

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BLAST FREEZER (ŞOK DONDURUCU) İÇİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMI VE
HAVA AKIŞININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Nima MOLANI

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

EKİM 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BLAST FREEZER (ŞOK DONDURUCU) İÇİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMI VE
HAVA AKIŞININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Nima MOLANI
(511121216)**

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Melike NİKBAY

EKİM 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 511121216 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Nima MOLANI**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BLAST FREEZER ŞOK DONDURUCU İÇİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMI VE HAVA AKIŞININ İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Melike NİKBAY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Mehmet ŞAHİN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 6 Ekim 2014
Savunma Tarihi : 16 Ekim 2015

Babam, Annem, Abim ve sevgili Ablama

ÖNSÖZ

Yüksek lisansa başlamamda ve öğrenimim süresinde bana çalışma ortamını sağlayarak yön veren ve desteklerini esirgemeyen yüksek lisans danışman hocam Doç. Dr. Melike NİKBAY'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Yüksek lisans çalışma hayatım ve tez çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübeleri ile birlikte manevi desteğini de hiçbir zaman esirgemedi katkıda bulunan Yrd.Doç.Dr. Mir Yoseph Hashemi, Sn. Dr Hüsnü KERPİÇCİ, Prof. Dr.İsmail TEKE ve Prof. Dr Seyhan ONBAŞIOĞLU'na en derin sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmalarım için tüm imkan ve olanaklarını sunarak bana destek olan KARYER LTD'denin teknik müdürü Sn Hagop KARTUN ve FRENOX A.Ş yönetimlerine, Sn. Bahri İNCEÇAM, Sn. Burak İNCEÇAM ve Sn. Sasun SAHAÇOĞLU'na teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalar için her türlü donanımın sağlanmasında yardımcı olan FRENOX A.Ş. İmalat ve AR-GE merkezinde çalışan arkadaşlarım, Sn. Serdal BORUCU, Sn. İlyas YILMAZ, Sn. Gökhan ÇELEBİ ve Sn. Mehmet SUNKU'ya teşekkürlerimi sunarım.

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

Bütün manevi desteğiyle her zaman yanımda olan, sıkıntılarımı paylaşan, mutluluklarıma ortak olan eşim Nigar JIANI HERVAN'a özel olarak teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Ekim 2015

Nima MOLANI
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI	3
3. GENEL TANIMLAR, DENEY DÜZENEKLERİ.....	11
3.1 BLAST FREEZER Buzdolabı ve Termodinamik Soğutma Çevirimi	11
3.2 Isı Odası Deney Düzeneği.....	13
3.2 Datalogger Düzeneği.....	15
4. NÜMERİK MODEL	17
4.1 Katı Model.....	17
4.2 Boş Buzdolabı için CFD Yöntemi	19
4.2.1 Boş buzdolabının çözüm ağı oluşturulması	20
4.2.2 Yapılan kabuller	22
4.2.3 Sınır ve başlangıç şartları	25
4.2.4 Evaporatör ve kondenser seçimi	26
4.3 Boş Buzdolabı için CFD Sonuçları	32
4.3.1 Hava akışı ve debi incelenmesi	32
4.4 Dolu buzdolabı için CFD Yöntemi	33
4.4.1 Dolu Buzdolabının çözüm ağı oluşturulması.....	35
4.4.2 Yapılan kabuller	37
4.4.3 Sınır ve başlangıç şartları	37
4.5 Dolu Buzdolabı için CFD Sonuçları	39
4.5.1 Hava akışı ve debi incelenmesi	39
4.5.2 Fanların giriş ve çıkışındaki akışın incelenmesi	40
4.5.3 Sıcaklık incelenmesi	40
4.5.4 Konveksiyon ısı transfer katsayısının hesaplanması.....	47
4.5.5 Evaporatör' de CFD ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	48
4.6 Sonuçlar.....	48
5. PROTOTİP İMALATI.....	51
5.1 Soğutma Grubunun Tasarım ve İmalatı	51
5.2 Genel Montaj.....	54
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	57
KAYNAKLAR	59
ÖZGEÇMİŞ.....	61

KISALTMALAR

CAD	: Bilgisayar Destekli Modelleme (Computer Aided Drafting)
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics)
MRF	: Moving Reference Frame
PIV	: Parçacık Görüntülü Hız Ölçümü (Particle Image Velocimetry)

SEMBOLLER

K	: Türbülans kinetik enerjisi
G_k	: Ortalama hız gradyanlarına bağlı türbülans kinetik enerji üretimi
G_b	: Kaldırma kuvvetine bağlı türbülans kinetik enerji üretimi
σ_e	: Türbülans kinetik enerjisi sönüm hızı için Prandtl sayısı
μ	: Kinematik viskozite
A	: Alan
Δt	: Sıcaklık farkı
V	: Hız
XL	: Endüktif reaktans
ρ	: Yoğunluk
h	: Taşınım katsayısı
T	: Sıcaklık
u, v, w	: Akışkanın ortalama hız bileşenleri
x, y, z	: Kartezyen koordinatlar

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Çarpıklık değerine göre eleman sayısının dağılımı	22
Çizelge 4.2 : CFD modelde kullanılan malzemeler ve özellikleri	27
Çizelge 4.3 : Evaporatör hesaplamalar	28
Çizelge 4.4 : Kondenser hesaplamalar.....	29
Çizelge 4.5 : Çarpıklık değerine göre eleman sayısının dağılımı.....	37
Çizelge 4.6 : Orta fanın çıkışındaki maksimum hız bileşenleri.....	40
Çizelge 4.7 : Orta fanın girişindeki maksimum hız bileşenleri	40
Çizelge 4.8-a: Deneysel sonuçlarda paketlerin her 60 dakikadan bir sıcaklıkları ...	41
Çizelge 4.8-b: Operasyon boyunca ilk ve son sıcaklık değerlerinin farkı	42
Çizelge 4.9 : CFD sonuçlarda paketlerin 60 dakikada aralıklarla sıcaklıkları	43
Çizelge 4.10 : Deneysel ve CFD sonuçları ile karşılaştırılmış hali	43
Çizelge 4.11-a : Deneysel sonuçlarda evaporatörün 60 dakikadan bir sıcaklıkları...	48
Çizelge 4.11-b : CFD sonuçlarda evaporatörün 60 dakikada bir sıcaklıkları.....	48

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Unilab programının platformu.	2
Şekil 2.1 : Fan katı modeli ve çözüm ağı.....	3
Şekil 2.2 : Örnek bir Blast Freezer şeması	4
Şekil 2.3 : Hız dağılımı evaporatörün etrafındaki bölgelerde	5
Şekil 2.4 : Evaporatör üzerindeki yüzey arttırıcı elemanların dizilişi	6
Şekil 2.5 : Buzdolabı üzerine düşey hız ölçümü.....	8
Şekil 2.6 : Blast Freezer'ın işleminin çevrimi	9
Şekil 2.7 : Blast Freezer'ın işleminin çevrimi	9
Şekil 3.1 : Termodinamik soğutma çevrimi	11
Şekil 3.2 : Buzdolabının genel görünümü	12
Şekil 3.3 : Blast Freezer'ın soğutma prensibi.....	13
Şekil 3.4 : Deneye alınan Blast Freezer'ın görünüşü.	14
Şekil 3.5 : Deneye alınan Blast Freezer içerisine paketlerin yerleştirilmesi	15
Şekil 3.6 : Datalogger şeması.	16
Şekil 4.1 : Üç boyutlu katı model	17
Şekil 4.2 : Blast Freezer'ın CAD çizim modeli	18
Şekil 4.3 : Blast Freezer'ın CAD basitleştirilmiş modeli	19
Şekil 4.4 : Evaporatör bölgesinin çözüm ağı	20
Şekil 4.5 : Blast Freezer fanının çözüm ağı	21
Şekil 4.6 : Boş Blast Freezer'ın çözüm ağı	21
Şekil 4.7 : Blast Freezer'da Navier-Stokes denkleminin çözümü için sınır şartları..	26
Şekil 4.8 : Blast Freezer kondenserin teknik çizimi	30
Şekil 4.9 : Blast Freezer evaporatörün teknik çizimi.....	31
Şekil 4.10 : Kabin içerisinde hız dağılımının ön görünüşü	32
Şekil 4.11 : Kabin içerisinde hız dağılımının yan görünüşü.....	33
Şekil 4.12 : Blast Freezer'da teste alınan paketlerin CAD çizimi	34
Şekil 4.13 : Paketlerin basitleştirilmiş katı modeli	35
Şekil 4.14 : Dolu buzdolabının çözüm ağı.....	36
Şekil 4.15-a : Blast Freezer'da enerji denkleminin çözümü için sınır şartları	38
Şekil 4.15-b : Blast Freezer'da enerji denkleminin çözümü için sınır şartları	39
Şekil 4.16 : Dolu kabin içerisinde hız dağılımının yan görünüşü.....	40
Şekil 4.17 : Deneysel ve CFD sonuçların karşılaştırılması(60 dakikadan sonra)	44
Şekil 4.18 : Deneysel ve CFD sonuçların karşılaştırılması(120 dakikadan sonra)....	45
Şekil 4.19 : Deneysel ve CFD sonuçların karşılaştırılması(180 dakikadan sonra)....	45
Şekil 4.20 : Deneysel ve CFD sonuçların karşılaştırılması(240 dakikadan sonra)....	46
Şekil 4.21 : Paketlerin sıcaklık dağılımları.....	46
Şekil 5.1 : Blast Freezer için soğutma grubunun çizimi.....	51
Şekil 5.2 : Blast Freezer için soğutma grubunun katı modelinin çizimi.....	52
Şekil 5.3 : Blast Freezer için evaporatör ve fan grubu katı model tasarımları	52
Şekil 5.4 : Blast Freezer'ın dış gövde montaj resmi.....	53
Şekil 5.5 : Sistem geneli patlamış montaj resmi.....	53
Şekil 5.6 : Kalıptan çıktıktan sonra gövde imalatı.....	54
Şekil 5.7 : Menteşe ile monte edilmiş kapı.....	54
Şekil 5.8 : Blast Freezer için soğutma grubu ve elektrik montajı.....	55
Şekil 5.9 : Blast Freezer prototipin görünüşü	55

BLAST FREEZER (ŞOK DONDURUCU) İÇİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMI VE HAVA AKIŞININ İNCELENMESİ

ÖZET

Gıdaların uzun süreli muhafaza ihtiyacı, insanlık tarihi boyunca, bir amaç ve zorunluluk olmuştur. Bu doğrultuda uygulanan en yaygın yöntemler, kurutma, tuzla salamura yapma, konserveleme ve soğutmadır. Bütün muhafaza yöntemleri, gıdaların besin değerlerini ve kalite değerlerini en üst düzeyde tutmayı amaçlamaktadır. Ancak gıdaların gerek kurutma, gerekse salamura veya konserveleme işlemlerinde, besin değerlerinde (özellikle vitamin) meydana gelen kayıplar oldukça fazladır. Bu nedenlere bağlı olarak soğutma yöntemi bir çok gıdaya uygulanabilirlik, besin / kalite değerlerinin korunması ve uygulama kolaylığı bakımından en etkili yöntemdir. Günümüz teknolojik imkanları dahilinde en yüksek verimli soğutma sistemi dondurma / şoklama / derin dondurma teknolojisidir. Blast Freezer sistemlerine yönelik olarak günümüzde oda tipi ve buzdolabı tipi olmak üzere iki genel kullanım sınıfı bulunmaktadır. Mevcut durumda oda tipi sistemler ülkemiz genelinde de üretilebilir iken, buzdolabı tipi sistemlerin boyut ve ağırlık kriterleri nedeniyle teknik altyapısının daha zor olduğu görülmüştür.

