıncı
b. Ağızlık Giriş Basıncı
c. Ağızlık Çıkış Basıncı

Şekil 2.6: Debi ölçümleri için kullanılan rüzgâr tüneli modeli ve birleşenleri

Yapılan debi ölçümleri sonucu taze gıda kabini hava debisi, toplam hava debisinin yaklaşık %35'ini oluşturmaktadır, dondurucu bölme debisi ise %65'ini oluşturmaktadır. Debi ölçümlerine ait veriler **Çizelge 2.1**'de paylaşılmıştır.

Çizelge 2.1: Rüzgâr tüneli deneyleri sonucu kabin debileri

Taze Gıda Kabini	Deneysel Sonuçlar [%]	Dondurucu Kabin	Deneysel Sonuçlar [%]
Üst Sol	9,5	T o p l a m	64,5
Üst Sağ	10,6		
Alt Sol	7,7		
Alt Sağ	7,7		
Toplam	35,5		

2.2 Sıcaklık Ölçümleri

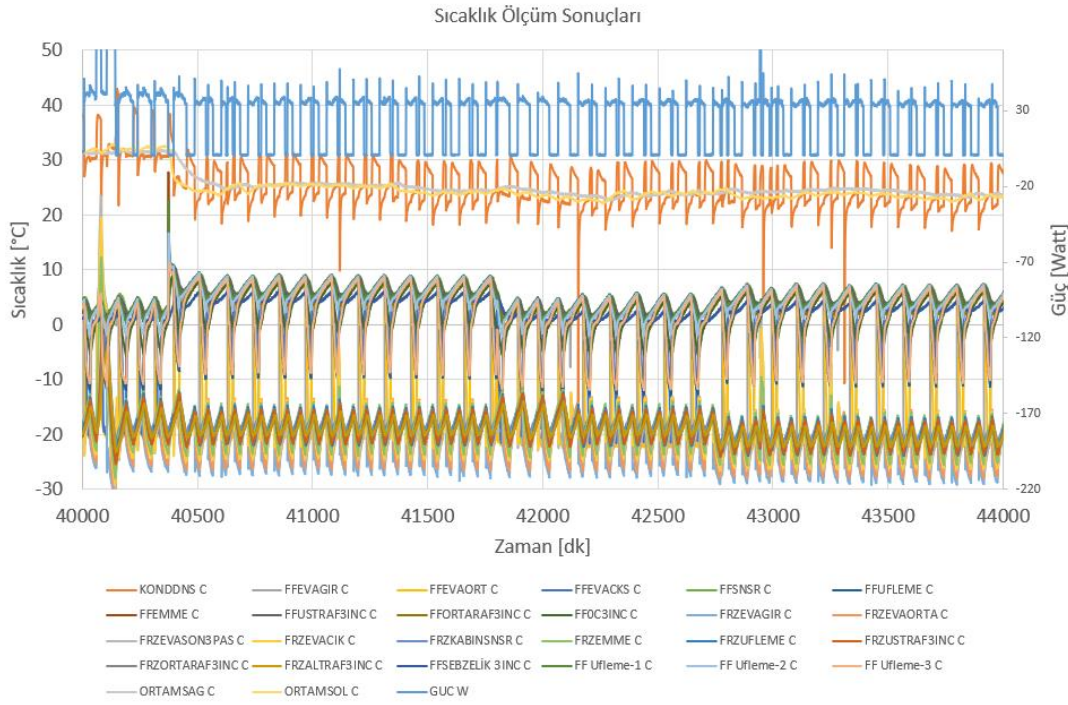
Buzdolabının çalışma sıcaklıklarını ve algoritmasını tespit etmek için yapılan sıcaklık deneylerinde toplamda 35 adet T tipi ısıl çift kullanılmıştır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimini incelemek için, buharlaştırıcı yüzeylerinde soğutkan girişi ve çıkışı baz alınarak buharlaştırıcı girişi, orta bölgesi ve çıkışına, yoğuşturucu giriş ve çıkışına, kompresör giriş ve çıkışına, kurutucu (dryer) giriş ve çıkışına, kısılma borusu üzerine olmak üzere 15 adet, ortam sıcaklığını kontrol etmek için 3 adet, taze gıda kabini bakır bloklara bağlı olarak, üst, orta, alt, sebzelik ve sıfır derece çekmecesine, üfleme açıklıklarına, emme açıklığına ve kabin sıcaklık sensörü yüzeyine olmak üzere 11 adet, dondurucu kabini ise yine üst orta ve alt raflarda bakır bloklara bağlı olmak koşuluyla dondurucu bölme fanı üfleme ve emişinde ayrıca yine sıcaklık sensörü yüzeyinde olmak üzere 6 adet T tipi ısıl çift kullanılmıştır. Yapılan deneylere ait deney matrisi **Çizelge 2.2**'de gösterilmektedir. Burada PD olarak bahsedilen durum ise dolabın ortam sıcaklığında deneye alınıp rejim durumuna gelene kadar geçen sürede oluşan çalışma şeklidir. Yapılan sıcaklık deneyleri buzdolabına ait birçok farklı

parametrenin incelenmesine olanak vermiştir. T tipi ısı çiftlerin bir veri toplama sistemine bağlanmaktadır. Buzdolabının bağlı olduğu priz ayrıca bu veri toplama sistemine bağlı olduğundan çalışma ve durma durumlarında dolaba ait voltaj, akım, güç ve enerji değerleri de veri toplama sistemi üzerinden okunabilmektedir. Bu şekilde buzdolabının durduğu ve çalıştığı noktalar tespit edilip bu anda kabin içerisindeki sıcaklıklar kontrol edilebilmektedir. Dolabın algoritmasının sayısal analizlere aktarılabilmesi için bu değerler oldukça büyük önem taşımaktadır.

Çizelge 2.2: Sıcaklık deney matrisi

Test No:	Ortam Sıcaklığı (°C)	FF Sıcaklığı (°C)	FRZ Sıcaklığı (°C)	Pull Down
1	25	1	-18	X
2	25 & 32	2	-18	
3	25&32	4	-18	X
4	25	6	-18	
5	25	8	-18	
6	25	4	-20	
7	25	4	-22	
8	25	1	-24	X
9	25	4	-24	
10	25	8	-24	

Şekil 2.7’de deneye alınan buzdolabına sıcaklık ölçümleri bulunmaktadır. Farklı zamanlarda sıcaklık trendlerinin değişmesinin sebebi ise Çizelge 2.2’de yer alan testlerin uygulanmasıdır.



Şekil 2.7: Buzdolabına ait sıcaklık ölçüm sonuçları

Buzdolabı ortam sıcaklığındayken çalıştırıldığında rejim sıcaklığına gelene kadar bir süre hiç durmadan çalışır. Bu sürede normal çalışma algoritmasından farklı bir davranış izler. **Çizelge 2.2**'de belirtilen PD kısmı dolabın farklı ortam ve ayar sıcaklıklarında bu duruma nasıl tepki verdiğini anlamak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Yapılan testler sonucunda buzdolabının bazen zaman bazen de sensör sıcaklıklarına göre kompresör devrini değiştirdiği, aynı şekilde kabinleri bazen ayrı ayrı soğuturken bazen ikisini birden soğuttuğu gözlemlenmiştir. Bu durum göz önüne alınarak bu proseslerde kabinlerin soğutma önceliği, soğutma süresi ve sıcaklıkları incelenip bir **Çizelge** oluşturulmuştur. **Error! Reference source not found.** 25°C ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiş bir deney için oluşturulmuştur. ΔT sıcaklık değeri ortam sıcaklığı ile farkı göstermektedir. **Error! Reference source not found.** farklı ayar ve ortam sıcaklıkları için çoğaltıldığında buzdolabının genelde bu PD sürecinin 4 ana süreçten oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu süreçler incelendiğinde ise buzdolabının 1. ve 2. durumda zamana bağlı 3. ve 4. durumda ise kabin içi sıcaklığa bağlı olarak çalıştığı gözlemlenmiştir. Ayrıca dondurucu bölme sıcaklığının daha düşük olmasından dolayı 4 bölüme ayrılan soğutma sürecinin tüm testlerinde taze gıda kabini 2 bölüm çalıştırılırken dondurucu kabini süreç boyunca kesintisiz çalıştırılmaktadır. **Error! Reference source not found.**'deki durum dolabın rejim sıcaklığında çalışma durumu

için de gerçekleştirilmiş, bu durumda kabinlerin farklı ortam ve ayar sıcaklıklarında yalnızca kabin sensör sıcaklığına göre çalışıp durduğu tespit edilmiştir.

Çizelge 2.3: PD durumu için +4/-18 ayar sıcaklığında çalışma algoritması

4/-18						
ZAMAN DİMLERİ/FAKTÖRLER			1	2	3	4
	ZAMAN [dk]		26	12	49	33
	FRZ		X	X	X	X
	FF		X	-	X	-
FF	ORTA RAF ΔT [°C]		8,0	10,6	22,3	22,4
FRZ	ORTA RAF ΔT [°C]		8,5	16,3	24,5	48,0

DeneySEL çalışmaların tamamlanmasının ardından elde edilen kabin içi sıcaklık ve debi değerlerinin kontrolü için sayısal analizlere geçilmiştir.

Çizelge 2.4: Deney ölçüm cihazlarına ait bilgiler

BÜYÜKLÜK	BİRİM	MODEL	ÇALIŞMA ARALIĞI	ÇÖZÜNÜRLÜK
Basınç	Pa (Paskal)	FCO 510	0 - 2000 Pa	0.1 Pa
Fan Devri	f/dk (flaş/dakika)	DT-315A	40 - 35000	0.1 f/dk @40-5000 f/dk
Sıcaklık	°C (Celcius Derece)	T Tipi Termal Çift	-200 - 350 °C	0.5 °C
Gerilim	V (Volt)	RST 3202	0 - 32 V	10 mV
Akım	A (Amper)	RST 3202	0 - 2 A	1mA

Ayrıca deneysel çalışmalarda kullanılan ölçüm cihazlarına ait çalışma aralığı ve çözünürlük bilgileri **Çizelge 2.4:** Deney ölçüm cihazlarına ait bilgiler'te verilmiştir.



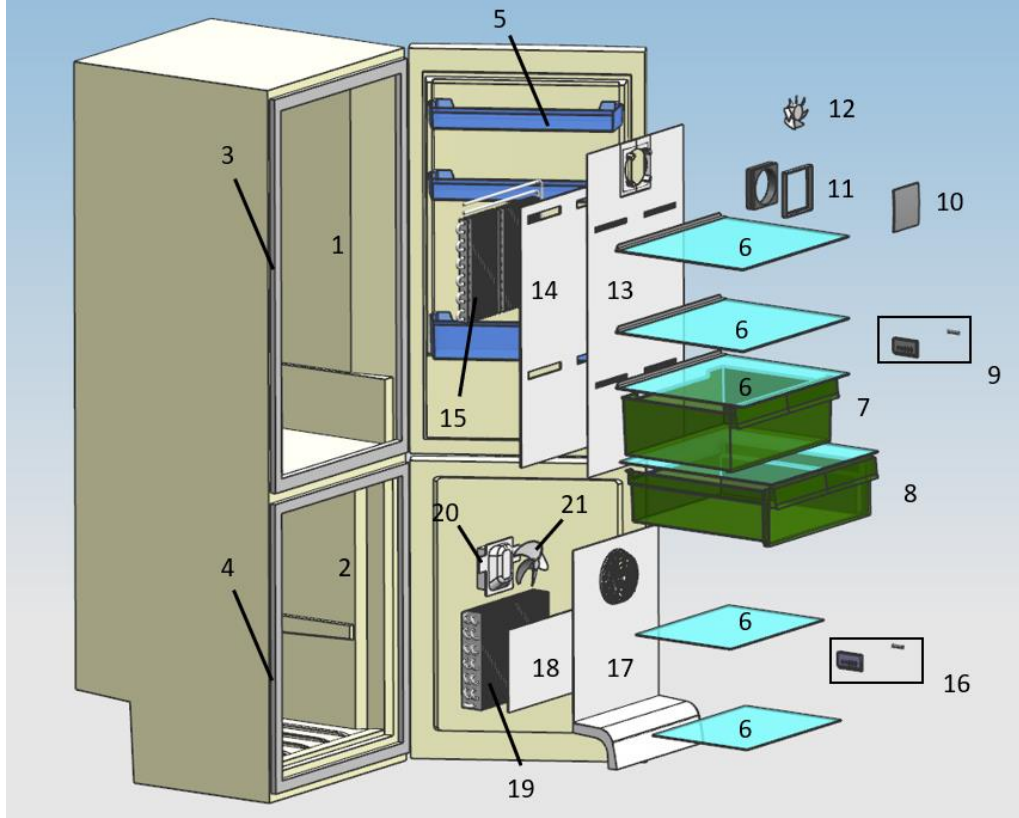
Şekil 2.8: Deney dolabı ve iklimlendirme odası

3. SAYISAL MODELLEME

Buzdolabının sayısal modelinin oluşturulması geometrik hazırlık, sayısal çözüm ağlarının oluşturulması, akış ve ısıl modelin oluşturulması, akış ve ısıl denklemlerinin sayısal çözümü işlemlerini kapsamaktadır. Sayısal analizi oluşturan bu adımlarla alakalı açıklamalar bu bölümde verilmektedir.

3.1 Geometri Hazırlık

Analiz edilecek geometrinin hazırlanması sürecinde dikkat edilen konulardan ilki buzdolabı geometrisinin çözüm ağlarının kalitesini en yüksek seviyede tutacak şekilde sadeleştirilmesidir. Bu durum, akış ve termal koşulları etkilemeyecek parçaların analiz edilecek kontrol hacminden ayrıştırılması, kontrol hacmini ayırıklaştıracak çözüm ağlarının minimum eleman boyutundan daha küçük köşelerin, dönüşlerin ya da parçaların yine geometriden ayrıştırılması işlemleri hem zaman kazanımı sağlayıp bunun yanı sıra da çözüm ağı kalitesini artıracak için analizde oluşabilecek hataları en düşük duruma indirir.

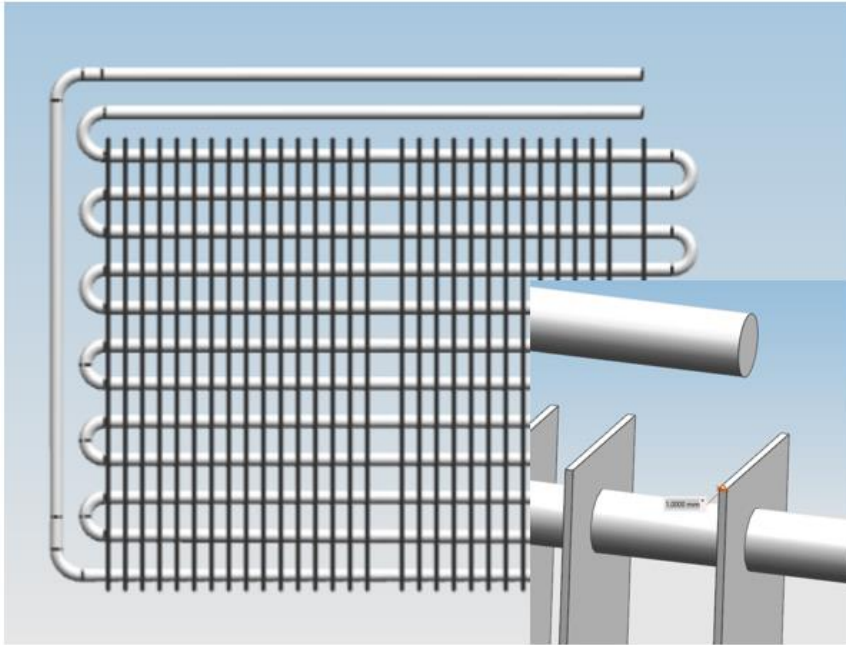


Şekil 3.1: Kabin geometrisi ve içerisinde modellenen parçalar

Kabin iç plastiği ve dış dolap sacı malzeme kalınlıkları çok düşük olduğu için hesaba katılmamıştır. Kabin dibindeki kompresör ve benzeri parçalar kontrol hacminin dışında tutulmuş ve modellenmemiştir. Kabin içerisinde ise modellenen parçalar **Çizelge 1.1**'de verilmiş olup **Şekil 3.1**'de de görülmektedir. **Şekil 3.1**'de görüldüğü gibi bütün parçalar akışı etkilemeyecek dönüşlerden temizlenmiş, çözüm ağlarının mümkün olan en iyi şekilde oluşturulmasını amaçlayacak biçimde düzenlenmiştir.

3.2 Çözüm Ağları

HAD analizlerinin öncesindeki adım geometri üzerinde yapısal bir çözüm ağı oluşturulmasıdır. Bu çözüm ağı oluşturulurken geometrinin ölçüleri ve detay parçalardan dolayı olabildiğince optimize edilmiş bir ağı boyutu kullanılması gerekmektedir. Çözüm ağı Fluent Meshing 2019 R1 versiyonunda oluşturulmuştur. Buzdolabında kullanılan kanatlı borulu buharlaştırıcının boru ve kanat kalınlıkları gerekli olan minimum ağı boyutunu çok düşürdüğü için hesaplama hızını ve çözüm ağı kalitesini artırmak için buharlaştırıcı borusu içi dolu bir silindir, kanatlar ise 0.1 mm kalınlık yerine 1 mm kalınlıkta modellenmişlerdir.



Şekil 3.2: Buharlaştırıcı genel görünümü ve revize edilmiş detaylar

Kabinin yüzey çözüm ağı oluşturulduktan sonra akışın, ısı transferinin ve sıcaklık değişiminin önemli olduğu bölgelere diğer bölgelerden daha sık ağ oluşturulmuştur.

Bu bölgelere oluşturulan sınır tabaka ağının özellikleri ise:

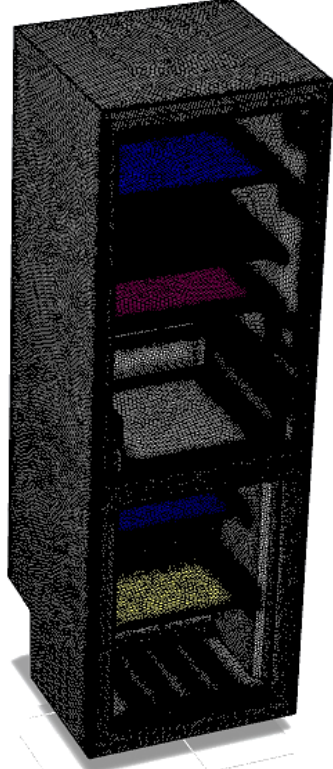
- Yüzey Ağı
 - Minimum: 0.4 mm
 - Maksimum: 9 mm
 - Büyüme Oranı: 1.2
- Hacim Ağı
 - Ağ Yapısı: Çoklu (Poly)
 - Maksimum Hücre Boyutu: 10.17 mm

Bu bilgilerin dışında, üfleme yüzeylerine ve bakır bloklara sınır tabaka ağı oluşturulmuştur. Bu ağın özellikleri ise aşağıdaki gibidir:

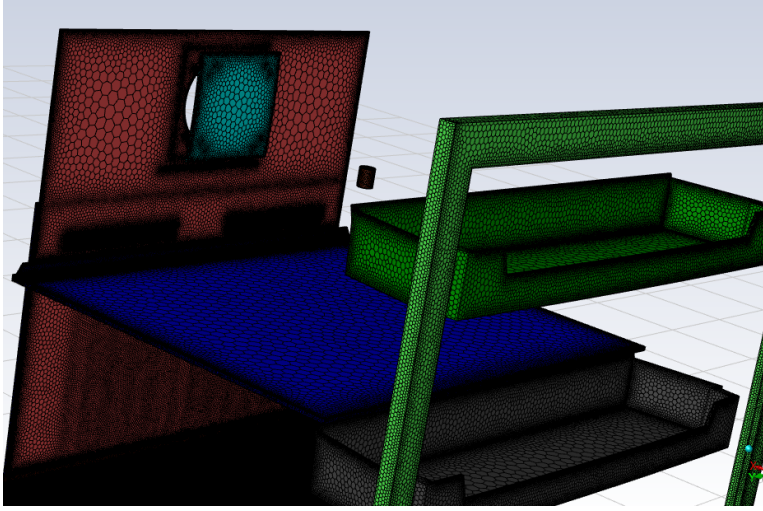
- Sınır Tabaka Ağı
 - Birinci En/Boy Oranı: 10
 - Sınır Tabaka Katmanı: 5
 - Son En/Boy Oranı: 4.82253

Toplam hücre sayısı yaklaşık 24 milyondur. Maksimum çarpıklık (skewness) 0.89 'dir ve çok yüzlü ağ yapısı için gerekli olan üst sınır 0.90'dan düşüktür. **Şekil 3.3** ve **Şekil 3.4**'te buzdolabı kabininin ve içerdiği bazı geometrilerin çözüm ağı yapısı görülmektedir.

Mevcut çalışmada optimum sayısal çözüm ağı sayısını bulmak amacıyla çözüm ağı optimizasyonu yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda yüzey çözüm ağı boyutları değiştirilerek yaklaşık olarak 14 milyon, 17.5 milyon ve 24 milyon hücreye sahip üç farklı çözüm ağı oluşturulmuştur. Oluşturulan bu üç ağ için de akış analizi gerçekleştirilmiş, 17.5 ve 24 milyonluk ağlar için ısı analiz çözümü gerçekleştirilmiştir. Yapılan akış ve sıcaklık analizleri sonucunda hava debileri ve sıcaklık sonuçları birbiriyle uyumlu bulunmuştur. Geometri üzerindeki sınır tabaka ağlarının bulunduğu yüzeylerin küçük olması sebebiyle analizlere 24 milyonluk çözüm ağıyla devam edilmiştir.



Şekil 3.3: Buzdolabı çözüm ağı yapısı



Şekil 3.4: Bazı geometrilerin çözüm ağı yapısı

3.3 Çözüm Modeli

Çalışmaya konu olan buzdolabı analizinin gerçek çalışma koşullarıyla benzer davranışı sergilemesi için öncelikle kabin içerisindeki hava hareketliliği çözülmüştür. Taze gıda kabini ve dondurucu kabini birbirinden tamamen bağımsız olduğu için akışlar iki kabin için de ayrı olarak çözülmüştür. Buzdolabı bir çalışma periyodunda kabin içi sıcaklığı eğer sınır değerin üzerindeyse kompresörü çalıştırır aynı şekilde sıcaklık çok düşüyse kompresörü durdurarak kabin içerisinde ısı değiştiriciye ısı transferini keser. Mevcut dolapta iki kabin fanı da kompresörün bu durma ve çalışma periyodunda tam kapasite çalışmaya devam etmektedir. Burada yapılacak ilk araştırma akışın laminer mi türbülanslı mı olduğuna karar vermektir. Bunun için kabinler içerisindeki farklı kesitlerden akan havanın Reynold Sayısı incelenmiştir. Taze gıda kabininde en yüksek hız profili fan çıkışında elde edildiği için bu bölgede Reynold Sayısı analizi yapılmıştır. Bu bölgede rotor çıkışındaki hidrolik çap 0.09 m, hava debisi ise deneysel sonuçlardan hareketle 6.48 l/s olarak elde edilmiştir.

$$D_h = 0.09 \text{ [m]};$$

$$\nu_{@5^\circ C} = 13.72 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$A = \frac{D^2 \times \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]} \quad (3.1)$$

$$V = \frac{\dot{V}}{A} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.2)$$

$$Re = \frac{V \times D_h}{\nu} \quad (3.3)$$

Yukardaki denklemler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda taze gıda kabini fan çıkışında Reynold Sayısı,

$$Re = \frac{V \times D_h}{\nu} = \frac{1.01 \times 0.09}{13.72 \times 10^{-6}} = 6681.72 \quad (3.4)$$

olarak elde edilmiştir.

Dondurucu kabinde ise yine deneysel ölçümlerden elde edilen hava debisi 11.78 l/s'dir. Yukarıdaki denklem takımı dondurucu kabini rotor çıkışı için uygulandığında ise

$$V = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{11.78}{0.059^2 \times \pi} = 1.077 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.5)$$

$$Re = \frac{V \times D_h}{\nu} = \frac{1.077 \times 0.118}{13.72 \times 10^{-6}} = 9264.4 \quad (3.6)$$

olarak elde edilmiştir. Bu işlemler iki kabin için de akışın türbülanslı olduğunu söylemektedir. Bu sebeple akış modeli olarak k- ω SST türbülans modeli kullanılmıştır.

k- ω denklemleri türbülans modelleri arasında en yaygın kullanılan denklemlerdendir ve standart k- ω denkleminin duvarlara yakın bölgelerde, standart k- ϵ denkleminin ise serbest akım alanındaki yeteneklerinin birleştirilmiş halidir. k- ω SST, momentum denklemlerine ek olarak iki farklı denklemin daha çözüldüğü bu modelde k, türbülansın kinetik enerjisini ω ise türbülans yayılım hızını ifade etmektedir. Bu çalışmada, serbest akım alanlarının yanında buharlaştırıcı yüzeyleri ve monitör üzerindeki hızların ve ısı transferinin önemi sebebiyle kullanılmıştır. Bu denklemler kullanılarak türbülans geçişi ve taşınımı da hesaplanmış olur.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (3.8)$$

Denklem 3.7 ve 3.8 sırasıyla k ve ω için çözülen denklemleri ifade etmektedir. μ_t ile ifade edilen katsayısı türbülans viskozitesidir ve denklem 3.9 ve 3.10'daki gibi türetilir. \tilde{G}_k ile ifade edilen terim k - ω SST için türbülans üretimini ifade eder ve denklem 3.11'deki standart k - ω denklemi için türetilen G_k teriminden denklem 3.12'deki gibi türetilir. G_ω terimi ise ω üretimini ifade edip 3.13 numaralı denklemden türetilir. Y_k ve Y_ω ise k ve ω 'nın yayılımını ifade edip 3.14 ve 3.15 numaralı denklemler kullanılarak elde edilirler. 3.7 ve 3.8 denklemlerdeki S_k ve S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

$$\Gamma_k = \mu \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.9)$$

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{a^*}, \frac{SF_2}{a_1\omega}\right]} \quad (3.10)$$

$$G_k = -\rho u'_i u'_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.11)$$

$$\tilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^* k\omega) \quad (3.12)$$

$$G_\omega = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k \quad (3.13)$$

$$Y_k = \rho\beta^* k\omega \quad (3.14)$$

$$Y_{\omega} = \rho\beta\omega^2 \quad (3.15)$$

k- ω SST türbülans modeline ait sabitler ise aşağıdaki gibidir.

$$\sigma_{k,1} = 1.176,$$

$$\sigma_{\omega,1} = 2.0,$$

$$\sigma_{k,2} = 1.0,$$

$$\sigma_{\omega,2} = 2.0 \text{ ve}$$

$$\alpha_1 = 0.31, \beta_{i,1} = 0.075 \text{ ve } \beta_{i,2} = 0.0828' \text{ dir.}$$

Analizlerin çözüm metodu olarak basınç tabanlı çözücü kullanılmıştır. Akış analizleri ile ısı analizler hesaplama gücünü azaltmak amacıyla birbirinden farklı olarak çözülmüştür. Akış analizleri zamandan bağımsız çözülmüş ve basınç-hız çifti için SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Akış için ayrıklaştırma derecesi Second Order Upwind, zaman içinse Second Order Implicit seçilmiştir. Isıl çözüm için her bir zaman adımı deneysel yöntemlerle karşılaştırma kolaylığı sağlaması açısından 60 saniye olarak alınmış, zaman adımı başına iterasyon sayısı ise 15 olarak seçilmiştir.

3.4 Başlangıç ve Sınır Koşulları

Dolaba ait sınır koşulları deneysel sonuçlar ve bir boyutlu Dymola soğutma çevrimi analizleri kullanılarak belirlenmiştir. Kabin içerisindeki hava akışını modellemek için fan sınır koşulu da kullanılmıştır, bu sınır koşulu için oluşturulan rotor geometrileri içerisinde fan kanatları kaldırılmış sadece içi boş silindirler tutulmuştur. Her iki kabin fanı için de silindirler bir kontrol hacmi olarak kabul edilip havanın kontrol hacmine giriş yaptığı yüzeyler fan sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Yüzeyle basınç farkı tanımlanırken fanların basınç ve debi eğrilerinden yararlanılmıştır. Taze gıda fanı ve

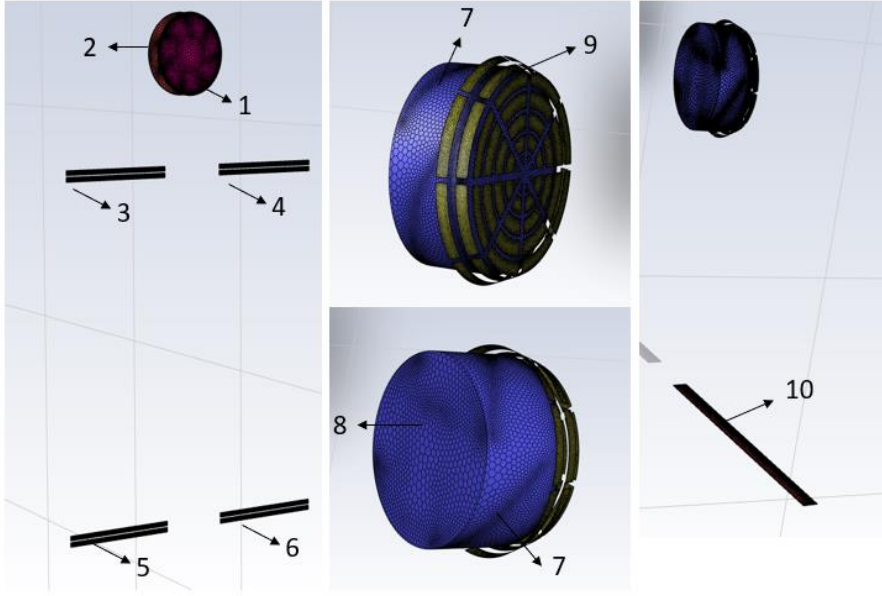
dondurucu fanı için basınç değerleri, basınç-debi eğrilerinden deneysel sonuçlarla interpolasyon yapılarak hesaplanmış, taze gıda kabini için 5.5Pa, dondurucu bölme için ise 22Pa olarak belirlenmiştir.

Akış modeli oluşturduktan sonra farklı hacimlere ait olan ve hava geçişi sağlanan tüm yüzeyler “interior” olarak tanımlanmıştır. Sistem kapalı olduğu için giriş ve çıkış sınır koşulu tanımlanmamıştır. Bu yüzeyler rotor için tanımlanan emme ve basma bölgeleri, kabin içerisinde buharlaştırıcı kapağı üzerindeki emme ve basma yüzeyleridir. Bu yüzeylere ait detaylı görünüm ve isimleri **Şekil 3.5** ve **Çizelge 3.1**'de belirtilmiştir. Kabin içerisindeki hava sirkülasyonu bu yüzeyler üzerinden sağlanmakta ve geri kalan tüm yüzeyler duvar olarak tanımlanmıştır. Analizde ısı taşınım ile birlikte ısı iletim de çözülmüş, dış ortamdan kabin içerisine olan ısı transferi bu yolla elde edilmiş, ısı taşınım etkileri göz ardı edilmiştir.

Geometrinin dış yüzeyindeki tüm duvarlarda ısı transferi mekanizması olarak “Convection” seçilmiş, ortam sıcaklığı 25 °C ve 32 °C ısı taşınım katsayısı ise 8 w/m²K seçilmiştir. Dış ortamla temas etmeyen tüm yüzeyler “Coupled” olarak Ansys Fluent'in baz seçeneği olarak tutulmuştur.