Dondurma teknolojisi ile muhafaza etmenin temel prensibi, -18 °C derece ve daha düşük sıcaklık değerlerinde gıdayı hızlı bir şekilde dondurarak, gıda bozulmasına sebep olabilecek mikroorganizmaların çalışma ve çoğalma faaliyetlerinin tam olarak durdurulmasıdır.

Bu çalışmanın amacı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) tekniğini kullanarak Blast Freezer buzdolabında akışın kabin içerisinde hedeflenen şekilde homojen şekilde dolaşmasını ve gıda kütle merkezinin ısısını 270 dakikada 100 °C dereceden -18 °C dereceye düşürülmesini sağlamaktır.

Bu çalışmayı literatürdeki çalışmalardan farklı kılan özellik, şok dondurucu üzerinde deneysel ve HAD yöntemleri yardımı ile tasarımın doğrulanması ve daha verimli bir prototipin imalatıdır.

Çalışmada ileriki aşamada farklı fan motorları kullanılarak alternatif incelemeler yapılmıştır. Bu analizlerin sonucunda toplam debi ve her bir fandan çıkan debi değerleri bulunmuştur. Ayrıca kabin içindeki sıcaklık dağılımları ve deneysel çalışmalarla uyumluluğu gösteren ölçüm paketlerinin sıcaklık dağılımları da sunulmuştur.

Yapılan deneyler ve bunları destekleyen analizler doğrultusunda görülmüştür ki kabin içinde sıcaklık duvarlara yaklaştıkça artmaktadır. En soğuk paketler orta şok dondurucuda bulunmuştur. Sıcaklığın hızlı şekilde çok düşük değerlere düşmesi nedeni ile üst ve alt taraflardaki sıcaklık farkı çalışmamızı etkileyen önemli bir parametredir. Ayrıca kontrol panellerini kullanmadan, uyguladığımız sınır şartları ile çekirdek sıcaklığını istediğimiz sürede -18 C dereceye düşürülmesi mümkün kılınmıştır.

INVESTIGATION OF TEMPERATURE DISTRIBUTION AND AIR FLOW IN A BLAST FREEZER

SUMMARY

Preserving food was historically one of man's main challenges. The general methods of protection include drying, bedding in salt, conserving and freezing. All protection methods aim to maintain the content and quality of food at the highest possible level. However, drying, salting and conserving operations all result in the loss of some contents, especially the vitamins. Therefore, considering the quality and content of the food, freezing could be applied to many foods and this method is easier.

Regarding the modern technological possibilities, the highest level of quality could be achieved using freezing, blasting and deep-freezing where food is reserved safe for storage and later consumption. Blast freezing is commonly used in food catering and recently, in preparation of 'instant' foods, as it ensures the safety and the quality of the food product. A blast freezer is an appliance which reduces the core temperature of a cooked food from 100° C to -18° C in 270 minutes using 3 powerful fans and a cooling unit.

The main principle of using the freezing method is to freeze food in -18° C and to quickly reduce the core temperature. This research aims to use the CFD (Computational Fluid Dynamics) methods to reduce the temperature from 100° C to -18° C in 270 minutes so that activity and growth of microorganisms may be prevented which causes rinsing of the food.

In the present research, the model is designed in Solidworks CAD (Computer Aided Design) program, then analyzed in Ansys Fluent CFD program. The present research differs from the previous research work and literature mainly by finding a relation between the CFD and the experimental results which led to manufacturing of an improved prototype.

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

The layout of the thesis is roughly as follows. First and second chapters include literature review in which existing refrigerator analysis, principles, food placement and CFD modeling of fan and cooling units are presented. Third chapter encompasses presenting the purchased refrigerator, testing environment, equipment and data logger. In the next step, a numerical model was generated and transferred from CAD to CFD environment and analyzed in Chapter 4. In Chapter 5, production line and prototype are presented in brief. Finally, the results are presented in the sixth chapter.

In this thesis work, Unilab commercial program is utilized to select evaporator and condenser. Mesh generation using Moving Reference Frame (MRF) method for

modeling of the fan and the experimental approach of this study are based on the similar research and literature.

In experiments, the model was installed in a laboratory test room. The packages were placed in the Blast freezer in 14 1/1 GN trays. Then, the space between back of the model and rear wall of test room was adjusted to be 500 mm, as well as at least 1500 mm for space between sides of the refrigerator and side walls. The test was commenced at fixed 35 °C as ambient temperature. A package of 1kg was placed in each tray. In total there were 14 packages weighting 14 kg. During a 240-minute period the temperature of packages were recorded simultaneously utilizing 14 sensors.

During the experiments, core temperature of packages were recorded during a 4-hour process using data logger. The laboratory is conditioned to ensure the ambient temperature and relative humidity with respect to the tropical environment standards.

For CFD, simplified CAD design of Blast freezer was exported to Ansys and was meshed using a number of meshing methods. In Fluent software, obtained meshed file was imported and boundary conditions were applied. The material specifications of air as a coolant and polyurethane as insulation material were applied in the CFD program.

Consequently, pressure based k- ϵ turbulence model was used to solve for the Navier-Stokes and energy equations. Then the airflow analysis and both airflow and temperature analysis were obtained for empty and full Blast freezer respectively.

The research is carried out using different fan motors. Upon conclusion, the sum total debit (mass flow) and the debit of each fan is given. In addition to debit, temperature distribution in the cabin and in measuring packs and its agreement with other experiments is presented.

Based on experiments and analyses, the temperature in the cabin increase as we approach the walls. The effect of weight of cooling air can be neglected due to the high speed of the exiting stream from fans. These fans also avoid downeard movement of cold stream.

In terms of air circulation, the model refrigerator can be divided into three parts: The first part is affected by upper fan. Second part is under the influence of middle fan and the last part is affected by the bottom fan. The research shows that air stream is more dense in middle zone. The reason relates to the fact that one side of the upper and bottom fans are closed; while for the middle fan both sides are open and this leads to stream of more air and cooling middle pockets. Because of the decrease of temperature to very low levels, the difference of temperature in upper and lower parts will not influence our research. Moreover, without using the control system, -18° C could be achieved until we use the boundary conditions for obtaining the core temperature.

Validated from the computational analysis and the experimental studies, it is seen that the coolest packages are found to be in the middle regions while the warmest ones are in the upper and lower regions. The highest mass flow rates are at the fan outlet and the lowest rates are found at the fan inlet.

The maximum velocity of 31.123 and 26.91 m/s were obtained for empty and full refrigerator respectively. Core temperature reduction in CFD and experimental model were agreeable. The average difference was 0.694° C which is a negligible value and it implies the CFD model is valid. Therefore the prototype production is carried out with the respect to the CFD solutions.

After the prototype was manufactured, some tests according to the EN16825 have been performed and it is approved that the prototype complied with the performance requirements. Then, this Blast freezer is presented to the market.

1. GİRİŞ

Pişmiş yemeklerin besin değerlerini kaybetmeden ve bakteri üremesine engel olunarak hızlı soğutulması amacıyla kullanılan Blast Freezer (Şok dondurucu) Buzdolapları son yıllarda birçok ülkede gıda sektöründe önem kazanmıştır. Bu kapsamda, sağlık ile ilgili düzenlemeler nedeniyle kullanımı başta Avrupa Bölgesi olmak üzere birçok ülkede zorunlu tutulmakta olmasına karşın, bu alanda küresel ölçekte imalatçı firma sayısı yetersiz kalmaktadır. Blast Freezer sistemlerine yönelik olarak günümüzde oda tipi ve buzdolabı tipi olmak üzere iki genel kullanım sınıfı bulunmaktadır. Mevcut durumda oda tipi sistemler ülkemiz genelinde de üretilebilir iken, buzdolabı tipi sistemlerin boyut ve ağırlık kriterleri nedeniyle teknik altyapısı daha zor olduğu görülmektedir.