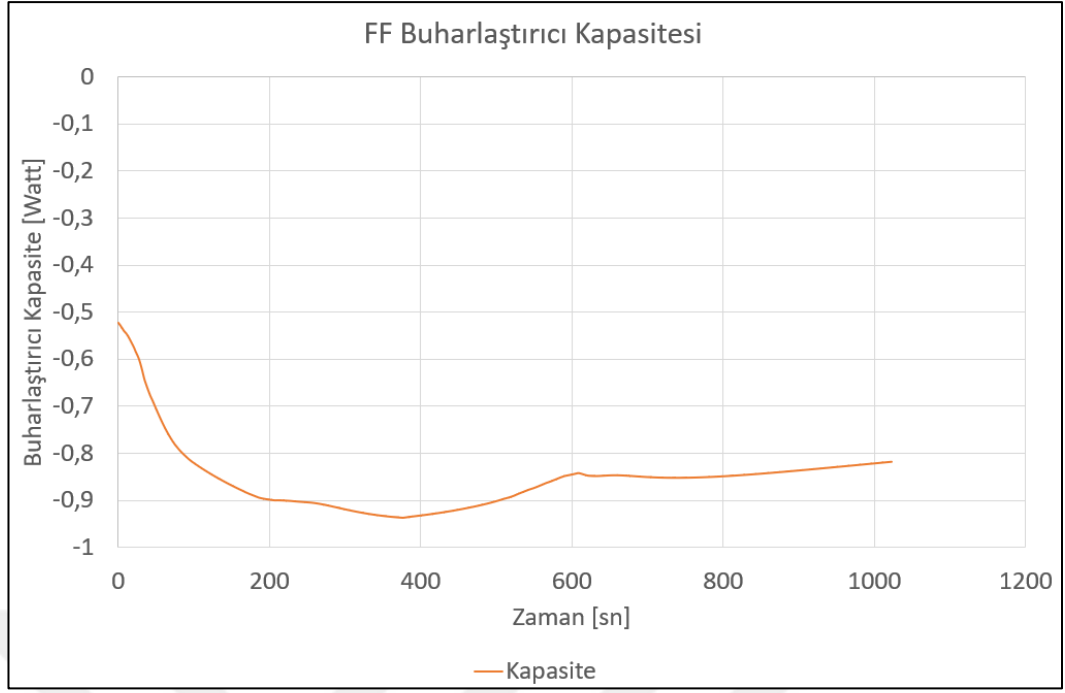
Çizelge 3.1: Analiz geometrisi içerisindeki iç (internal) yüzeyler

Numara	İsim
1	FF Rotor Emme
2	FF Rotor Basma
3	FF Üst Sol Üfleme
4	FF Üst Sağ Üfleme
5	FF Alt Sol Üfleme
6	FF Alt Sağ Üfleme
7	FRZ Rotor Basma
8	FRZ Rotor Emme
9	FRZ Üfleme
10	FRZ Emme

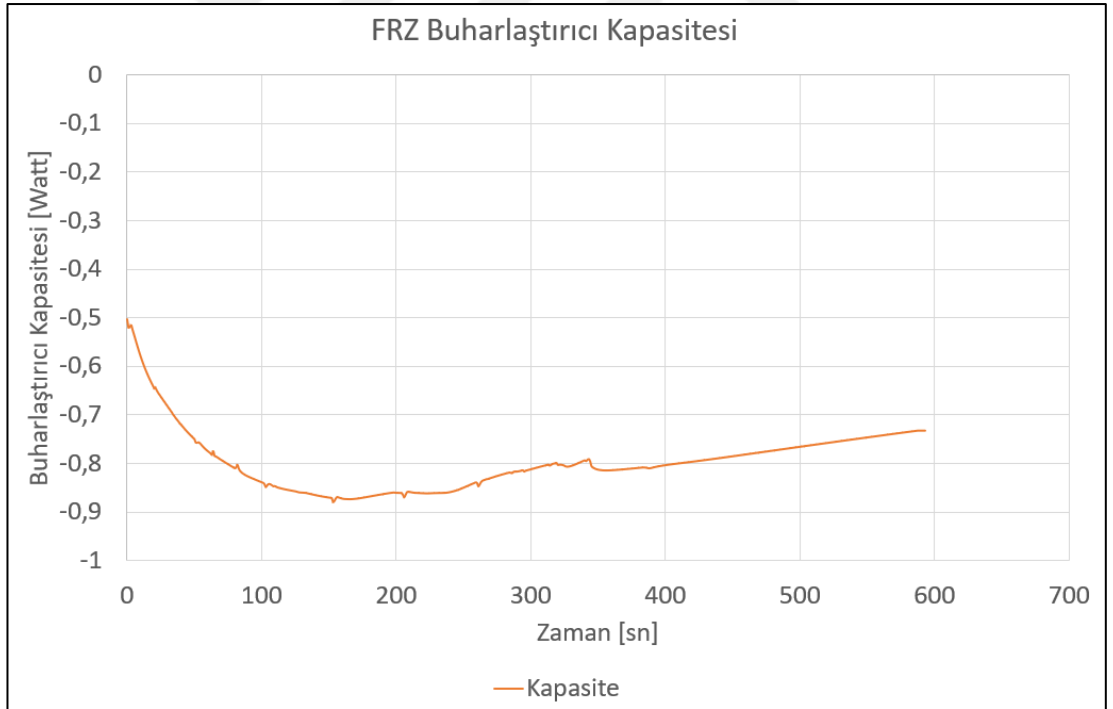


Şekil 3.5: Analiz geometrisi içerisindeki iç (internal) yüzeyler

Çalışmanın amacına ulaşması için önemli noktalardan birisi de buzdolabı soğutma algoritmasının doğru modellenmesidir. Deneysel çalışmalardan elde edilen soğutma davranışı çıktıları, HAD analizini kontrol etmek amacıyla bir koda dönüştürülmüştür. Bu kod Kullanıcı Fonksiyonu (UDF) olarak Fluent programına tanımlanarak buzdolabının çalışma periyodundaki davranışının taklit edilmesi sağlanmıştır. Oluşturulan UDF kodu kabin içerisindeki ısıl çift bağlı bakır blok sıcaklığına bağlı olarak soğutmanın durup tekrar başlamasını kontrol etmektedir. Model, taze gıda ve dondurucu bölmelerinin her ikisini de kapsadığı için deneylerde kullanılan ve kabin içi sıcaklığı belirlemede kullanılan ısıl çift bağlı bakır bloklar iki kabinde de modellenmiştir. Bu duruma ait UDF kodu oluşturulurken, kompresörün iki kabin için de çalışma ve durma sıcaklıkları belirlenmiş ve kullanılmıştır. Bunun dışında kabinler çalışma sıcaklıklarına gelene kadarki durum için de aynı şekilde sıcaklıklar ve süreler belirlenmiş ve kontrol, bazı durumlar için süreye bağlı bazı durumlar için sıcaklığa bağlı yapılmıştır. Bakır bloklar dışında UDF kodunun kontrol ettiği başka bir sınır koşulu ise buharlaştırıcı kapasitesidir. 1 boyutlu Dymola analizlerinin çıktısı olarak alınan buharlaştırıcı kapasitesinin zamanla değişimi zamana bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır. Bu fonksiyonların oluşumu için ise Excel uygulaması kullanılmış olup, kapasitenin zamanla değişiminin denklemleri çıkarılmıştır.



Şekil 3.6: Taze gıda bölmesi buharlaştırıcı kapasitesi



Şekil 3.7: Dondurucu kabini buharlaştırıcı kapasitesi

Denklem 3.12 ve 3.13 1 boyutlu analiz verilerinden elde edilen denklemlerin normalize edilmiş halini göstermektedir. Bu denklemler oluşturulurken **Şekil 3.6** ve

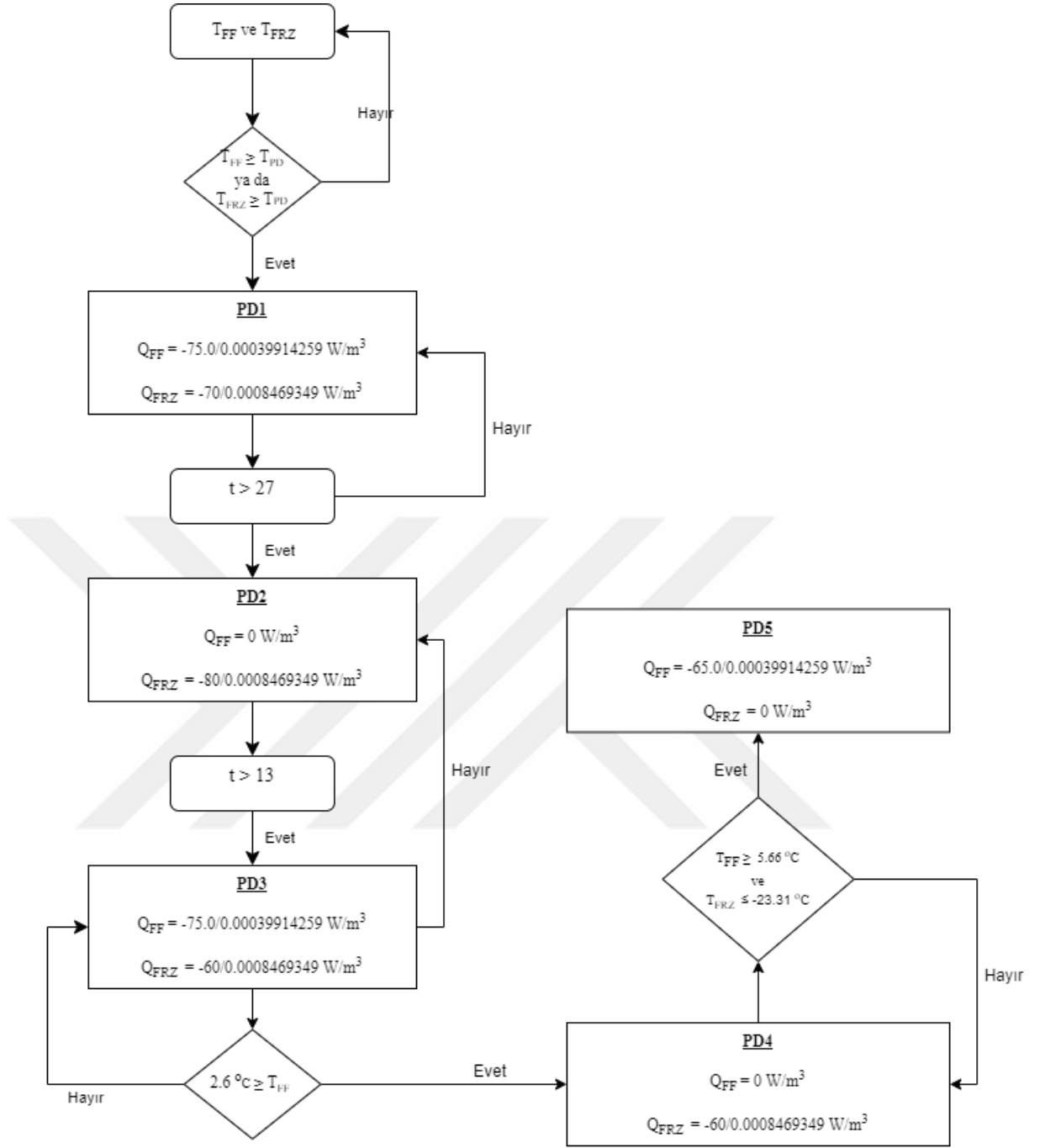
Şekil 3.7’deki grafikler kullanılmıştır. Grafiklerdeki verilerin normalize edildiğine ve zaman biriminin saniye, denklemlerin zaman biriminin ise dakika olduğuna dikkat edilmelidir.

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{FF1} = -7E - 05t^5 + 0.002t^4 - 0.0229t^3 + 0.1258t^2 - 0.3536t - 0.4864 \quad 0 \leq t < 10 \\ Q_{FF2} = 0,0014t^2 - 0,0327t - 0,6534 \quad 10 \leq t \end{array} \right\} \quad (3.12)$$

$$Q_{FRZ} = -8E - 14t^4 - 2E - 10t^4 - 1E - 07t^3 + 4E - 05t^2 - 0.0062t - 0.5217 \quad (3.13)$$

Denklem 3.12 ve Denklem 3.13 kabinlerin kararlı sıcaklıkta çalışma durumundaki buharlaştırıcı kapasiteleridir.

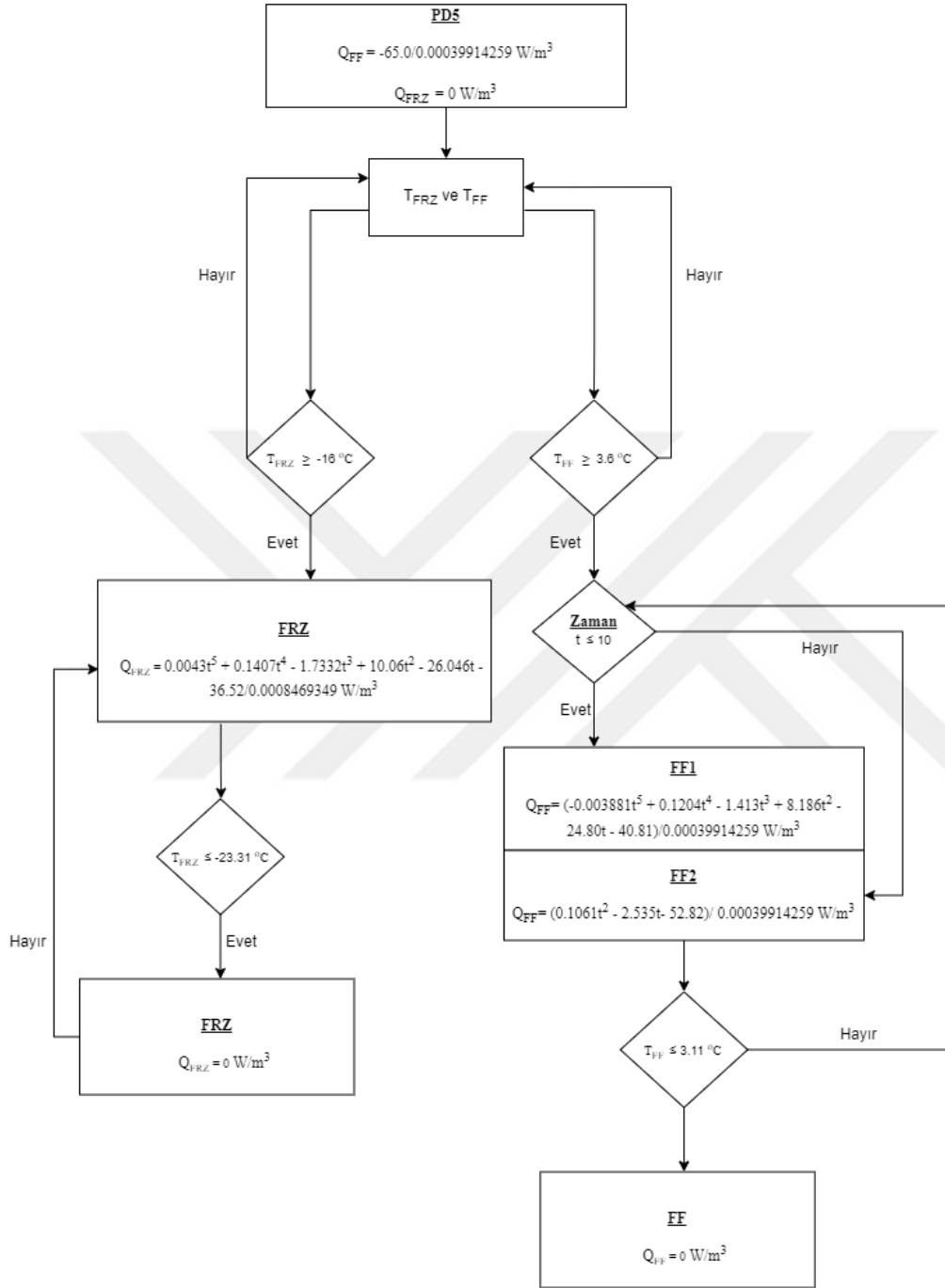
Dolabın ortam sıcaklığından rejim sıcaklığına gelene kadar olan soğuma sürecini ifade eder Pull Down sürecinin UDF koduna aktarılması ise deneysel çalışmaların anlatıldığı kısımdaki **Error! Reference source not found.**’deki durumlar göz önünde bulundurularak oluşturulmuştur. Buna göre buzdolabının rejim sıcaklığında çalışma durumu haricinde yalnızca Pull Down durumunun akış şeması Şekil 3.8’de gösterilmektedir.



Şekil 3.8: Buzdolabının hızlı soğutma durumu akış şeması

Hızlı soğutma durumunun ardından kabinin rejim durumuna geçmesi ve bu konumdayken çalışma durumunun akış şeması ise Şekil 3.9’de gösterilmiştir. Bu iki akış şeması birbirine bağlı ve aynı kod içerisindedir. Şemada bahsedilen T_{FRZ} ve T_{FF} sıcaklıkları dondurucu kabin ve taze gıda kabininin orta raflarında bulunan bakır blok

sıcaklıklarını ifade etmektedir. Sıcaklık kontrolünün sensör yerine buradaki parçalardan yapılmasının asıl sebebi ise modelleme kolaylığı sağlamasıdır.



Şekil 3.9: Buzdolabının rejim sıcaklıklarında çalışma durumu akış şeması

Oluşturulan UDF'in Fluent programa tanıtılmasının ardından ısıl analiz çözümlerine başlanmıştır.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışma kapsamında buzdolabı kabininde çeşitli deneyler ve üç boyutlu data kullanılarak HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmaların amacı daha önce de belirtildiği gibi kabin içerisindeki hava ve sıcaklık dağılımını gerçeğe uygun şekilde modelleyerek buzdolabının sanal bir ikizini yaratmaktır. Günümüzde bilgisayarların hesaplama gücünün artması, bu tarz çalışmaları daha da önemli hale getirmiş, deneysel çalışmalar için gerekli olan insan gücü, çalışma alanı gibi fiziksel parametrelere olan bağımlılığı azaltmak endüstri adına bir ihtiyaç haline gelmiştir.

Öncelikle buzdolabı kabinleri içerisindeki hava akışının araştırılması konusu, deneysel ve sayısal sonuçların birbiriyle kıyaslanarak elde edilen sayısal verilerin gerçek sonuçlarla uyumluluğu karşılaştırılarak incelenmiştir. Yapılan akış analizlerinde zamandan bağımsız olarak 1500 iterasyon yapılmış, süreklilik, hız, türbülans ve debideki hata oranlarının 1/1000 mertebesine inmesi sonucu analiz sonlandırılmıştır. Bu çalışmalar altında **Şekil 4.1** ve **Şekil 4.2**'de bulunan hava dağıtım fanlarının yarattığı akış ve sağladıkları hava debileri sayısal analizlerde fan sınır koşulu kullanılarak, basınç-debi diyagramları kullanılarak modellenmiş ve elde edilen hava debileri **Çizelge 4.1**'de verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre taze gıda kabini için sayısal ve deneysel sonuçları arasında %2.1 dondurucu kabin sonuçları arasında ise %5.1 fark vardır. Deneysel ölçüm hataları ve sayısal hatalar göz önünde bulundurulduğu zaman hava akışlarının gerçeğe yakın modellendiği söylenebilir. Buradaki bir başka hata kaynağı ise fan sınır koşulunda hava hızı çıkış açılarının bilinmiyor oluşundan dolayı dönüş hareketlerinin modellenememesi gösterilebilir.

Çizelge 4.1: Deneysel ve sayısal hava debisi sonuçları karşılaştırması

Taze Gıda Kabini	Deneysel Sonuçlar [%]	Sayısal Sonuçlar [%]	Dondurucu Kabin	Deneysel Sonuçlar [%]	Sayısal Sonuçlar [%]
Üst Sol	9,5	10,2	T o p l a m	64,5	65,3
Üst Sağ	10,6	9,7			
Alt Sol	7,7	7,2			
Alt Sağ	7,7	7,6			
Toplam	35,5	34,7			

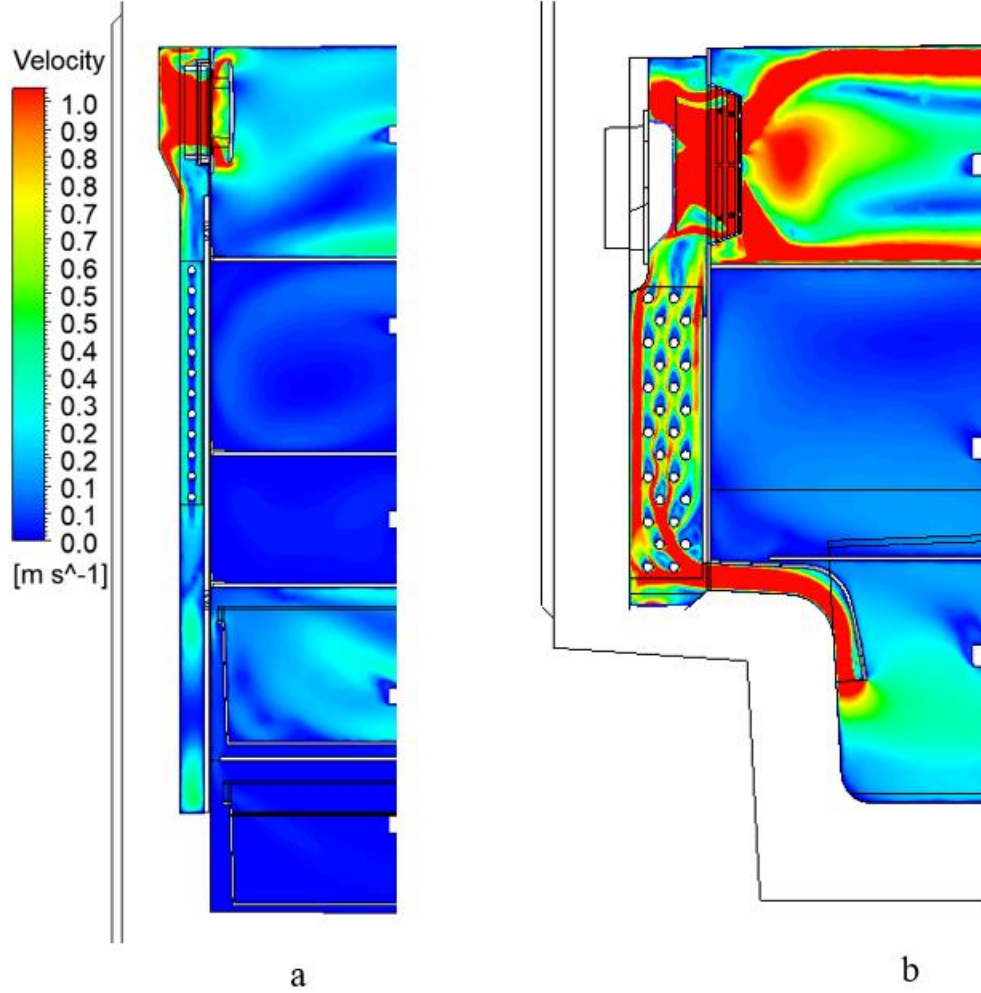
Taze gıda kabininde, üst konumda bulunan sağ ve sol üfleme açıklıklarında bulunan hava debisi dağılım farkının da bu sebepten olduğu düşünülmektedir.



Şekil 4.1: Dondurucu kabin hava dağıtım fanı



Şekil 4.2: Taze gıda kabini hava dağıtım fanı

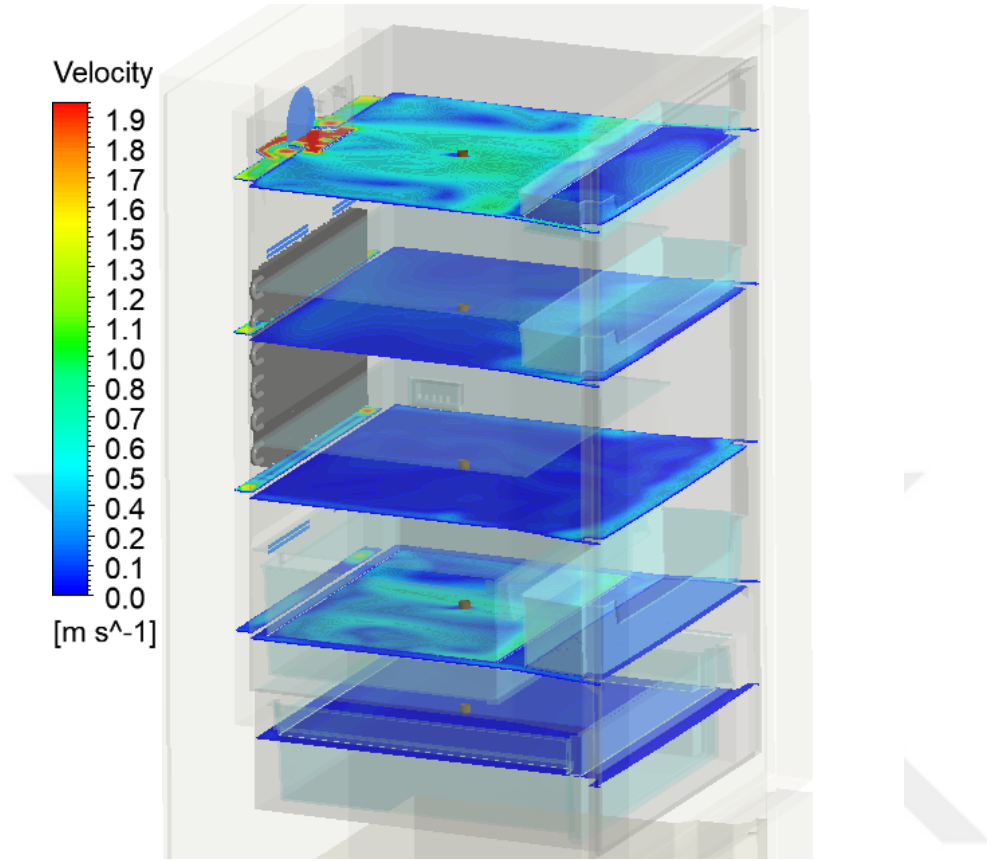


Şekil 4.3: Taze gıda ve dondurucu kabini hava kanallarında hava akışı (a-Taze gıda kabini, b-Dondurucu kabini)

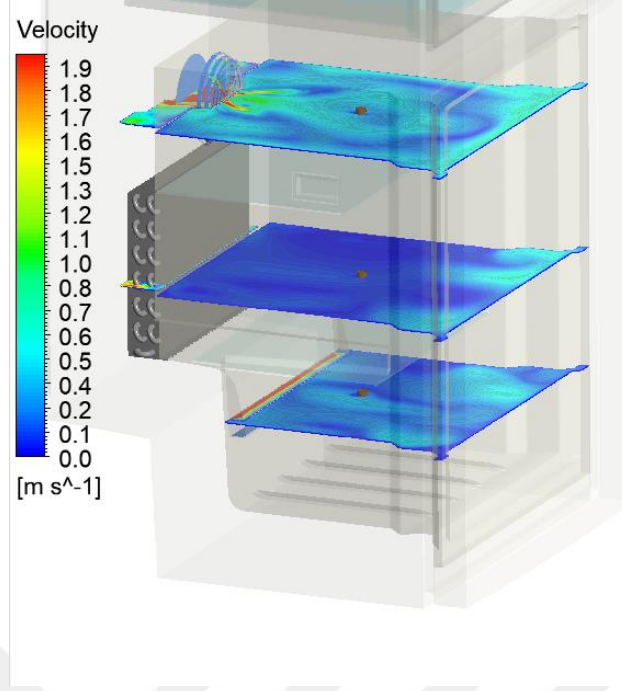
Şekil 4.3'de görüldüğü üzere hava akımı iki kabin için de buharlaştırıcıyı tarayıp kabin içerisine dağıtılmaktadır. Bu bölgelerde buharlaştırıcılar üzerinde oluşturulan sınır tabaka ağı sayesinde, borular ve kanatçıkların akışa etkisinin yanında bu birleşenlerden havaya geçen ısı transferinin doğru hesaplanması amaçlanmıştır.

Taze gıda kabini için üst raf ve sıfır derece çekmecesini hava dağıtımının yapıldığı raflardır, dolayısıyla bu iki bölgede hava hızları diğer hacimlere göre yüksektir. Dondurucu kabininde ise üst hava üst raftan üflenip alt raftan emildiği için bu iki

hacimde hava hızları orta rafa göre yüksektir. **Şekil 4.4** ve **Şekil 4.5** dondurucu kabini ve taze gıda kabini için monitörler çevresinde hız dağılımını göstermektedir.

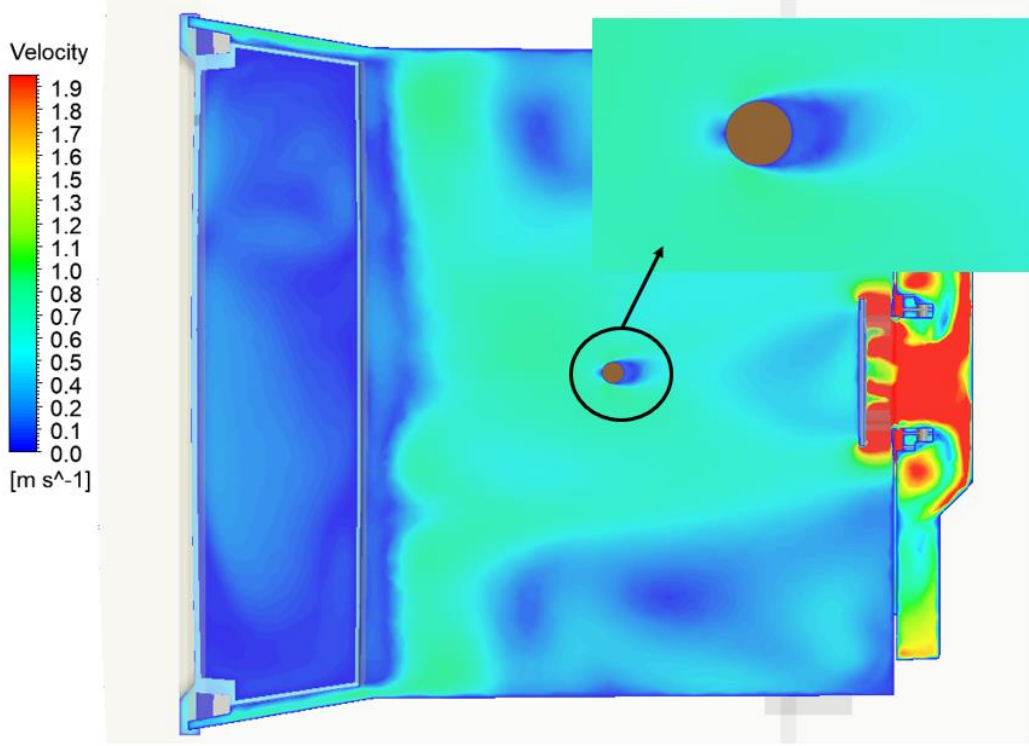


Şekil 4.4: Taze gıda kabini monitörler üzerinde hava dağılımı



Şekil 4.5: Dondurucu bölme monitörler üzerinde hava dağılımı

Yapılan akış analizlerinde katı yüzeyler için “no slip boundary condition” sınır şartı kullanılmıştır. Bu sınır şartı katı yüzeylerle temas eden akışkanın hızı gerçekte olduğu gibi yüzeyde sıfır kabul edilir, bu durum geometri üzerinde farklı yüzeylerdeki hava hızlarına bakılarak kontrol edilebilir, **Şekil 4.6**'da da görüldüğü gibi bakır blok etrafındaki akışta bakır blok yüzeyinde hız sıfırdır. Bu bloklara bu bölgedeki ısı transferini ve sıcaklık değişimini doğru hesaplaması açısından 5 katman sınır tabaka çözüm ağı oluşturulduğundan bahsedilmişti, bu ağ sayesinde bu bölgedeki akış da gerçeğe yakın olarak modellenmiştir. Bununla birlikte **Şekil 4.6** ve **Şekil 4.4**'te de görüldüğü gibi taze gıda kabini hava dağıtım fanının bulunduğu bölgedeki yüksek hava hızları görünmektedir. Bu bölgede fanın sebep olduğu dönme hareketi modellenmediği ve hava yüzeye dikey olarak arka duvara yönlendirildiği için fan çerçevesinin sağında ve solunda girdap akımları gözlemlenmiştir. Dondurucu kabininde ise hava dağıtımının fanın bulunduğu bölgeden yapılmasının yanında üfleme ızgarasının düz değil de konik bir yapıda olmasından dolayı bu modelleme hataları daha düşüktür.