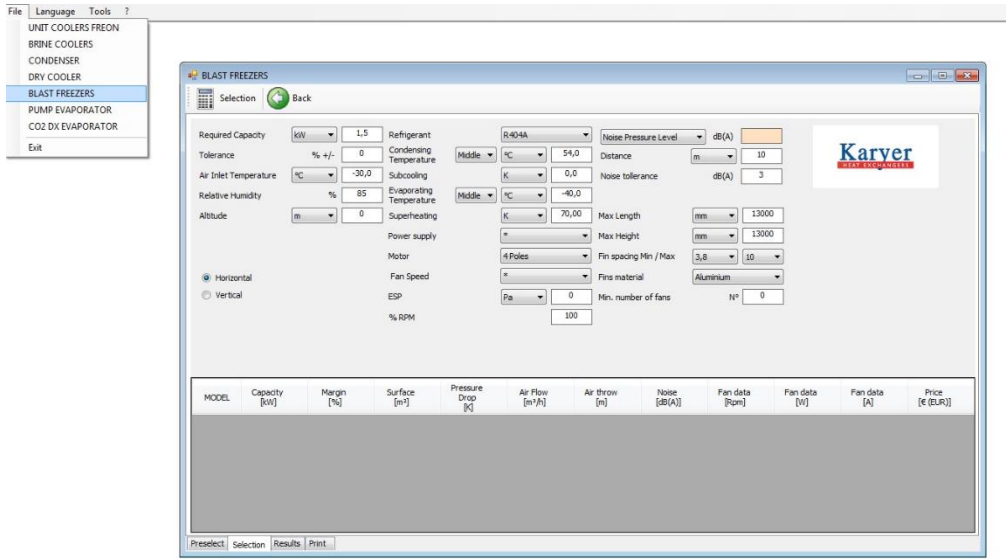
Bu çalışma kapsamında bir Blast freezer (şok dondurucu) için evaporatör, kompresör, kılcal boru olmak üzere soğutma grubu tasarımları, dolap içi hava dönüşümün ve yemeği soğutma veriminin artırılmasına yönelik iç yapı ve fan (kanatçık sayısı, geometrisi, boyutu, konumu vb.) tasarımları, dış konstrüksiyon ve izolasyon grubu tasarımları yapılarak CFD tekniği ile soğutma analizleri gerçekleştirilmiştir. Yeni yaygınlaşan Blast Freezer sistemleri konvansiyonel buzdolaplarına kıyasla çok daha farklı teknik bir altyapı ile üretilmektedir. Bu kapsamda mevcut buzdolaplarına oranla en temel farklılık 270 dk süre içerisinde gıda kütle merkezinin sıcaklığının 100 °C dereceden -18 °C dereceye düşürebilecek olmasıdır. Bu tez kapsamında deneysel model çalışmaların bilgisayar ortamında doğrulanmasına yönelik simülasyon çalışmalarında CAD ve CFD teknikleri kullanılacaktır.

Bu çalışmayı önceki benzer literatürden ayıran temel özellik, çalışmanın nümerik analizlerde fanların etkisinden ulaşan türbülans akışının incelemesi ve bu akışın tasarım açısından ne kadar verimli olduğunu göstermesidir.

Deneysel yöntem olarak kullanılan Datalogger (veri kayıt cihazları) ölçümleri ve ısı odası testlerinin sonuçları, bilgisayar ortamında oluşturulan modelin ticari bir yazılım kullanılarak yapılan analiz sonuçlarını valide etmek için kullanılmıştır. Veri kayıt

cihazları (Dataloggerlar), genelde kanıtlanabilir bir kalite kontrol için gerekli olan tam bir dokümantasyon seçeneği sunmaktadır. Datalogger cihazın her 1 dakikada istenilen ya da istenmeyen bütün değişimlerini hafızasında tutar. Bu çalışmalarda veri kayıt cihazlarının yardımı ile her dakikada paketlerin çekirdek sıcaklığı ölçümü alınmıştır.

Ayrıca, soğutma çeviriminin tasarımı ve matematiksel hesaplamalı UNILAB programını kullanarak hesaplanmıştır. Bu programın veri tabanında üretim hattında imal edilmiş evaporatör ve kondanseler mevcuttur. Her hangi bir çalışma şartını uygulayarak evaporatör ve kondanserin güçleri hesaplanmıştır. Dolabın dış ve iç sıcaklıkları, hacmi, soğutucu fanların debisi, yemek kütesinin ağırlığı ve sıcaklıkları evaporatör ve kondanserin gücünün hesaplaması için gerekli bilgilerdir. Bu verileri sisteme girerek, soğutucu gazın tipi belirlendikten sonra, evaporatör ve kondanser seçimi yapılmaktadır. Şeki 1.1' de UNILAB programında evaporatör seçimi gösterilmektedir.



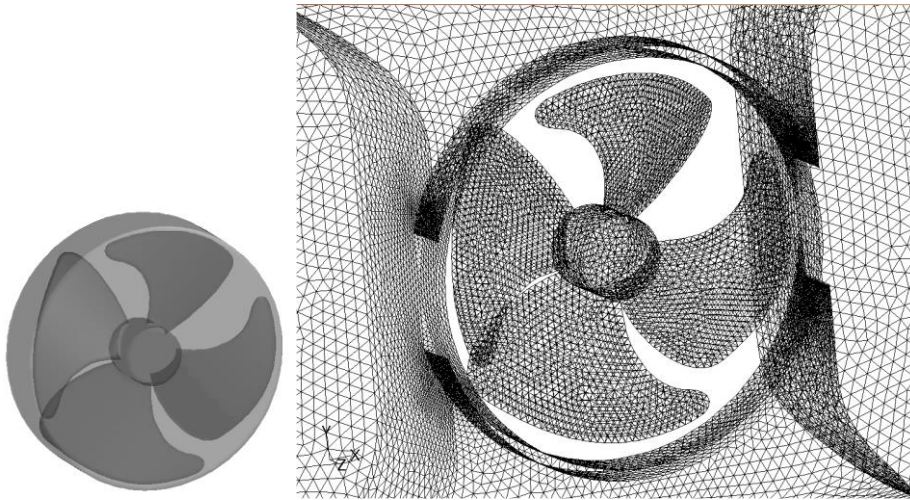
Şekil 1.1 : Unilab programının platformu

Ayrıca dolabın gerçek uygulamalardaki paket sıcaklıklarının değişimlerinin simülasyonu yapılmıştır. Bunun için buzdolabında defrost nedeni ile kompresör durma zamanları ihmal edilerek, operasyon boyunca buzdolabın defrosta girmemesi farz edilerek, analiz bu şekilde devam etmiştir ve elde edilen paket sıcaklık değişimleri ve vektörel hız dağılımları grafiklerle gösterilmiştir.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Buzdolaplarında kabin içinde sıcaklık dağılımının homojen olmasına yönelik tasarımların geliştirilmesi yoğun olarak çalışılan bir konudur. Soğuk havanın aşağı doğru hareketi ve bununla birlikte sıcak havanın yükselmesi sonucunda buzdolabının üst bölgelerinde sıcaklıkların daha yüksek olduğu görülmektedir. Buzdolabı içinde görülen homojen olmayan sıcaklık dağılımı, buzdolabının performansını düşürerek, enerji tüketimini arttırmaktadır. Buzdolabında homojen sıcaklık ve hava akışı sağlamak üzere çeşitli fanlar kullanılmaktadır. Ayrıca her fanın ön ve arkasında hız vektörlerinin dağılımı ve üfleme yönlerinde sıcaklık değişimleri önemli konulardır. Fanların doğru şekilde nümerik metotlar kapsamında analizleri ve CFD sonuçlarının elde edilmesi çok önemli bir çalışma temelidir.

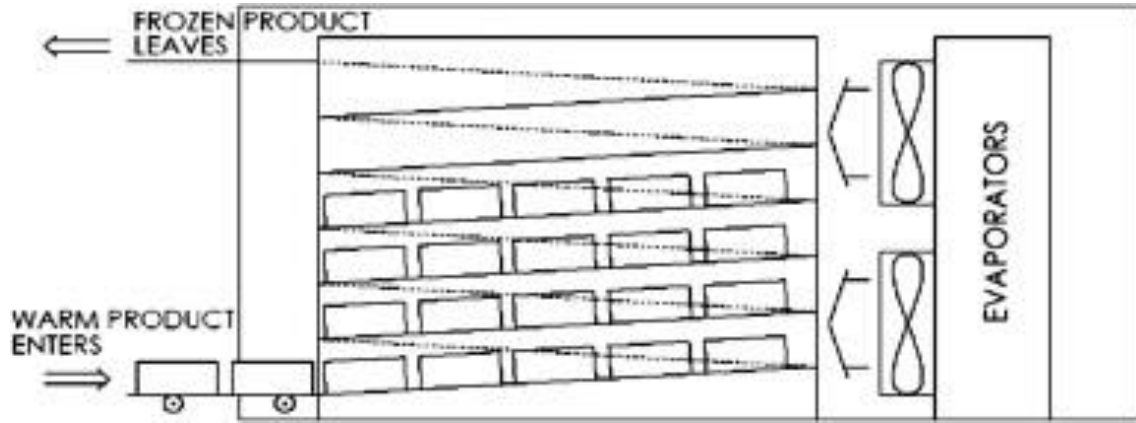
PAKDİL'in [1] yüksek lisans tezi çalışmasında kapalı bir sistemde CFD ve deneysel sonuçların karşılaştırılması ve oda şartlarını sağlayarak ortamdaki sıcaklık, ısı transfer katsayıları, yalıtım malzemesi v.b parametreleri CFD analizlerine uygulanmasından bahsedilmiştir. Bu çalışmada yer alan fan modeli ve CFD yönteminde kullanılan çözüm ağı Şekil 2.1 de görülmektedir.



Şekil 2.1 :Fan katı modeli ve çözüm ağı [1]