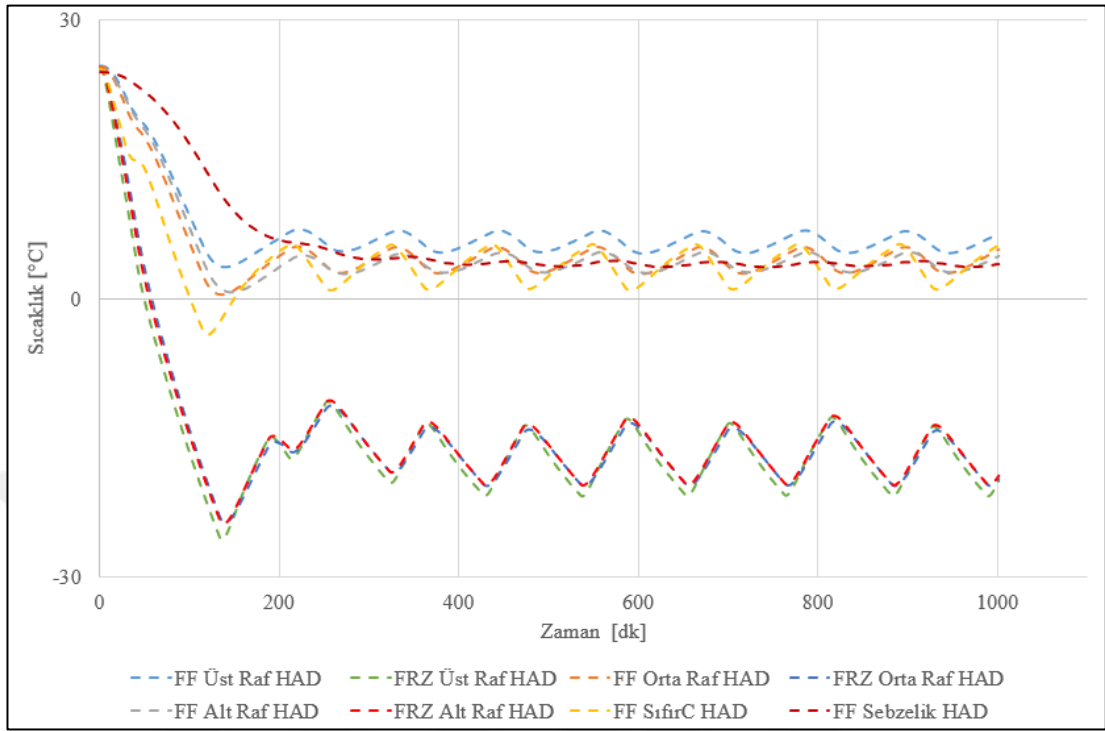


Şekil 4.6: FF üst raf bakır blok etrafında hız dağılımı

Analizlerde dondurucu kabini hava dağılımının deneysel sonuçlarla arasındaki hatanın daha yüksek olmasının sebebi olarak ise dondurucu bölme hava dağıtım kanalının taze gıda kabine göre daha yüksek olması, daha yüksek basınç kaybının olması gibi sebepler gösterilebilir.

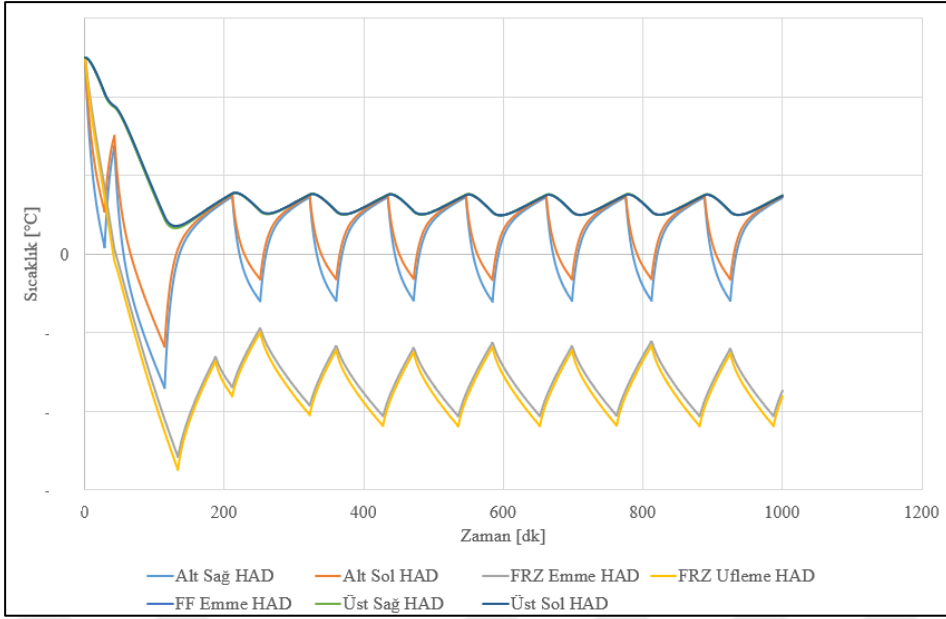
Akış analizleri gerçekleştirildikten sonra ısıl analizler zamana bağlı olarak gerçekleştirilmiş, buradaki her bir zaman adımı 60 saniye olarak seçilmiş ve 1000 dakikalık bir analiz yapılmıştır. Zaman adımının deneysel sonuçlarla karşılaştırılmak adına, deneysel data toplama sistemiyle aynı süre aralığında seçildiğinden önceki bölümlerde bahsedilmişti. Yapılan analizlerde buzdolabının ortam sıcaklığından rejim sıcaklığına gelme ve rejim süreçleri modellenmiştir. Sayısal analize ait sıcaklık sonuçları **Şekil 4.7'**de gösterilmiştir. Elde edilen sıcaklık verileri her bir rafta bulunan ve rafla arasında 7.62 cm (3 inç) bulunan bakır bloklardan elde edilmiştir. Kabin içerisinde önemli olan bir diğer sıcaklık unsuru ise üfleme sıcaklıklarıdır. Kabinlerin

soğutulmasını sağlayan bu üfleme açıklıkları kabin içerisindeki ısı transferi mekanizmasını değiştirmektedir.



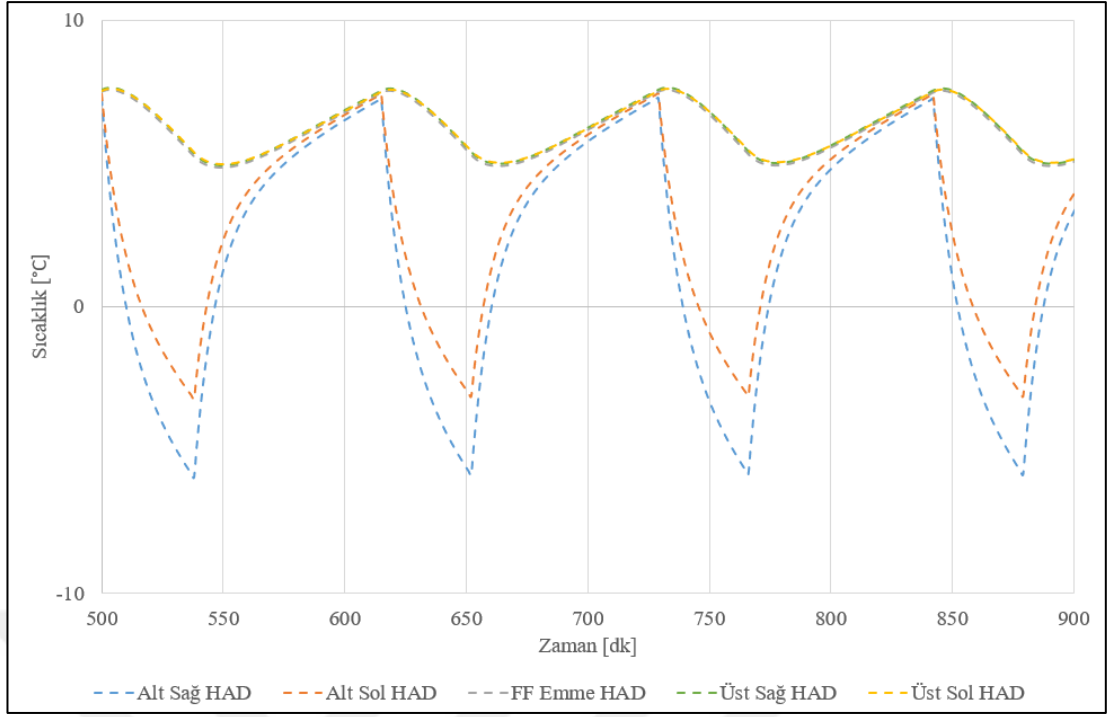
Şekil 4.7: Buzdolabına ait kabin içi sayısal sıcaklık sonuçları

Taze gıda kabini içinde bulunan üst üfleme açıklıklarının sıcaklıkları neredeyse fanın bulunduğu bölgeden emilen sıcaklıkla aynıdır bunun sebebi ise üst taraftaki üflemlerin buharlaştırıcının hemen üzerinde olmasıdır. Bu şekilde hava buharlaştırıcıyla kısmen temas ederek kabin içerisine dağıtılmakta ve buharlaştırıcı ile arasındaki ısı transferi minimum seviyede olmaktadır. Alt üfleme sıcaklıkları incelendiğinde ise bu bölgede buharlaştırıcı yüzeyiyle tam temas sağlayan hava oldukça düşük sıcaklıklara ulaşmaktadır. Taze gıda kabini içerisinde direkt olarak hava akımına mazur kalmayan orta ve alt raflar ise sıfır derece çekmecesine üflenmiş ve düşük sıcaklığa sahip olan hava akımının vakum etkisiyle emme açıklığına yükselmesiyle oluşan hava akımları sayesinde soğutulmaktadır.

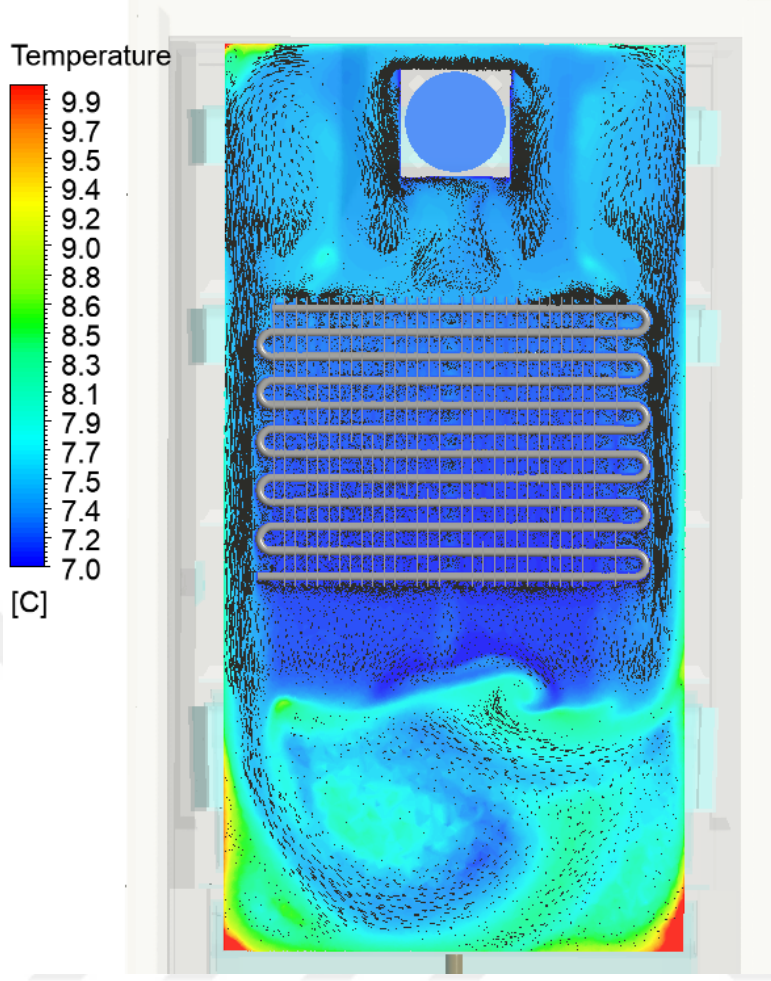


Şekil 4.8: Buzdolabına ait sayısal üfleme sıcaklık sonuçları

Taze gıda kabine ait üfleme sıcaklıkları **Şekil 4.9'**da gösterilmektedir. Burada alt üfleme açıklıkları için sağ ve sol bölgelerde 3°C 'lik bir sıcaklık farkı meydana gelmektedir bunun sebebi incelendiğinde soğutma kanalı boyunca ilerleyen havanın buharlaştırıcının bulunduğu bölgede basınç düşümünün daha az olduğu sağ ve sol sınırlara yönlendiği, sağ sınırda ise buharlaştırıcı kanatçığı ve kanal sınırı arasında kalarak daha yüksek miktarda ısı transferine maruz kaldığı gözlenmiştir. **Şekil 4.10'**te bu duruma ait sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri bulunmaktadır, görselde kabine arkadan bakıldığı için sağ üfleme açıklığının sol tarafta bulunduğuna dikkat edilmelidir.



Şekil 4.9: Taze gıda kabineine ait sayısal üfleme sıcaklık sonuçları

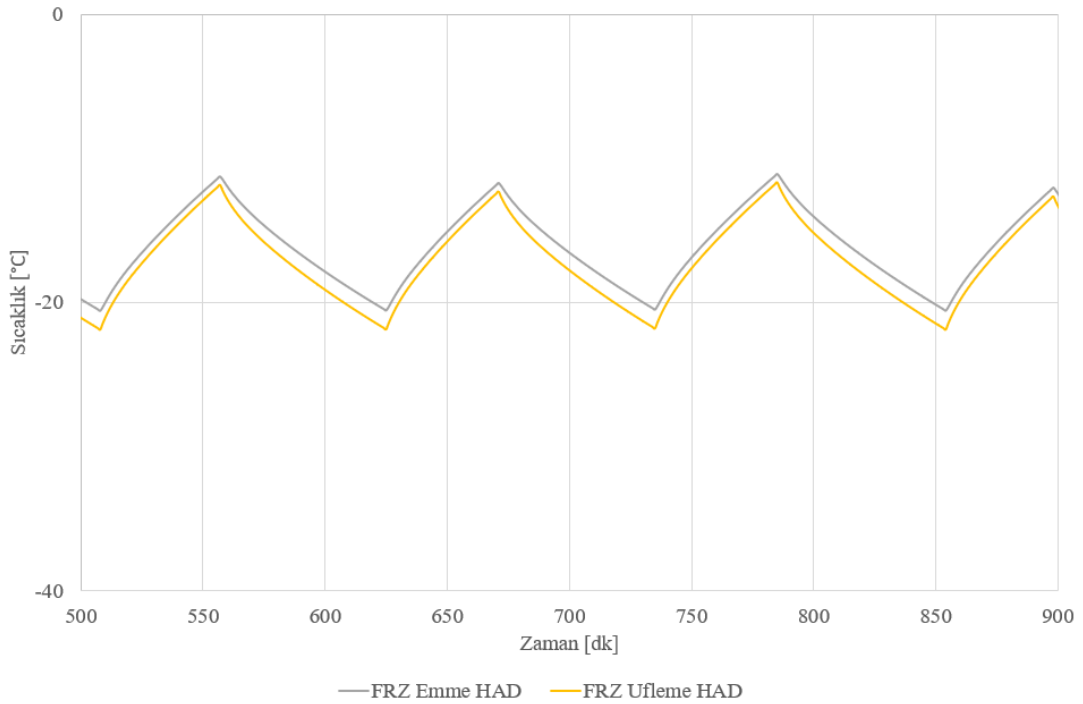


Şekil 4.10: Durma periyodundaki buzdolabı taze gıda kabini hava kanalına ait sıcaklık ve hız dağılımı

Çizelge 4.2'de taze gıda kabini rejim periyoduna ait çalışma sıcaklıkları bulunmaktadır. Dondurucu kabini içinse durum daha basittir, fan ızgarasından kabin içerisine dağıtılan hava, kabinin altında uzanan emiş açıklığından emilerek buharlaştırıcı ile temas ettirildiğinden yalnızca tek bölgeden emiş ve basma işlemi gerçekleştirilir. **Şekil 4.11**ve **Çizelge 4.3'**te dondurucu bölmesine ait sayısal sıcaklık dağılımları verilmiştir.

Çizelge 4.2: Taze gıda kabini üfleme sıcaklıklarına ait sayısal analiz sonuçları

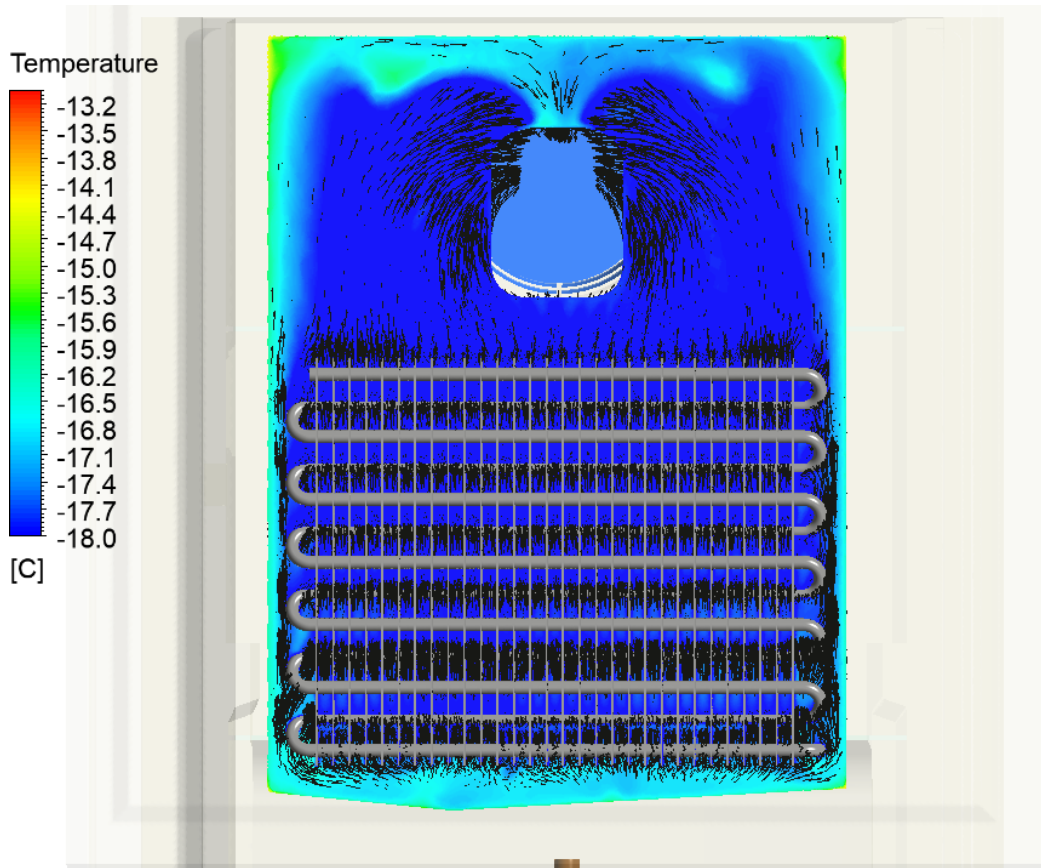
Taze Gıda Kabini Sayısal Üfleme Sıcaklık Sonuçları	
Üfleme Açıklığı	Ortalama [°C]
Üst Sağ	4,5
Üst Sol	5,2
Alt Sağ	1,3
Alt Sol	1,3
Emme	5,2



Şekil 4.11: Dondurucu kabini sayısal üfleme ve emme sıcaklığı sonuçları

Çizelge 4.3: Dondurucu kabini üfleme sıcaklıklarına ait sayısal analiz sonuçları

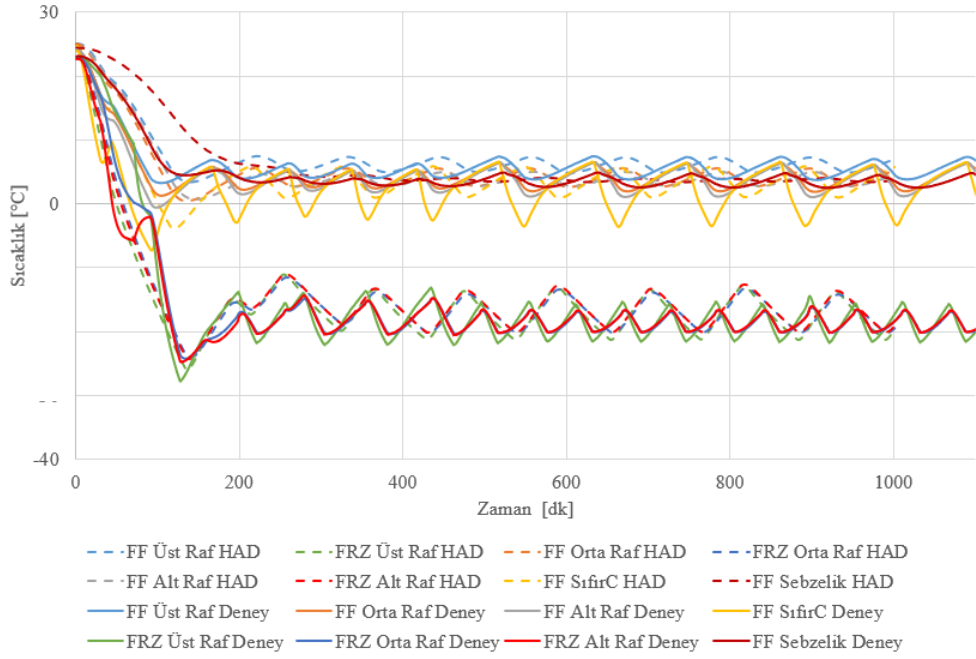
Dondurucu Kabini Sayısal Üfleme Sıcaklık Sonuçları	
	Ortalama [°C]
Üfleme Izgarası	-17,5
Emme Açıklığı	-16,4



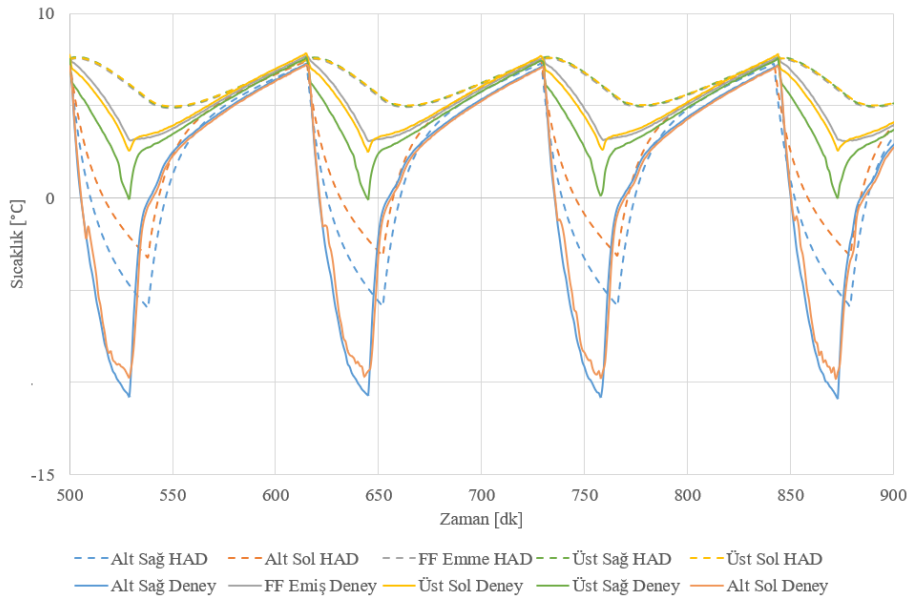
Şekil 4.12: Dondurucu bölme soğutma kanalı sıcaklık ve hız dağılımları

Yapılan ısı analizler deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında ise elde edilen veriler birbiriyle çoğunlukla uyumludur. **Şekil 4.13**'te sayısal ve deneysel analizlerin çalışma periyodunun başından sonuna kadar karşılaştırması gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde ilk göze çarpan detay dondurucu kabini çalışma periyodunun ve sıcaklıklarının deneysel ve sayısal sonuçları arasındaki farklılık olmuştur. Bu durumun başlıca sebebi hazırlanan kullanıcı tanımlı fonksiyonun (UDF) taze gıda kabini sıcaklıklarını baz almasıdır. Giriş bölümünde anlatılan yarı paralel soğutma çevrimi (by-pass çift çevrimli soğutma sistemi), bilindiği gibi dondurucu bölmesini tek başına

dolaşabilen ya da dondurucu bölmeden çıkıp taze gıda bölmesine giden bir akışkan dağıtım sistemine sahipti bu durumdan dolayı test edilen dolabın çalışma algoritması, FRZ-Kapalı-FRZ+FF-Kapalı şeklindedir. Hazırlanan UDF ise taze gıda kabini çalışma ve durma sıcaklıklarını öncelik olarak alıp her kabini farklı zaman aralığında çalıştırarak, taze gıda kabini durma sıcaklığına gelmeden dondurucu bölmesini soğutmamaktadır.

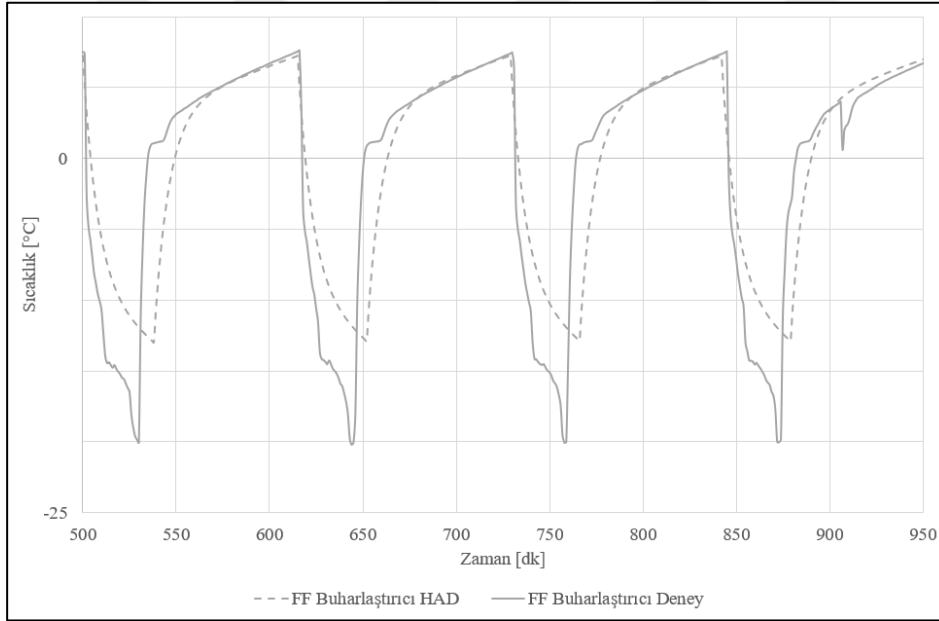


Şekil 4.13: Buzdolabı çalışma periyodu deneysel ve sayısal çözüm sonuçları



Şekil 4.14: Taze gıda kabini sayısal ve deneysel üfleme sıcaklıkları

Deney sıcaklıkları detaylı olarak incelenecek olursa, **Şekil 4.14**'te görülen üfleme sıcaklıkları buzdolabının çalışma ve durma sürelerinin oldukça yakın hesaplandığı görülmektedir. Grafikte görüldüğü gibi üfleme sıcaklıkları arasında belirli bir sıcaklık farkı vardır, bu farkın sebebi olarak öncelikle buharlaştırıcı çalışma sıcaklıkları araştırılmıştır. **Şekil 4.15**'te görüldüğü üzere taze gıda kabini için buharlaştırıcı çalışma süreleri ve sıcaklıkları da üfleme sıcaklıkları ile aynı trendi izlemektedir. Buharlaştırıcının durma periyodundaki maksimum sıcaklığı deneysel ve sayısal analizlerde aynı noktaya denk gelirken minimum sıcaklık için durum aynı değildir, iki sonuç arasında yaklaşık 7 derecelik bir fark bulunmaktadır. Bu farkın üfleme sıcaklıklarına etkisi incelendiğinde ise **Çizelge 4.4**'te görüleceği üzere üfleme sıcaklıklarının maksimum değerleri arasındaki farkın, alt sol üfleme dışında ihmal edilebilir, fakat minimum sıcaklıklar arasında belirgin bir fark olduğu görülmüştür.

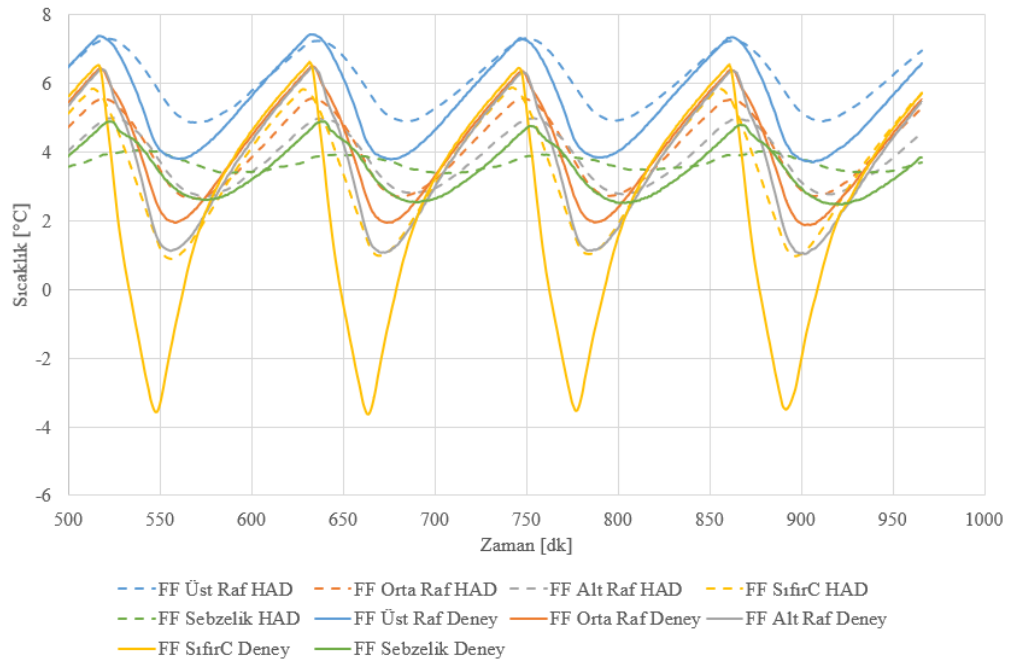


Şekil 4.15: Taze gıda kabini buharlaştırıcı sıcaklıkları

Çizelge 4.4: Deneysel ve sayısal üfleme sıcaklıkları

Taze Gıda Kabini Sayısal Üfleme Sıcaklık Sonuçları		Taze Gıda Kabini Deneysel Üfleme Sıcaklık Sonuçları			
Üfleme Açıklığı	Ortalama [°C]	Üfleme Açıklığı	Ortalama [°C]	Ortalama Sıcaklık Farkı [°C]	
Üst Sağ	6,2	Üst Sağ	4,5	-1,8	
Üst Sol	6,2	Üst Sol	5,2	-1,0	
Alt Sağ	2,5	Alt Sağ	1,3	-1,2	
Alt Sol	2,7	Alt Sol	1,3	-1,4	
Emme	6,2	Emme	5,2	-1,0	

En nihayetinde bu farklılıkların kabin içi sıcaklıklara etkisi incelenmiş elde edilen deneysel verilerin sayısal verilerle uyumluluğu karşılaştırıldığında ise ortaya, **Şekil 4.16**'daki grafik çıkmıştır. Grafik incelendiğinde ise sonuçlar arasında maksimum sıcaklık farkının, sebzelik çekmecesini hariç, birbirine yakın, fakat minimum sıcaklıkların birbirlerinden ayrıldığı gözlemlenmiştir. Buharlaştırıcı ve üfleme sıcaklığı sonuçları da göz önünde bulundurulduğunda bu durumun elde edilmesi normal olarak karşılanmalıdır. Bu durumun raflar üzerinde bulunan bakır blokların ortalama sıcaklıklarına etkisi incelenmiş ve **Çizelge 4.5** ortaya konmuştur.