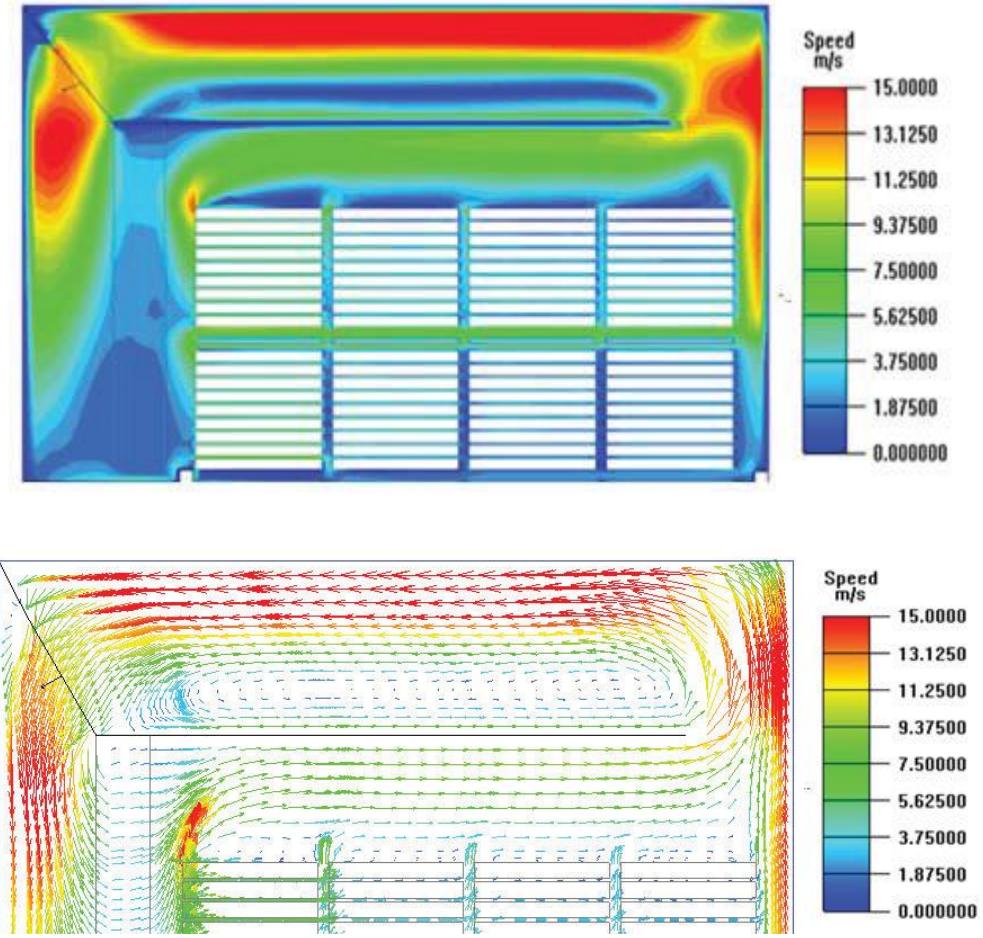
PAKDİL'in çalışmasında gıdaları temsil eden paketler üzerinde deney yapılmıştır ve sonuçları CFD ile karşılaştırarak modelin doğrulanması sağlanmıştır. Bu çalışmada en soğuk paketlerin konumu belirlenerek sıcaklığı etkileyen parametreler gözlemlenmiştir. PAKDİL bu çalışmada PIV kullanarak paketlerin sıcaklıklarını ölçmüştür ve aynı noktada CFD' de bu değerlere ulaşmıştır.

DEMPSEY v.d' in [2] büyük çapta çift fanlı Şok dondurucu analizlerinde, gıdaların nasıl bir yöntem ile boşluk içerisinde nerede olması gerektiği ve daha verimli olması için üfleme yönü çalışılmıştır. Şekil 2.2 bu çalışmanın sonuçlarını göstermektedir.



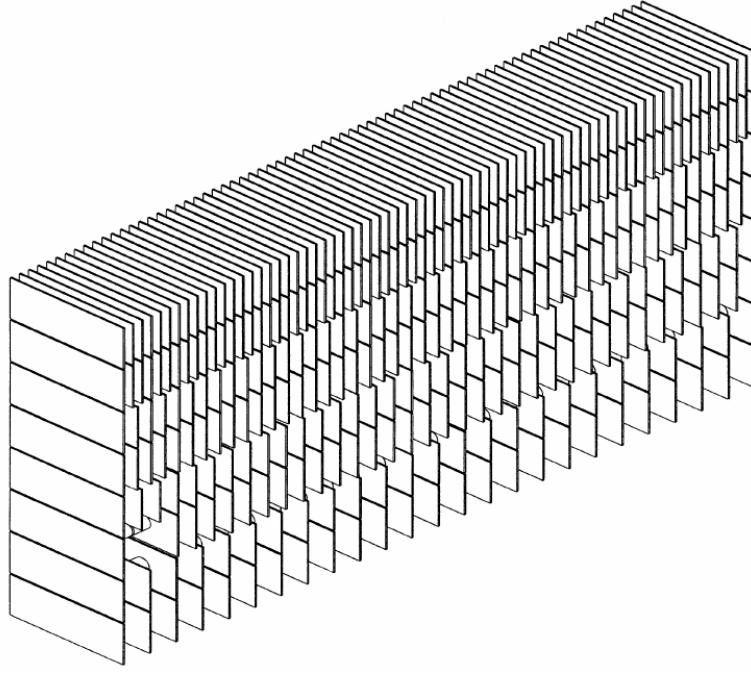
Şekil 2.2 : Örnek bir Blast Freezer şeması [2]

Blast Freezer tasarımlarında, evaporatörün fanlar ile mesafesi çok önemli bir konudur. Evaporatör, soğutma sisteminde soğutma yükünü taşıyan kısımdır. Akışın evaporatörün üzerinden geçerek fanlara vardığı anda incelenmesi gerekmektedir. Çünkü duvar ve evaporatör veya fan ve evaporatör arasındaki mesafe, soğutmanın daha verimli olmasını ve gereksiz yerlerde karlanmanın engellenmesini sağlayan bir parametredir. ALONSOA, vd'in [3] yaptıkları bir çalışmada, yatay tip buzdolaplarında evaporatörden akışın çıkışı ve kabin içerisindeki dolaşım incelenmiştir. Bu çalışmada duvarlar ve evaporatör arasındaki mesafenin akışın hızına etkisi araştırılmıştır. [3] Şekil 2.3 bir buzdolabında evaporatörden alınmış bir kesit şemasıdır. Duvarlara yakın ve ayrıca yukarıdaki tavanda bir sirkülasyonu gösteren bir sonuç elde edilmiştir. Duvar kenarında akış yüksek hıza sahiptir. Bu kesit sağ ve sol taraflarda hızın ne kadar farklı olduğunu göstermektedir.



Şekil 2.3 : Hız dağılımı evaporatörün etrafındaki bölgelerde [3]

Y. C. SHIH'in [4] çalışmasında konvansiyonel buzdolabında evaporatör üzerinde hava tarafı ısı transferi ile ilgili nümerik analizler yapılmıştır. Temel amaç ısı transferi performansını artırarak enerji tüketiminde iyileştirmeler yapabilmektir. Bu çalışmada; hava akışının daimi olduğu, havanın sıkıştırılmaz olduğu ve termofiziksel özelliklerinin sabit kaldığı, evaporatör üzerindeki sıcaklıkların sabit kaldığı ve radyasyon etkisinin ihmal edildiği kabulleri yapılmıştır. Analizlerde türbülans kinetik enerji denklemleri açık tutulmuştur. Kullanılan evaporatörün yüzey artırıcı elemanları Şekil 2.4'de görüldüğü gibi havanın evaporatöre ilk geldiği bölgelerde (alt bölgelerde) seyrek iken sonlara doğru sıklaşacak şekilde yerleştirilmiştir. Bu sayede havanın daha düzgün yönlendirilmesi amaçlanmıştır.



Şekil 2.4 : Evaporatör üzerindeki yüzey arttırıcı elemanların dizilişi [4]

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

M. K. CHOURASIA'nın [5] yapmış olduğu çalışmada gıda olarak patateslerin bozulmadan muhafaza edilmesi için soğuk odanın içindeki ısı transferi ve nem kaybı incelenmiştir. Deney süresi 6 aydır ve bu süre boyunca oda açılmamaktadır. Bu durumda odanın içerisindeki hava akışının sabit kaldığı kabulü yapılarak hava akışı daimi durum (steady state) olarak belirtilmiştir. Çözümü basitleştirmek için 2 boyutlu model kullanılmıştır. Ayrıca soğutucu borular modellenmemiştir. Boruların sağladığı ısı ve kütle transferini modellemek için sıcaklıklar ve bağıl nem oranları kullanıcı tanımlı fonksiyonlarla belirlenmiştir. Bu değerler deneysel sonuçlardan alınan sonuçlarla tanımlanmıştır Chourasia, nümerik analizlerinin sonuçlarında ortalama sıcaklık değerini, deneysel çalışma sonuçlarına göre 0.5°C farkla yakalamıştır. Bunun yanında nümerik çözümle elde edilen nem kaybı, deneysel sonuçlarla elde edilenden %0.61 daha yüksektir.

AMARA [6] yapmış olduğu çalışmada ev tipi bir buzdolabı içindeki doğal taşınım esnasında oluşan hidrodinamik sınır tabaka kalınlığını ve dikey duvarların sınır şartlarına bağı akış hareketlerini incelemiştir. Bunun için hem deneysel hem nümerik analizler yapmıştır. Deneyler için PIV (Particle Image Velocity) tekniğini kullanmıştır. Nümerik çözümü yaparken Fluent yazılımı ile dolabın simülasyonunu oluşturmuştur. Dış sıcaklığı sabit olarak kabul ettiğı analizlerde duvarlar için global ısı transfer katsayısı kullanmıştır. Ayrıca doğal taşınım çözdürdüğü için laminar hava akışı çözdürmüştür. Evaporatörü ihmal ederek kurduğı modelde evaporatörün bulunduğı arka duvara sabit sıcaklık tanımlayarak dolap içini soğutmayı bu duvardan sağlamıştır. Bu sıcaklıkları da kompresörün çalışma ve durma zamanlarındaki deneysel verilerine dayanarak sırasıyla -10°C ve 0°C olarak tanımlamıştır. Sonuç olarak yaptığı 3 boyutlu simülasyon ve deneysel çalışmanın sonuçları (yaklaşık 2.5cm) birbirine yakın çıkmıştır.

DING [7], yapmış olduğı çalışmada buzdolabı içerisindeki sıcaklık dağılımının raflarla evaporatör arasındaki mesafe ve raflarla kapı arasındaki mesafe ile bağlantısını incelemiştir. Bahsedilen bu iki farklı durum için hem deneysel hem de nümerik analizler yapmıştır. Kurduğı modellerin birincisi doğal taşınımın hakim olduğı model, ikincisi ise fan ve hava kanalının bulunduğı zorlanmış taşınımın hakim olduğı modeldir. Nümerik analizleri Star-CD yazılımı ile gerçekleştirmiştir. Yapmış olduğı analizlerin ve deneylerin sonucunda, mesafelerin daha kısa olmasının, dolap içerisindeki sıcaklıkların daha düzenli (tek tip) olmasını sağladığını görmüştür. Bunun yanında fan ve hava kanalı ekleyerek kurmuş olduğı sistemde havanın daha düzenli (tek tip) olduğı sonucuna varmıştır.

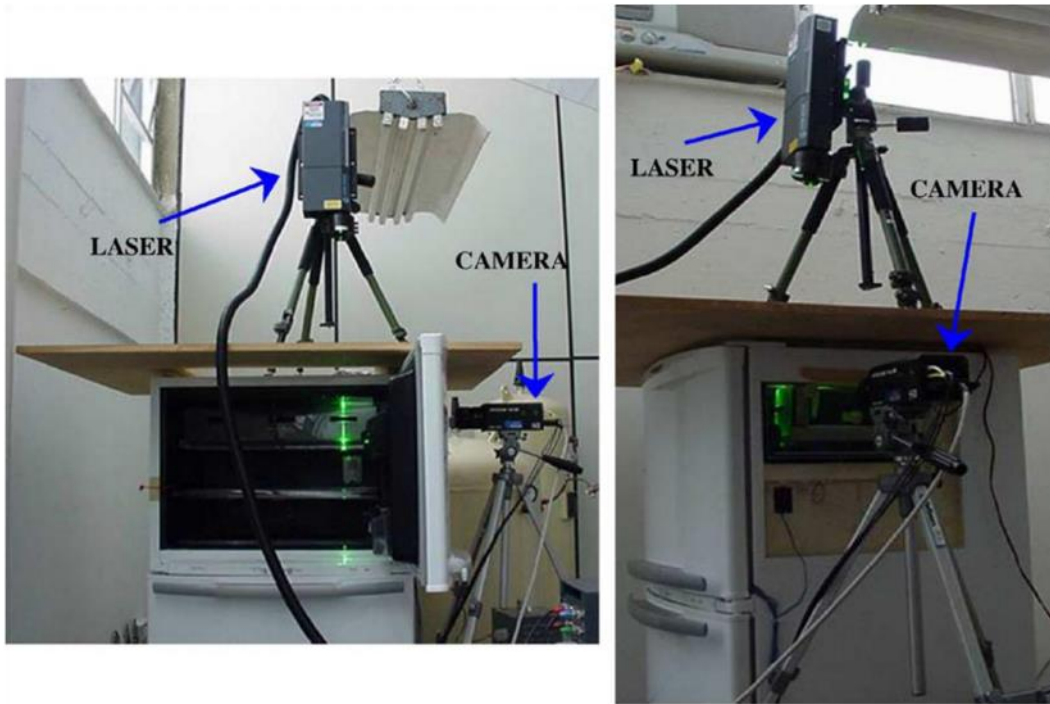
MIRADE vd. [8] 2002 yılında yaptıkları çalışmada domuz eti üzerinde CFD ve deneysel analizler yapılmış ve sonuçları Chiller sisteminde kabul edilecek deneysel analiz ve CFD ile karşılaştırılmıştır. Çalışmada, 350 noktada deneysel ve CFD' den elde edilen sıcaklıklar arasındaki farkların 1 dereceden fazla olmadığı gösterilmiştir. Çalışma sonucunda, yüzey ve kütle merkezi sıcaklıkları ölçülerek aradaki fark ve sıcaklığın nasıl düştüğü gözlemlenmiştir.

KAZUHIRO FUKUYO vd. [9], ev tipi derin dondurucu üzerine yapmış oldukları çalışmada, hava akışının homojen vaziyette kabinin tüm noktalarına ulaşması, özel bir bölgenin (kabinin üst tarafı) daha soğuk tutulması ve tasarımın enerji verimlik

açısından optimum hale getirilmesi gösterilmiştir. Bu çalışmada sonlu hacimler metodu ile bir tübülans modeli oluşturulmuş ve CFD analizleri gerçekleştirilmiştir.

O. LAGUERRE vd. [10] yapmış oldukları çalışmada, bir buzdolabının zorlanmış taşınım karşısındaki sıcaklık dağılımı CFD ve deneysel modeller ile incelenmiştir. Bu çalışmanın önemi, buzdolabının boş ve dolu halinde akışın dolaştığının karşılaştırılmasıdır.

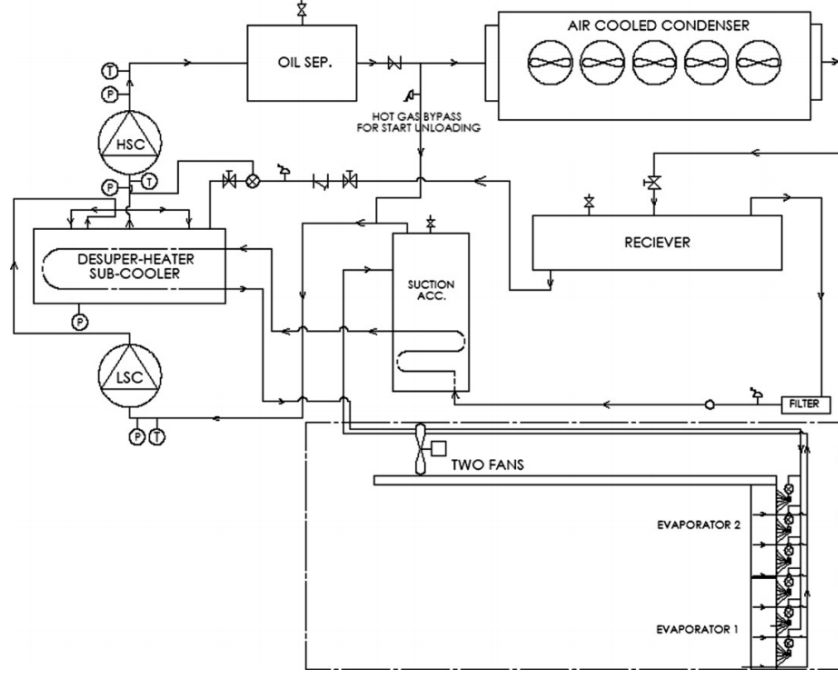
LACERDA vd. [11] tarafından 440 litre hacime sahip bir NF (No Frost) buzdolabı üzerinde bir PIV çalışması gerçekleştirilmiş ve dondurucu bölme içerisine yerleştirilen 7 adet T-tipi ısıl çift yardımı ile sıcaklık ölçümü alınmıştır. Şekil 2.5’ de hız ölçümünün düzeneği gösterilmektedir.



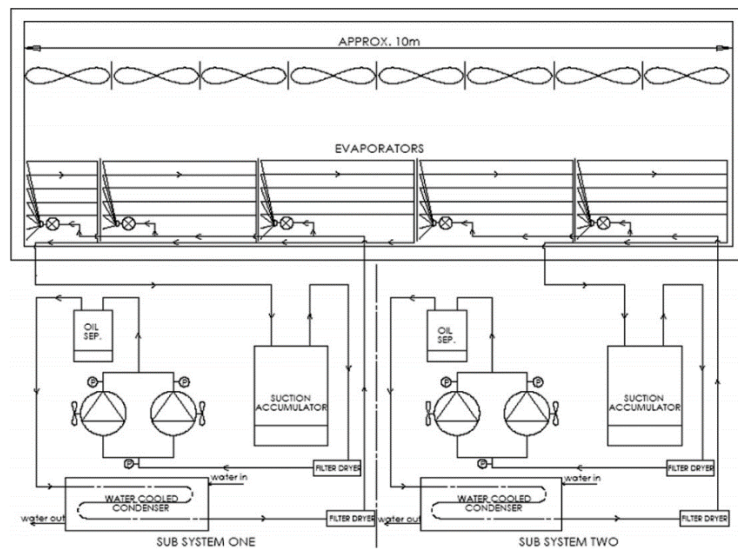
Şekil 2.5 : Buzdolabı üzerine hız ölçümü [12]

POYRAZ [12] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada ,iki kapılı buzdolabının dondurucu bölmesi incelenmiştir. Enerji tüketimine etki eden parametreler olarak evaporatör sıcaklığı ve evaporatörden geçirilerek kabine üflenen hava debisi seçilmiştir. Bu parametrelerin buzdolabı çalışma oranına olan etkisi belirlenerek enerji tüketimi çıkarımı yapılabilmektedir. Oluşturulan deney düzeneğinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sonucunda, buharlaşma sıcaklığı ile hava debisinin buzdolabı enerji tüketimini nasıl etkilediği belirlenmiştir.

DEMPSEY v.d [2]'nin 2005 yılında bir Blast Freezer çalışması için hazırladıkları şoklama çevrimi ekil 2.6 ' da gösterilmiştir. Bu şemada soğutma grubu, fan ve motorun yerleşimi gösterilmiştir. Şekil 2.7 ' de 8 fan yardımı ile bu cihazda şok dundurma yapılmış ve fanların evaporatör ile yakın bir mesafede montaj edilmesi gösterilmiştir.



Şekil 2.6: Blast Freezer'ın işleminin çevrimi [2]



Şekil 2.7 : Blast Freezer'ın işleminin çevrimi [2]

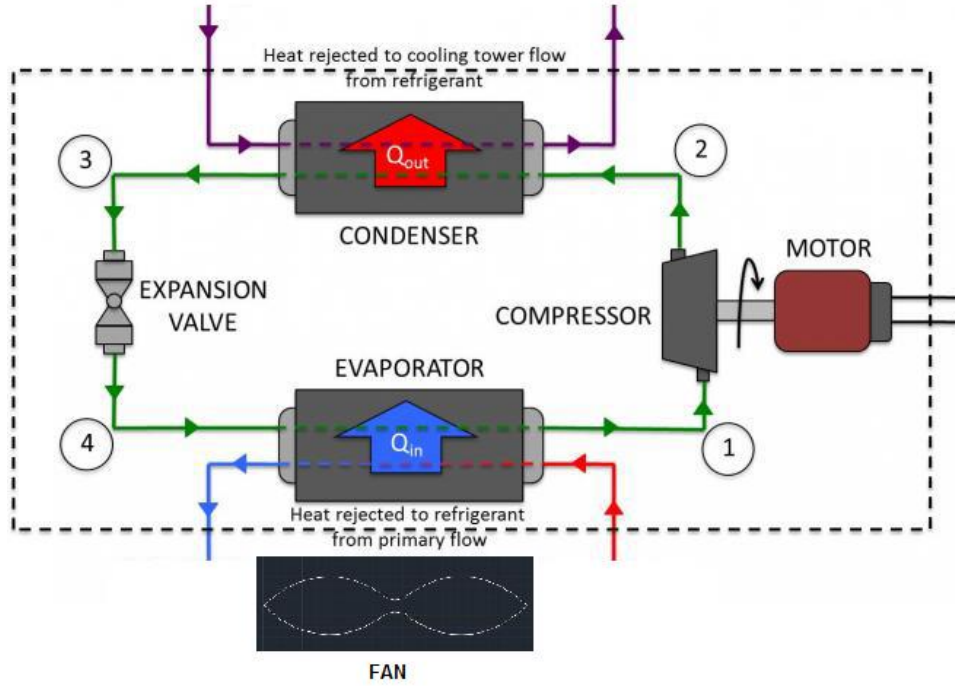
LUIS v.d [13] 2013 yılında yaptıkları çalışmada, Blast Freezer'ın etkisini gıda kütle merkezinde incelemiştir. Bu çalışmada deneysel analizler yapılmıştır. Birinci deneydeki soğutucu akışkan helyum ve ikinci deneydeki soğutucu akışkan hava olmuştur. Bu deneylerin neticesinde balık üzerinde yapılan analizlerde yemeklerin ağırlığının kaybı hava ile şoklandığı zaman daha düşük miktarda ölçülmüştür ve yapılan sonuçlara istinaden hava ile şok dondurmanın çok daha verimli olduğu tespit edilmiştir. Bu çalışmanın sonunda yemeklerin kütle merkezlerinin sıcaklıkları datalogger yardımı ile ölçüme alınmıştır.