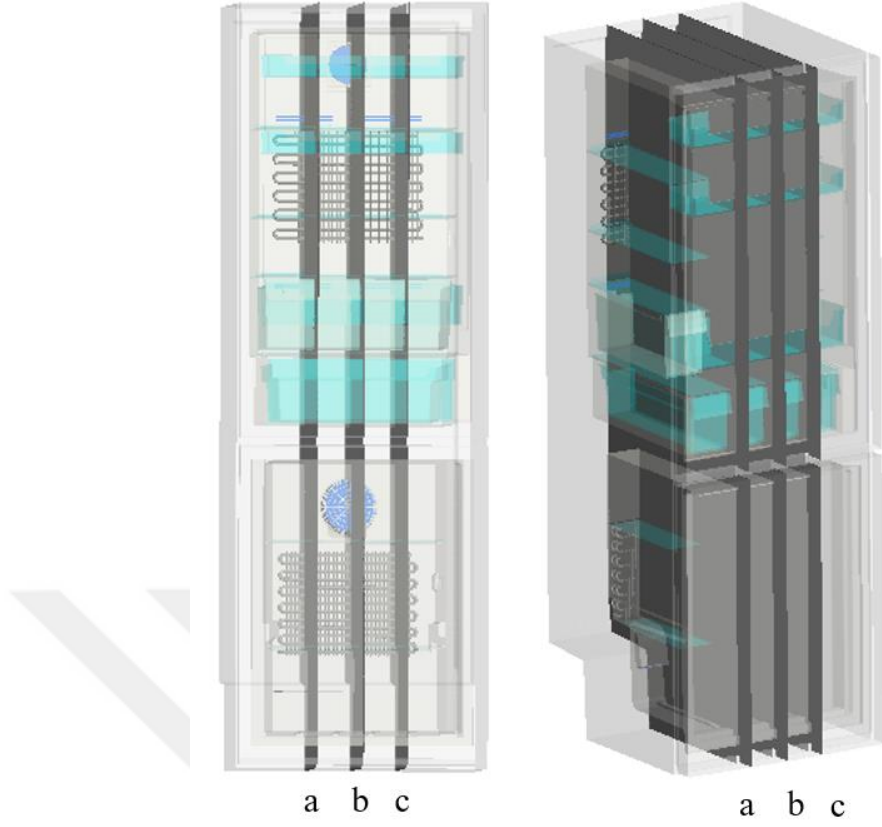


Şekil 4.16: Taze gıda kabini sayısal ve deneysel raf sıcaklıkları

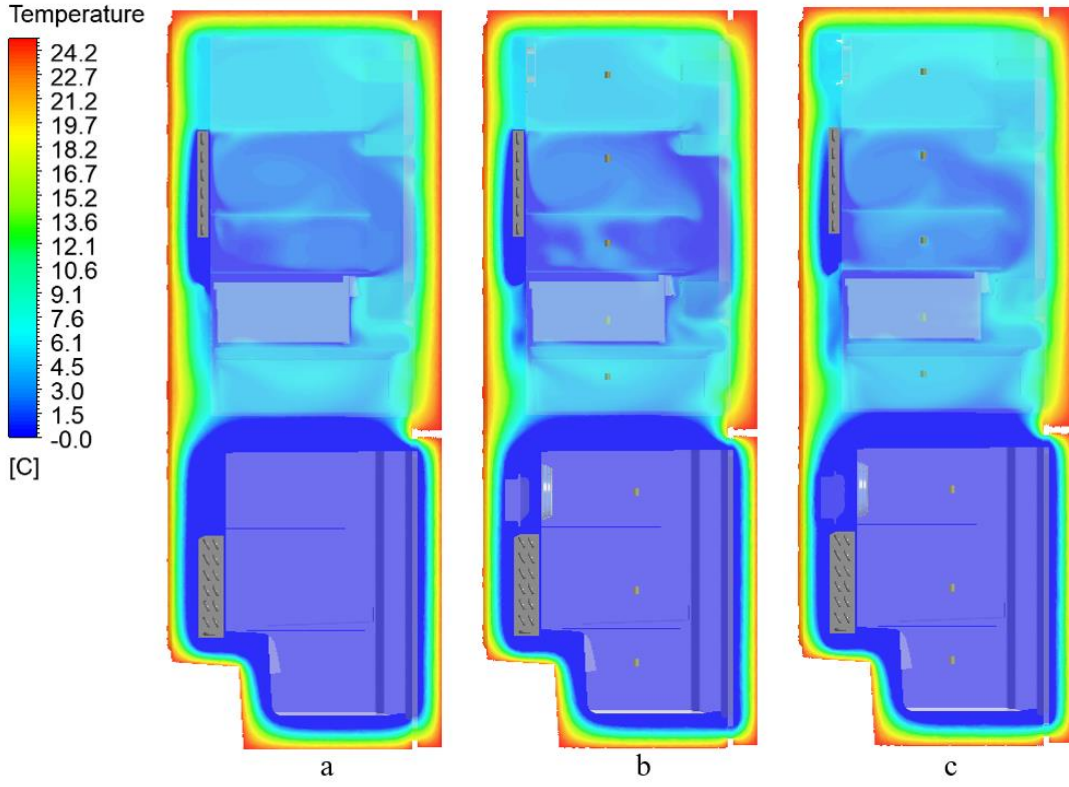
Çizelge 4.5: Taze gıda kabini sayısal ve deneysel ortalama raf sıcaklıkları

	Sayısal Sonuçlar [°C]	Deneysel Sonuçlar [°C]	Sıcaklık Farkı [°C]
Üst Raf	6,0	5,4	-0,6
Orta Raf	4,1	4,1	0,0
Alt Raf	3,8	3,7	-0,1
Sıfır Derece	3,5	2,4	-1,1
Sebzelik	3,7	3,5	-0,2

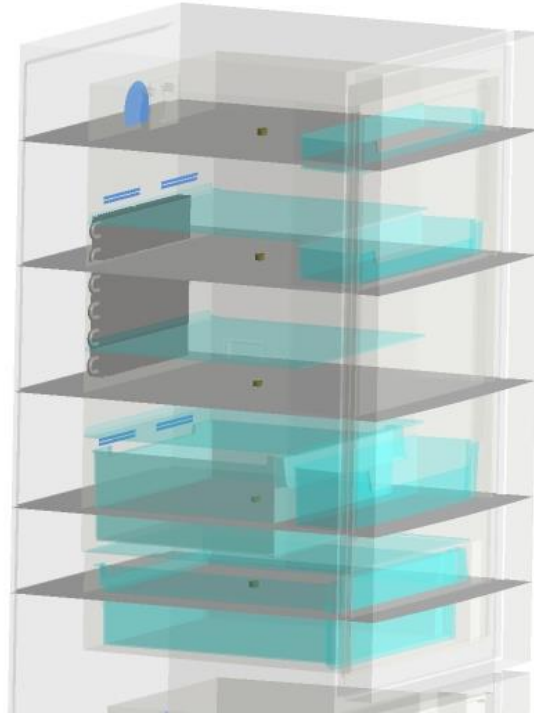
Taze gıda kabini üfleme sıcaklıklarının kabin içerisindeki sıcaklık dağılımına etkisini incelemek amacıyla taze gıda kabini üzerinde sırasıyla sol üfleme açıklığı, emme açıklığı ve sağ üfleme açıklığı orta noktalarına yüzeyler oluşturulmuş (**Error! Reference source not found.**) ve bu yüzeyler üzerindeki sıcaklık dağılımı incelenmiştir. **Error! Reference source not found.**'de taze gıda kabini için çalışma periyodunun son dakikasında, dikey düzlemlerde sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Buna göre taze gıda kabini içerisinde en soğuk bölme sıfır derece çekmecesidir. Bu durumun sebebi ise üflenen en düşük sıcaklıktaki havanın bu bölmeden kabine dağılmasıdır, dağılan hava daha sonra alt raf ve orta rafta girdap akımları yaratarak buradaki hava sıcaklığını düşürmektedir. Üst rafta bulunan üfleme sıcaklıkları, kabin içerisindeki hava sıcaklığına oldukça yakın olduğundan dolayı burada dikey düzlemde ciddi bir sıcaklık farkı bulunmamaktadır. Analizde radyasyon etkileri ihmal edildiğinden buharlaştırıcı ve kabin arasındaki ışınlama ile ısı transferinin etkileri görülmektedir.



Şekil 4.17: Buzdolabı üfleme açıklıkları üzerinde oluşturulan düzlemler

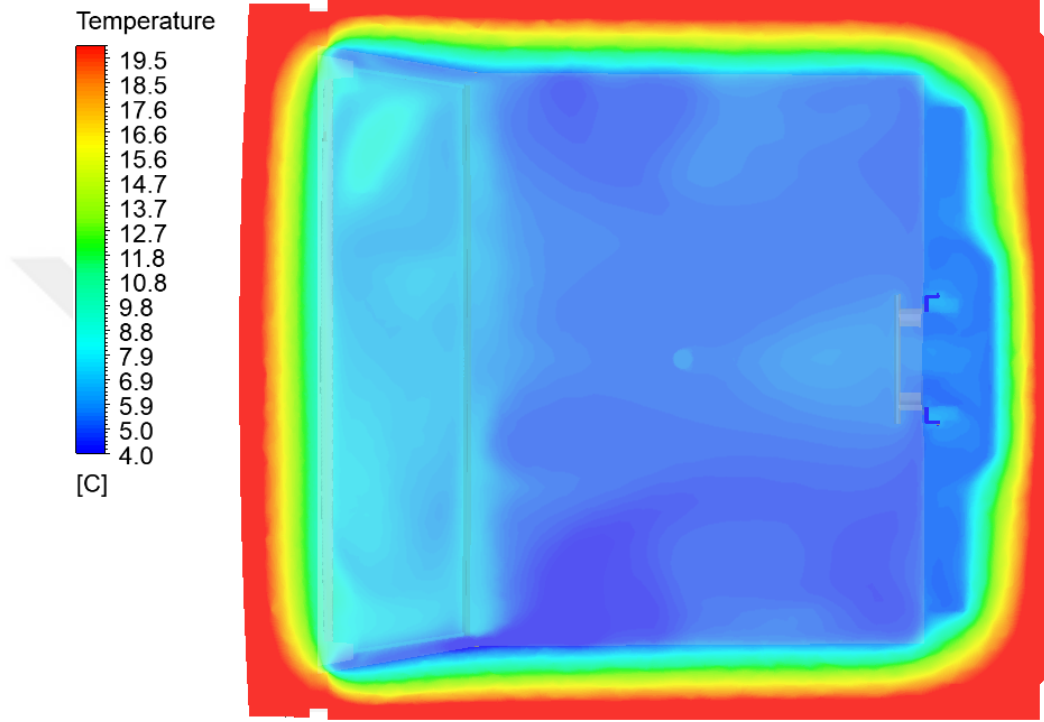


Şekil 4.18: Üfleme açıklıkları üzerindeki yüzeylerde sıcaklık dağılımı ((a) sol üfleme açıklığı üzerinde, (b) emme açıklığı üzerinde, (c) sağ üfleme açıklığı üzerinde)



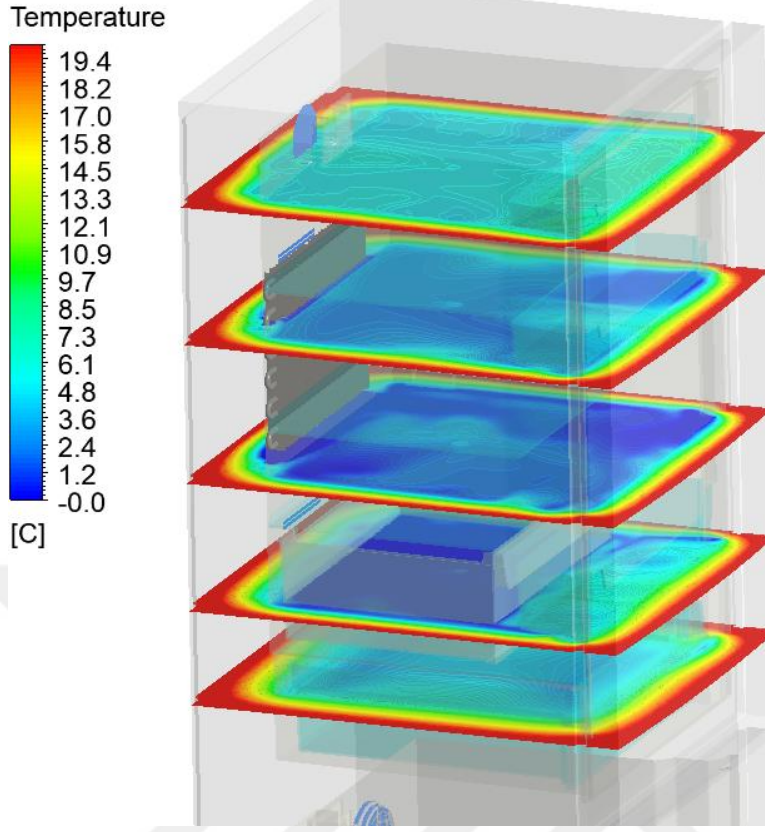
Şekil 4.19: Taze gıda kabini bakır bloklar üzerindeki düzlemler

Taze gıda kabini raf sıcaklığını işaret eden bakır bloklar üzerine raf üzerinde yatay düzlemde sıcaklık dağılımını incelemek adına düzlemler yerleştirilmiştir **Şekil 4.19**. Bu düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımı incelendiğinde üst rafta dikey düzlemdekiyle benzer olarak hava sıcaklığının homojen olduğu ve yaklaşık 5°C ile 8 °C arasında olduğu görülmüştür.



Şekil 4.20: Üst raf bakır blok etrafında sıcaklık dağılımı

Bu sıcaklık dağılımı sıfır derece çekmecesinin içerisinde de benzer ve yaklaşık 2°C'dir, sıfır derece çekmecesinin dışında ise soğuk hava akımının çoğu vakum yoluyla üst raflara taşınması ve kapıdan kabin içerisine olan ısı transferi sebebiyle sıcaklık daha yüksektir. Alt ve orta raflarda buharlaştırıcının bu rafların olduğu dikey düzlemde bulunması, sıfır dereceden yükselen hava akımı ve alt rafın hemen altında sıfır derece çekmecesinin bulunmasının etkileri sonucu sıcaklık daha düşüktür. Bu duruma ait sıcaklık dağılımları **Şekil 4.20**'de gösterilmiştir.

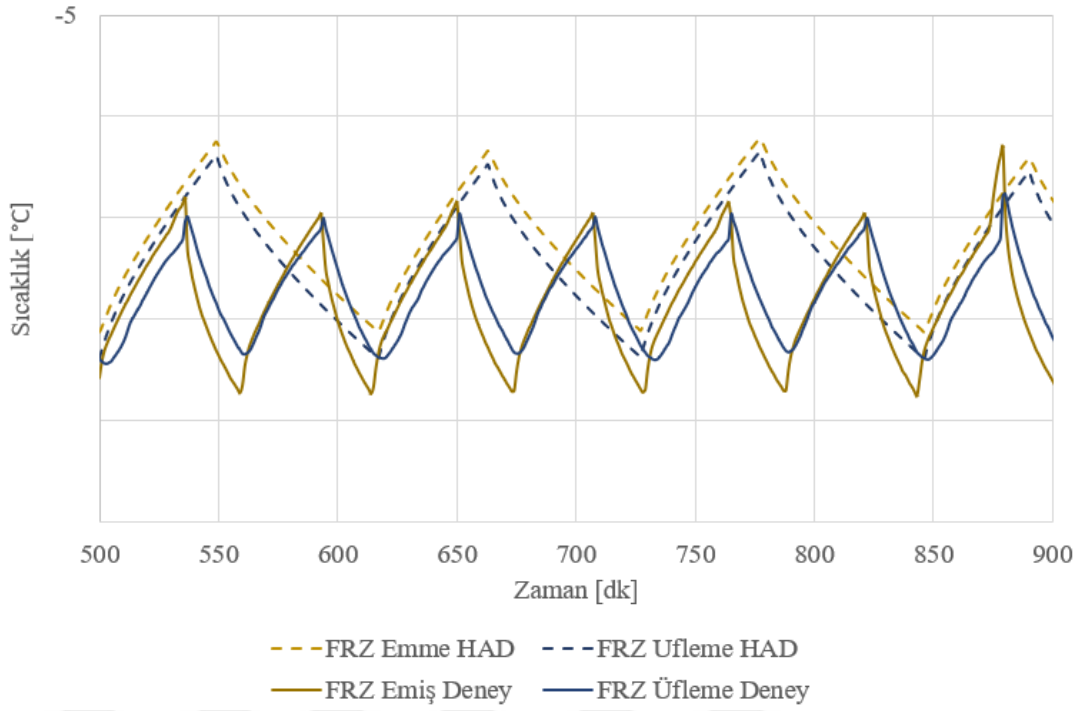


Şekil 4.21: Taze gıda kabini bakır bloklar etrafında sıcaklık dağılımı

Dondurucu bölme kabini için deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçlar karşılaştırıldığında bazı farklılıklar göze çarpmıştır. Daha önce bahsedilen taze gıda kabini öncelikli çalışan UDF kodu sebebiyle çalışma ve durma trendleri deneysel sonuçlarla farklılıklar göstermektedir. **Şekil 4.22'**de dondurucu bölme için üfleme sıcaklıkları bulunmaktadır, grafik incelendiğinde sayısal analiz sonucunda üfleme sıcaklıklarının deneysel sonuçlardan maksimum ve minimum durumda daha yüksek olduğu görülmektedir. Üfleme sıcaklıkları arasındaki fark **Çizelge 4.6'**da gösterilmektedir.