3. GENEL TANIMLAR, DENEY DÜZENEKLERİ

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

3.1 Blast Freezer Buzdolabı ve Termodinamik Soğutma Çevrimi

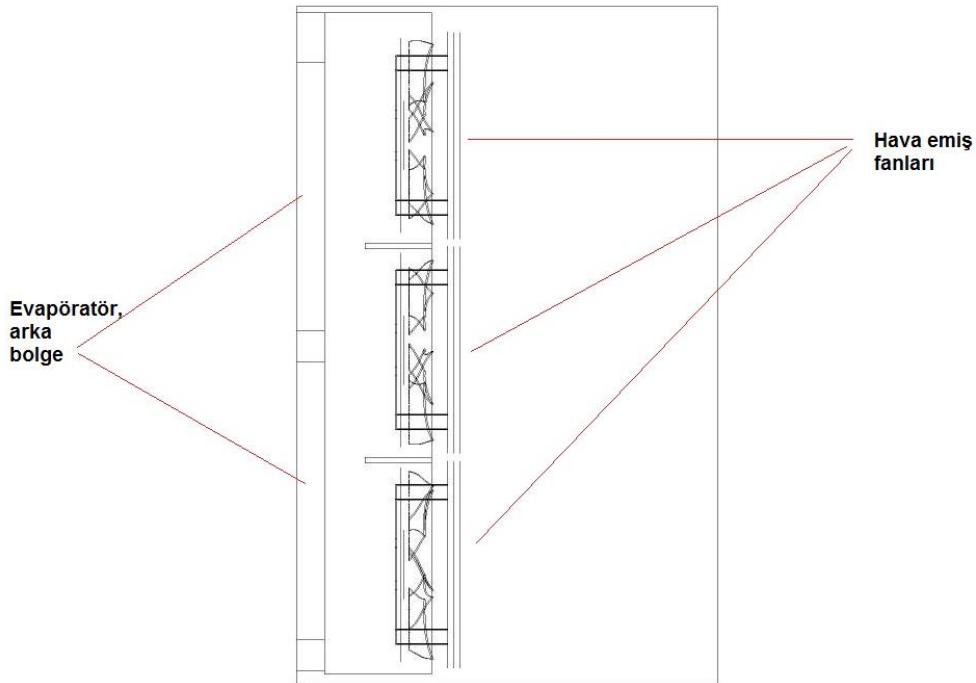
Bir buzdolabında soğutma işlemi termodinamik soğutma çevrimi ile sağlanır. Blast Freezer buzdolabındaki temel prensip, fan gücü ile konveksiyon ısı transfer katsayısının artması ve dolayısıyla hızlıca ısı transferini sağlamaktır. Konvansiyonel buzdolaplarından farklı olarak Blast Freezer dolaplarında zorlanmış taşınım ile ısı transferi sağlayan hava sağlama sistemi bulunmaktadır.



Şekil 3.1: Termodinamik soğutma çevrimi

Klasik bir termodinamik soğutma çevrimi Şekil 3.1’de gösterilmektedir. Sistemin 4 ana elemanı vardır: evaporatör (buharlaştırıcı), kompresör, kondenser (yoğusturucu) ve kılcal boru (kapileri). Kısaca soğutma çevrimi su aşamalardan oluşmaktadır; Evaporatörden geçen sıvı akışkan, soğutulması istenilen hacimden ısı çekerek buharlaşır ve buhar fazında kompresöre ulaşır. Kompresörde soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı arttırılarak kondensere iletilir. Kondenser genellikle buzdolabının dış ortamdan görünebilecek şekilde dışında bulunmaktadır. Bu durumda dış ortamın daha düşük sıcaklıkta olması, soğutucu akışkandan dış ortama ısı transferinin gerçekleşmesini sağlar. Kondenseri terk eden soğutkan yoğuşmuş olarak kılcal boruya ulaşır. Kılcal boru boyunca basıncı düşürülen akışkan, düşük sıcaklıkta buharlaşmaya hazır hale gelerek evaporatöre ulaşır ve döngü tamamlanmış olur.

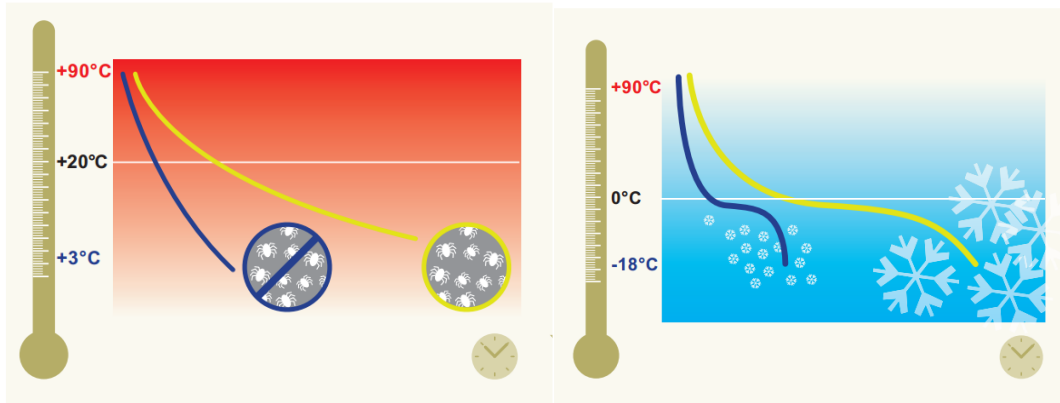
Şekil 3.2 ’den de görülebileceği gibi Blast Freezer dolaplarında hava sağlama sistemi tamamen fanlardan oluşmaktadır. Bu çalışmada kullanılan buzdolabındaki fan, kabinin içindeki havayı kabin içinden emerek evaporatörün bulunduğu alana gönderir. Evaporatörün bulunduğu alanda soğuyan hava, dolabın yan taraflarından tekrar kabin içine verilir ve bu şekilde paketlerin soğuması sağlanır.



Şekil 3.2: Blast Freezer modelinin genel görünümü

Blast Freezer buzdolabında iki kademeli bir prensip ile ürünün zamanla soğutulması sağlanır. Şekil 3.2 ’de belirtildiği gibi mavi çizgi evaporatörün sıcaklığını ve sarı

çizgi ise yemeklerin çekirdek sıcaklıklarını göstermektedir. Bu çalışma prensibi standart olarak tüm Blast Freezer buzdolaplarında geçerli olmuştur.



Şekil 3.3: Blast Freezer'in çalışma prensibi

Blast Freezer buzdolaplarının bir diğer önemli özelliği ise konvansiyonel buzdolaplarında görülen karlanma-buzlanma olayının gerçekleşmemesidir. Fanın zorlama etkisiyle havanın evaporatör üzerinden geçmesi karlanma-buzlanma olayının evaporatör üzerinde gerçekleşmemesini sağlamaktadır. Bu sayede kabin içinde karlanma buzlanmadan dolayı oluşacak kötü görüntü ve hacim daralması engellenmiş olur.

Evaporatör üzerinde biriken karlar evaporatör üzerinde bulunan ısıtıcı vasıtasıyla defrost zamanlarında eritilerek çözülmüş olur ancak buzdolabı 4 saatlik dondurma işlemi esnasında defrosta girmez. İşlem bittikten sonra buzdolabı depolama moduna girer ve bu aşamada defrost işlemi gerçekleştirilir.

3.2 Isı Odası Deney Düzeneği

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

Buzdolabı deney odasına alındıktan sonra yiyecekleri temsil eden farklı boyutlardaki paketler soğutma kapasitesine göre paket-paket ve paket-duvar arası mesafeleri belirli limitler altında olacak şekilde yerleştirilir ve bu şekilde yüklenebilecek maksimum yük ile yüklenir. Bunun için Avrupa birliğinin EN 16825:2015 numaralı standardı uygulanarak test odasındaki şartlar ve şok dondurucunun paketler ile

doldurulması yerine getirilmiştir. Bu standarda göre şok dondurucunun yan duvarları ve deney odasının duvarlarındaki mesafe minimum 150 cm olmuştur. Nem ve sıcaklık ölçen sensörler deney odasının duvarları ile 50 cm'lik bir mesafede yerleştirilmiştir sıcaklık ve nemi homojen vaziyette dağıtmak için yan duvarlarda radyal fanlar kullanılmıştır. Ayrıca datalogger yardımı ile her paketin sıcaklıkları sınırsız aralığında ölçüme alınmıştır. 15 kg maksimum kapasiteye sahip olan Blast Freezer buzdolabında 14 raf mevcuttur ve dolayısıyla her rafta yaklaşık 1 kg'lık paket yerleşimi mümkündür. Bu paketler her rafa yerleştirilmekte ve test odasında deneye hazırlanmış vaziyette işleme alınmaktadır. Her paketin ağırlığı 1000 gr olduğu için her rafa 1 paket yerleştirilmiş ve buzdolabında mevcut olan 14 raftan dolayı, toplam ağırlık 14 kg olmuştur. Bu ağırlık aynen CFD programında da uygulanmıştır ve deney sonrasında sonuçlar karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.4 : Deneye alınan Blast Freezer'in görüntüsü



Şekil 3.5: Deneye alınan Blast Freezer içerisine paketlerin yerleştirilmesi

3.3 Datalogger Düzenegi

Datalogger, bir bilgiyi önceden ayarlanmış zaman aralıklarına göre kaydedebilen cihazlardır. Datalogger cihazları aynı zamanda veri kaydedici olarak da adlandırılır. Bu kayıt değerleri günümüzde sensör teknolojilerinin gelişmesi sayesinde kolayca ölçülebilmekte ve sensör tarafından ölçülen tüm değerler kayıt altına alınabilmektedir. Datalogger cihaz her 1 dakikada istenen ya da istenmeyen bütün değişimleri hafızasında tutar. Bu çalışmalarda veri kayıt cihazlarının yardımı ile her dakikada bir kere paketlerin çekirdek sıcaklığı ölçüme alınmıştır. Kullandığımız veri kayıt cihazının görüntüsü Şekil 3.6'daki gibidir. Bu cihazlar 14 ayrı sensör ile her raftaki paketlerin sıcaklıklarını ölçmektedir. Sıcaklık değerleri 4 adet TESTO 175t datalogger ile ölçüme alınmıştır ve tüm değerler bilgisayar ortamında kaydedilmiştir. Her datalogger 16000 veriyi 500 gün boyunca kaydetme kabiliyetine sahiptir. Entegre sensörüne sahip olan bu cihaz -30 ... +190 °C geniş ölçüm aralığına sahiptir.



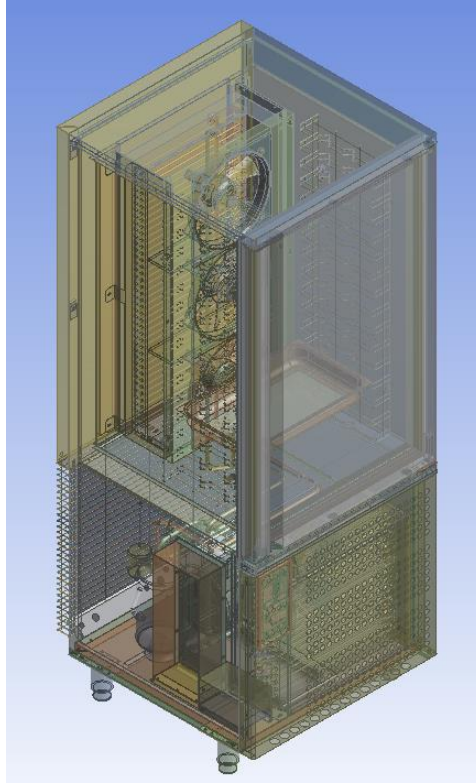
Şekil 3.6 : Datalogger şeması

4. NÜMERİK MODEL

Bu bölümde bir Blast Freezer (şok dondurucu) için yapılmış deneyler ve bu deneylerin bilgisayar ortamında oluşturulan modeli ile yapılan nümerik (CFD) analizler hakkında bilgi ve sonuçlar verilecektir. Yapılan analizler deneysel sonuçlarla karşılaştırılacak, benzer ve farklı sonuçlar sebepleri ile beraber irdelenecektir.

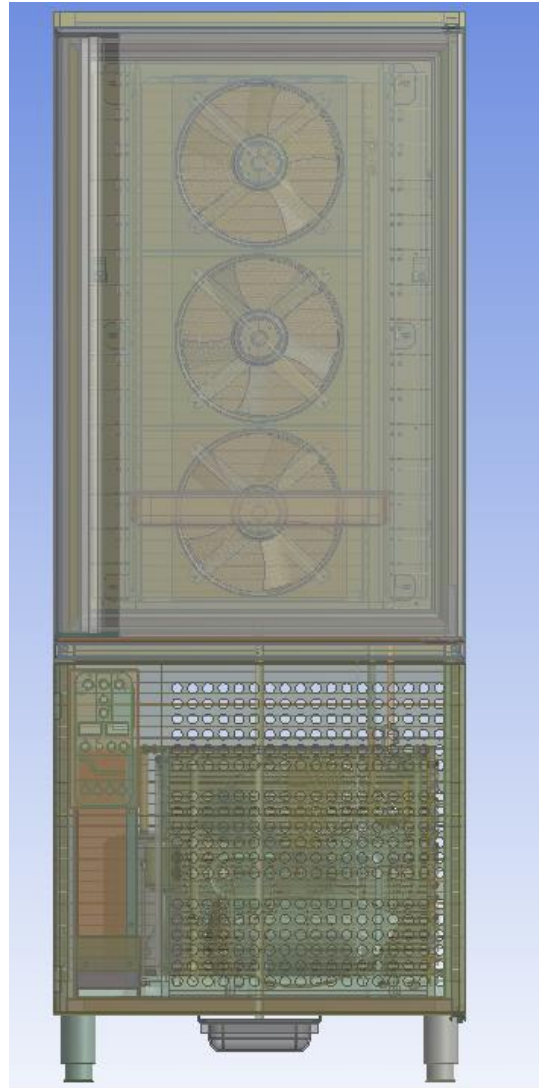
Şok dondurucu hakkında temel bilgiler şöyledir; +35°C dış ortam sıcaklığında çalışır, 380 volt trifaze akım ile beslenir ve 4 saat işlem boyunca 3000 watt tüketen bir cihazdır. Şok dondurucu 15 kg pişirilmiş yemek şoklama kapasitesine sahiptir ve cihaz 4 sensore sahiptir. Bu sensorlar iç ortam, evaporatör, kondansör ve yemek kütle merkezinin ısısını 4 saat işlem boyunca ölçmektedir.

4.1 Katı Model

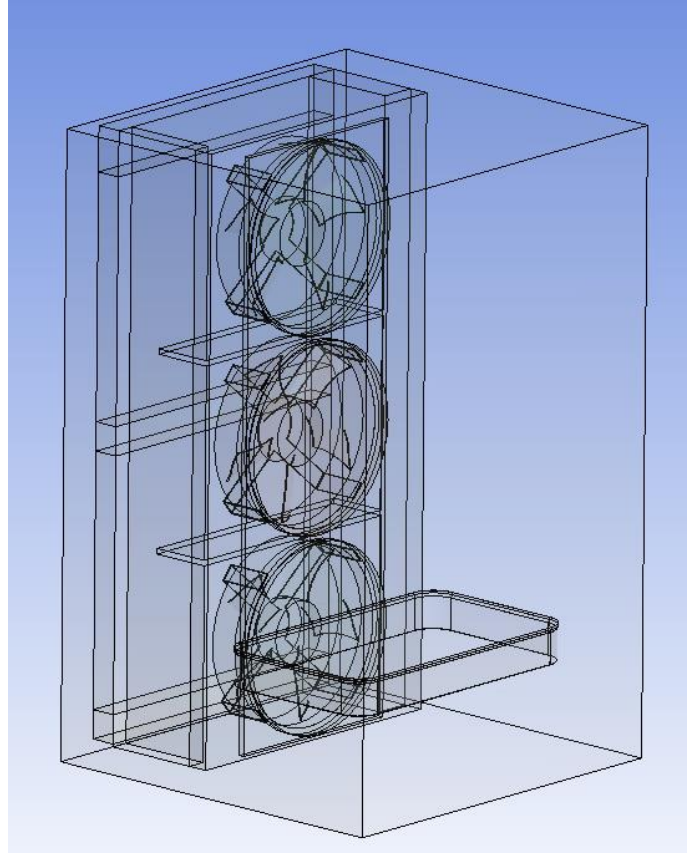


Şekil 4.1: Üç Boyutlu Blast Freezer'in Katı Modeli

Şekil 4.2’de dolabın iç hacminin gerçek CAD (Computer Aided Drafting) modeli gösterilmiştir. Model Solid Works katı modelleme programı ile hazırlanmıştır. Gerçek CAD modeli için nümerik çözüm ağının oluşturulması zor olacağından ve daha fazla eleman gerektireceğinden, model basitleştirilerek Şekil 4.3’ de gösterilen analiz modeli oluşturulmuştur. Dolabın iç hacmi modellendikten sonra ayrıca modellenmiş olan fanlar ile birleştirilmiştir. Bu dolabın iç boyutları 67.5×68.1×107.8 (Genişlik × Derinlik × Yükseklik) cm’dir ve yan, arka ve üst duvarların kalınlığı 6 cm ve alt duvarın kalınlığı 14 cm dir. Yalıtım malzemesi 0.5 mm lik paslanmaz çelik içerisinde yer alan poliüretandır. Analiz modelinde 3 adet 40 cm çapında 5 kanatlı eksenel fan kullanılmıştır. Daha sonra ise paket yerleşim planına uygun bir şekilde yiyecekleri temsil eden paket modelleri oluşturulmuştur.



Şekil 4.2: Blast Freezer’ın CAD çizim modeli



Şekil 4.3: Blast Freezer'ın CAD basitleştirilmiş modeli

4.2 Boş Buzdolabı için CFD Yöntemi

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

Kapalı sistemlerde ise model biraz daha karmaşık hale gelmektedir. Akış hacmi olan kabinin yanı sıra hava sağlama sistemi de modellenmektedir. Hava sağlama sistemi

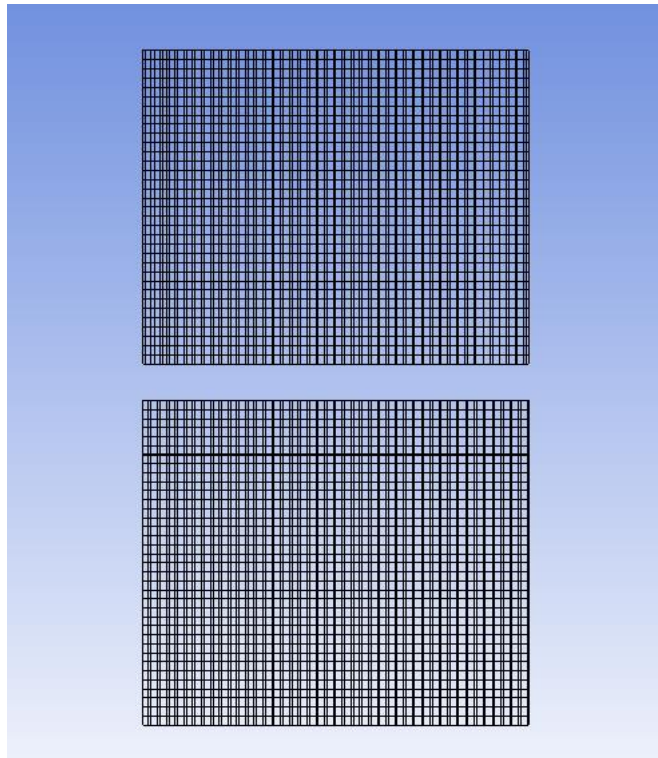
modellenmesi sırasında fan detaylı bir şekilde modellenirken genellikle evaporatör üzerinde bulunan yüzey alanını arttırıcı kanatçık elemanlar modellenmemektedir. Bunun sebebi ise bu elemanların çok küçük boyutlarda olmasından dolayı çözüm ağı oluşturulurken kullanılması gereken elemanların küçük boyutlu olması ve dolayısıyla eleman sayısının çok artmasıdır. Fanın kabin içerisinden çekeceği hava, evaporatör yardımıyla soğutularak tekrar kabin içine gönderilmektedir.