Çizelge 4.6: Dondurucu bölme sayısal ve deneysel üfleme sıcaklıkları

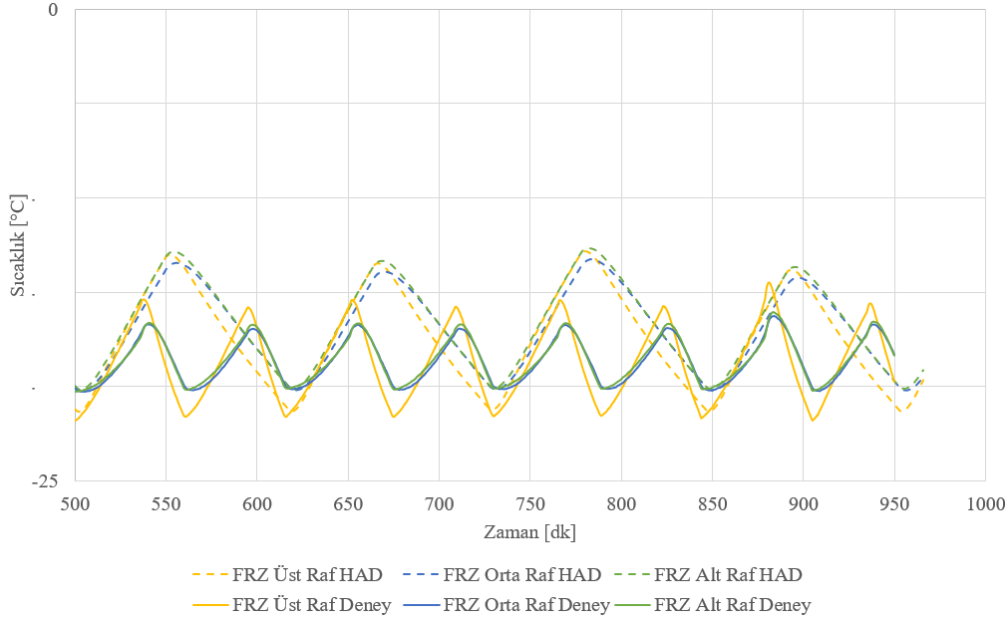
Dondurucu Kabini Sayısal Üfleme Sıcaklık Sonuçları		Dondurucu Kabini Deneysel Üfleme Sıcaklık Sonuçları		Ortalama Sıcaklık Farkı
	Ortalama [°C]		Ortalama [°C]	
Üfleme Izgarası	-17,5	Üfleme Izgarası	-19,2	-1,7
Emme Açıklığı	-16,4	Emme Açıklığı	-18,8	-2,3



Şekil 4.22: Dondurucu kabini üfleme sıcaklıkları

Mevcut sonuçlar arasında durma sürecindeki maksimum sıcaklık farkının temel sebebi hazırlanan algoritmanın taze gıda kabini sıcaklıkları rejim değerine gelene kadar dondurucu bölmenin soğutulmasına izin vermemesinden kaynaklanmaktadır. Minimum sıcaklıklardaki fark ise buharlaştırıcı ortalama yüzey sıcaklığının sayısal sonuçlarının deneysel sonuçlardan daha yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Bu durumun kabin içerisindeki raf sıcaklıklarına etkisi incelendiğinde **Şekil 4.23**'te gösterilen grafik ortaya konulmuştur. Raf sıcaklıkları grafiği incelendiğinde soğuma periyodu sonundaki sıcaklıklar birbiriyle oldukça uyumludur. Fakat dondurucu kabininin ısınma ve soğuma periyodu deneysel sonuçların yaklaşık iki katı olduğundan dolayı rafların eriştiği maksimum sıcaklıklar arasında yaklaşık 3.5°C'lik bir sıcaklık farkı ortaya çıkmaktadır. Kabinler için ortalama sıcaklık değerleri incelendiğinde ise sayısal analiz sonuçları deneysel sonuçlardan üst raf için 1.3°C, orta raf için 1.6°C alt raf için ise 1.9°C yüksek olduğu görülmüştür. Dondurucu kabini için sayısal analiz ve deneysel ortalama raf sıcaklıkları ve sıcaklık farkları

Çizelge 4.7'de verilmiştir. Buharlaştırıcı ve üfleme sıcaklıkları için deneysel ve sayısal analiz farklılıkları göz önünde bulundurulduğunda bu sıcaklık farkının oluşması öngörülebilir bir sonuçtur.

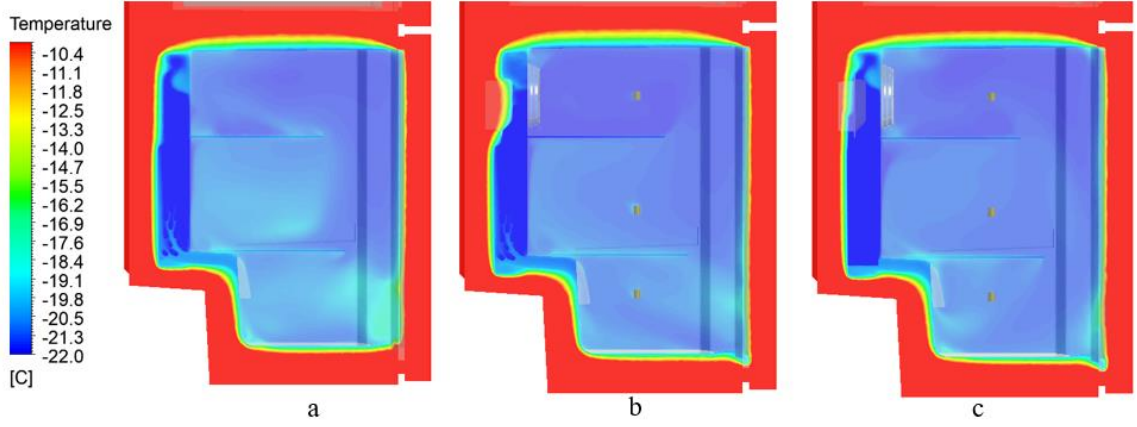


Şekil 4.23: Dondurucu kabini deneysel ve sayısal raf sıcaklıkları

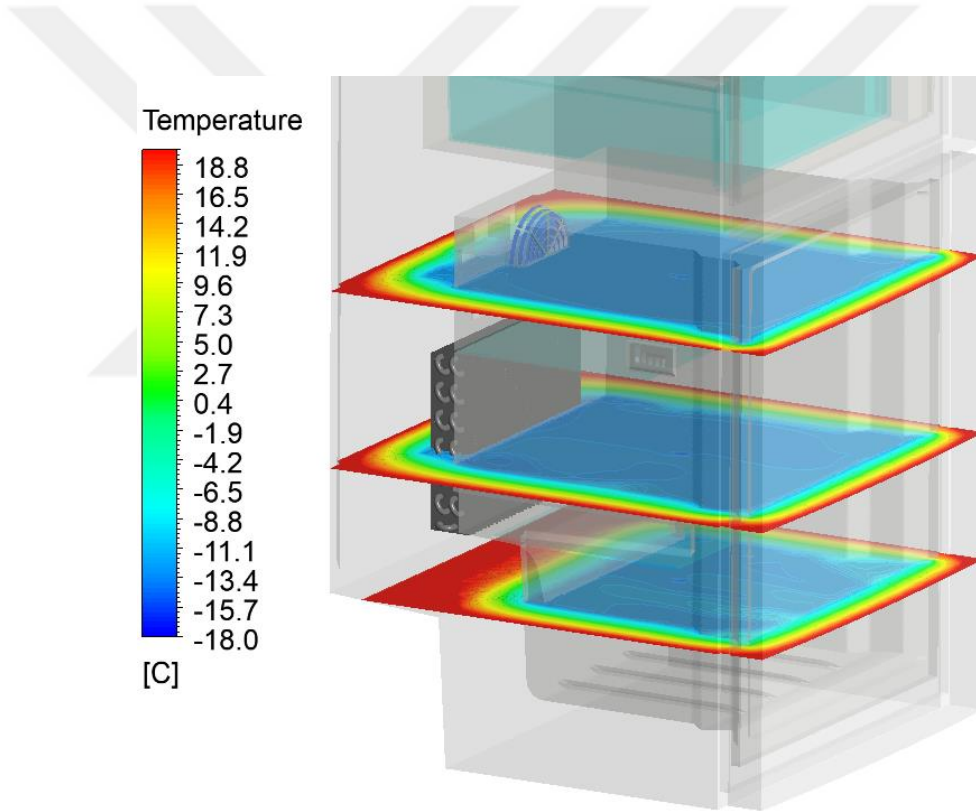
Çizelge 4.7: Dondurucu kabini sayısal ve deneysel ortalama raf sıcaklıkları

	Sayısal Sonuçlar [°C]	Deneysel Sonuçlar [°C]	Sıcaklık Farkı [°C]
Üst Raf	-17,4	-18,7	1,3
Orta Raf	-17,0	-18,6	1,6
Alt Raf	-16,7	-18,6	1,9

Dondurucu kabin için **Error! Reference source not found.**de bulunan düzlemler üzerinde sıcaklık dağılımı Şekil 4.24'te gösterilmektedir. Kabin içerisindeki sıcaklık dağılımı incelendiğinde ise hava akımlarının, a düzleminde kapı alt konumunda diğer düzlemlere nispeten daha düşük olması sebebiyle bu bölgede sıcaklık değişiminin yüksek ve yine aynı bölgede sıcaklıkların daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Raflar üzerinde pirinç blokların bulunduğu düzlemlerin sıcaklık dağılımı Şekil 4.25 incelendiğinde ise kabin içerisinde yatay düzlemde sıcaklık dağılımının homojen olduğu görülmektedir.



Şekil 4.24: Dondurucu kabini içerisinde dikey düzlemde sıcaklık dağılımları



Şekil 4.25: Monitörlerin bulunduğu konumda yatay ekseninde sıcaklık dağılımı

4.1 Çalışma Çıktıları

Şimdiye kadar yapılan çalışmalar için genel bir çerçeve çizilecek olursa, bu çalışmanın amacı çalışma algoritması bilinen bir buzdolabının 3 boyutlu sayısal modelinin oluşturulması ve oluşturulan bu modelin deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulanmasıdır. Bu doğrultuda buzdolabı üzerinde, çalışma algoritmasını belirlemek adına birtakım deneyler gerçekleştirilmiş, buzdolabının çalışma ve durma sıcaklıklarıyla birlikte süreleri, ortam sıcaklığından rejim periyoduna gelene kadar olan süredeki kapasite değişimleri için gerekli çalışma süreleri ve sıcaklıkları belirlenmiş ve bu bilgiler ışığında bir kullanıcı tanımlı fonksiyon (UDF) oluşturulmuştur. Sayısal analizler yapılırken, çözüm ağı optimizasyon çalışması yapılmış, 14.5 milyon, 17 milyon ve 24 milyonluk 3 farklı data oluşturup analiz edilmiş, akış analizleri üçü için de birbirine yakın çıkmıştır. Analizlerde doğal taşınım ve ışınım etkileri göz ardı edilmiştir. Yapılan analizlerle deneyler karşılaştırıldığında kabinler içerisindeki hava debilerinin birbiriyle uyumlu olduğu, taze gıda kabini yaklaşık %2, dondurucu kabini ise %5'lik bir hata ile hesaplandığı görülmüştür. Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırıldığında her iki kabin için hava debisi değerleri deneysel sonuçları sayısal sonuçlardan daha yüksektir. Sıcaklık sonuçları birbiriyle karşılaştırıldığında ise taze gıda kabini için çalışma süreleri ve soğuma eğrileri birbiriyle uyumludur. Taze gıda kabini içerisinde raflardaki bakır blokların rejim durumunda ortalama sıcaklıkları karşılaştırıldığında, deneysel sonuçlarla sayısal sonuçlar arasında, üst raf için 0.6°C, orta raf için 0°C, alt raf için 0.1°C, sıfır derece çekmecesini için 1.1°C ve sebzelik için 0.2°C'lik sıcaklık farkı olduğu görülmüştür. Dondurucu kabini için aynı durum tekrarlandığında ise, üst raf için 1.3°C, orta raf için 1.6°C ve alt raf için ise 1.9°C'lik fark ortaya konulmuştur. Ortalama raf sıcaklıkları için deneysel veriler her iki kabin için de sayısal sonuçlardan daha düşüktür. Çalışma ve durma süreleri her iki kabin için de birbirleriyle uyumludur.

4.2 Gelecek Çalışmalar İçin Öneriler

Yapılan çalışmada, kabin içerisindeki hava debilerini belirlemek adına, kullanılan fanların basınç, debi eğrilerini kullanmanın doğru sonuçlar verdiği görülmüştür. Isıl analizler için ise radyasyon etkilerinin ihmal edilmesinin sonuçlar arasında farklılığa yol açtığı düşünülmektedir. Yapılan bir boyutlu analizler sonucunda buharlaştırıcı

kapasitesi doğru hesaplanırken, buharlaştırıcı için ortalama yüzey sıcaklıklarının farklılık göstermesi taze gıda kabini için özellikle sıfır derece çekmecesinde sonuçların farklılaşmasına sebep olduğu düşünülmektedir. Burada hava akışı için fan geometrisinin bulunmaması ve fanın yarattığı dönme hareketinin modellenememesinden dolayı hava akımının, özellikle hava kanalı içerisinde basınç kayıplarının daha az olduğu sağ ve sol boşluklara yönelmesinden dolayı havaya olan ısı transferinin düşebileceği düşünülmektedir. Dondurucu kabini için ise sıcaklık farklılıklarının sebeplerinden biri olarak kullanıcı tanımlı fonksiyonun taze gıda kabini sıcaklığı öncelikli olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Burada raflarda elde edilen minimum sıcaklıklar birbiriyle uyumluken kabinin durma süresinin gerçeğinden daha uzun olması sebebiyle raflar daha da ısınmakta ve ortalamada taze gıda kabine göre daha yüksek raf sıcaklıkları elde edilmesine sebep olmaktadır. Bu bilgiler ışığında yeni hazırlanacak modeller için ışıma etkilerinin irdelenmesi, kullanıcı tanımlı fonksiyonun sıcaklık hatalarını minimum düzeyde tutacak şekilde hazırlanması ve kabin içerisindeki hava akışı için yapılacak iyileştirmeler, mevcut haliyle de oldukça iyi sonuçlar veren bu modelin hata oranını daha da artıracaktır.

KAYNAKÇA

- Açıkgöz, Mustafa Berkay. 2009. *Investigation of airflow and temperature distribution in a freezer cabinet*. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Antonio, C Conceição, ve C. F. Afonso. 2011. «Air temperature fields inside refrigeration cabins: A comparison of results from CFD and ANN modelling.» *Applied Thermal Engineering* 1244-1251.
- Avcı, Hasan, Dilek Kumlutaş, Özgün Özer , ve Mete Özşen. 2016. «Optimisation of the design parameters of a domestic refrigerator using CFD and artificial neural networks.» *International Journal of Refrigeration* 227-238.
- Belman-Flores, J. M., A. Gallegos-Munoz, ve A. Puente-Delgado. 2014. «Analysis of the temperature stratification of a no-frost domestic refrigerator with bottom mount configuration.» *Applied Thermal Engineering* 299-307.
- Borges, Bruno N., Christian J.L. Hermes, Joaquim M. Gonçalves, ve Claudio Melo. 2011. «Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach.» *Applied Energy* 748-754.
- Ertiş, Vasi Kadir. 2007. *Buzdolabı Hava Kanallarında Yoğuşmanın İncelenmesi*. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Gupta, J. K., M. Ram Gopal, ve S. Chakraborty. 2007. «Modelling of a Domestic Frost Free Refrigerator.» *International Journal of Refrigeration* 311-322.
- Laguerre, O., S. Ben Amara, J. Moureh, ve D. Flick. 2007. «Numerical simulation of air flow and heat transfer in domestic refrigerators.» *Journal of Food Engineering* 144-156.
- Zhang, Chaolei, ve Yongsheng Lian. 2014. «Conjugate heat transfer analysis using a simplified household refrigerator model.» *International Journal of Refrigeration* 210-222.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad:

Buğra Semih ERSAN



Mesleki Deneyim:

2018-2021

**Arçelik A.Ş. Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi
Ar-Ge Proje Mühendisi**

2021 -

**Türk Havacılık ve Uzay Kurumu
Termal Tasarım Mühendisi**