Bu çalışma kapalı sistem model ile oluşturulmuştur. Fanın belirli bir devirde dönmesi ile beraber debinin ne kadar değiştiği incelenmiştir.

4.2.1 Boş Buzdolabı için çözüm ağı oluşturulması

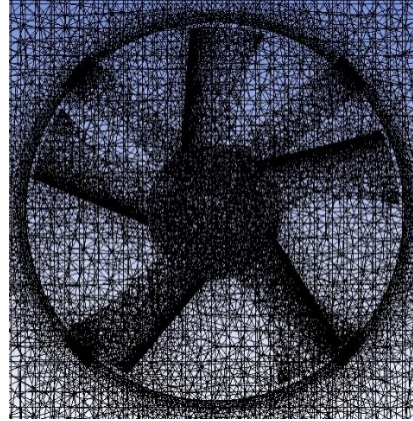
Çalışmada çözüm ağının oluşturulması ve sayısal çözümün yapılması için Ansys-Fluent ticari yazılımları kullanılmıştır. Modelin çözüm ağı oluşturulurken, Şekil 4.4’de görüldüğü gibi, evaporatör bölgesi basit bir geometriye sahip olduğu için hexahedral hücreleme ile kalan bölgeler ise çoğunlukla tetrahedral hücreleme ile oluşturulmuştur.

Ayrıca hava akışının oluşacağı bölgelerde hexahedral hücreleme mümkün olmadığından, tetrahedral hücreleme yapılmıştır.



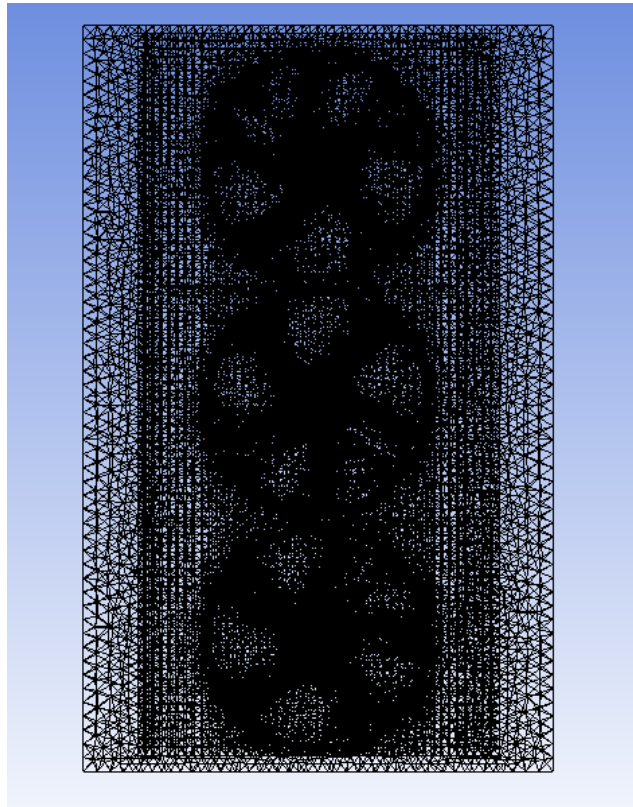
Şekil 4.4: Evaporatör bölgesinin çözüm ağı (Arkadan görünüş)

Fanın geometrisinin karmaşık oluşu ve çevresindeki hızların yüksek oluşu sebebiyle, bu bölgede daha düşük çarpıklık değeri ile hücre oluşturulması amaçlanmıştır. Fan kanatları çok ince olduğu için hacimsel hücreleme yerine yüzeysel hücreleme yapılmıştır. Fanı ancak kapsayacak şekilde bir hacim oluşturulmuş, bu hacim “moving reference frame” olarak belirlenmiştir. Bu yöntem ile fanın dönüşü benzetilmiştir. Ayrıca fan yüzeyi ve civarındaki elemanların boyutu diğer bölgelerden daha düşük olacak şekilde, 0.15 mm olarak verilmiştir.



Şekil 4.5: Blast Freezer Fanının çözüm ağı

Akışın dolaştığı her kısma ağ oluşturmak amacı ile oluşturulan buzdolabının komple çözüm ağı Şekil 4.6 'da belirtilmiştir.



Şekil 4.6: Boş Blast Freezer'in çözüm ağı

Modelin çözüm ağının kalitesinin belirlenmesinde esas kriter çarpıklık değeridir. Çarpıklık değerinin yüksek oluşu yanlış çözüm yapma riskini oluşturmaktadır. Fluent yazılımında ise çözüm yapılabilmesi için bu değer 0.95' ten büyük olmamalıdır.

Çizelge 4.1'de görüldüğü gibi bu çalışmada 0.9-1.0 aralığında çarpıklık değeri olan eleman bulunmamaktadır. En yüksek çarpıklık 0.913 değerinde olup ve fan bölgesinde bulunmaktadır. Bu durumda çözüm ağının kaliteli olduğu söylenebilir. Buzdolabının tamamının modellenmesi için 4.2 milyon eleman kullanılmıştır. 4,2 milyon elemanlı bir modelin çözümünü hızlı bir bilgisayar gerektirmektedir. Model 14 parçaya bölünmüştür ve parçalanmış model 8 işlemcili bilgisayarda çözülmüştür. Kullanılan bilgisayarın işlemcisi Intel Core i7 3.70 GHZ 'dir. Kullanılan windows 8.1 Pro. ve bilgisayarda kullanılan RAM 64 GB dır.

Çizelge 4.1: Çarpıklık değerine göre eleman sayısının dağılımı

Tanıtım	Değer
Parça	14
Etkin Parça	14
Düğümmler	745174
Elemanlar	4223954
Minimum Çarpıklık	3.827E-05
Maksimum Çarpıklık	0.913
Ortalama Çarpıklık	0.221
Standart Sapma	0.129
Minimum Yüzey Boyu	7.166E-004 m
Maksimum Yüzey Boyu	2.e-002 m
Gelişim Faktörü	1.20
Minimum Kenar Uzunluğu	1.497e-007 m
Ortalama Eleman Boyu	1.2e-002 m

4.2.2 Yapılan kabuller

Modelin çözüm ağı oluşturulduktan sonra, Fluent ticari yazılımına aktarılıp akış ve enerji çözümü elde edilmiştir. Bu aşamada sınır ve başlangıç şartlarının doğru uygulanması çok önemli bir konudur ve dolayısıyla modelde akış ve sıcaklık sınır şartları ile ilgili kabuller hassasiyetle yapılmıştır. Bu kabullerden ileriki bölümlerde bahsedilecektir.

Çözüm modeli olarak basınç tabanlı “implicit çözüm tekniği” kullanılmıştır. Bu yöntem sıkıştırılamaz ve sıkıştırılabilir akış çözümünde kullanılabilir.

Modellerin çözüm yönteminde sınır şartları olarak gerçek deneysel şartlar verilmiştir. Bu teknikte aşağıdaki Navier-Stokes denklemleri kullanılmaktadır. Sonraki aşamalarda ise Navier-Stokes denklemlerine ek olarak sıcaklık analizleri için Enerji denklemleri kullanılmıştır.

Navier-Stokes denklemleri alttaki gibidir:

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

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

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

Enerji denklemi aşağıdaki gibidir:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial u' T'}{\partial x} + \frac{\partial v' T'}{\partial y} + \frac{\partial w' T'}{\partial z} \right) \quad (4.4)$$

Yukarıdaki enerji denkleminde görülen $-T'u'$ gibi terimler türbülans ısı akışıdır ve bu terimler için belirli bir yaklaşım yapılmadıkça enerji denklemi çözülemez. Denklemin bir şekilde modellenmesi gerekir. Bunun için viskoz model olarak k- ϵ (realizable) modeli kullanılmıştır. Bu modelde "k" türbülansın kinetik enerjisini, " ϵ " ise türbülansın yayılımını belirtir. Bu nedenle türbülanslı akışlarda süreklilik ve momentum denklemlerine, türbülans kinetik enerji denklemleri de eklenmekte, çözülmesi gereken denklemlerin sayısı artmakta ve bu da denklem sisteminin çözümünü zorlaştırmaktadır. Realizable k- ϵ modeli türbülans viskozite için yeni bir formülasyon içerir. Türbülansın yayılımı ' ϵ ' için yeni bir transport denklemi, "transport of the mean square vorticity fluctuation" denkleminde elde edilmiştir.

Bu modelde fanların hızının yüksek olmasından dolayı yer çekiminin etkisi ihmal edilmiştir. Çözüm yöntemi içerisinde birinci dereceden ayrıştırıcılar (First Order Upwind) kullanılmış olup basınç "Standart" formda seçilmiştir. Rahatlatma faktörleri ve Courant sayısı değiştirilmemiştir. Çözümlerde artık değerler olarak; süreklilik ve momentum hız bileşenleri (x, y, z) için 10^{-6} çözüm kriteri, türbülans modeli bileşenleri k ve ϵ için ise 10^{-5} çözüm kriterleri belirlenmiştir. Tüm model çözümleri belirlenen değerlere yaklaşıncaya kadar (converged) devam ettirilmiş ve bu sayede hata payları en aza indirilmeye çalışılmıştır.

Türbülans modelin denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]$$

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon}$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

(4.6)

Burada;

k : türbülans kinetik enerjisi

C : doğal taşınım korelasyon sabiti

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$: k- ε türbülans modeli sabitleri

Y_M : sıkışabilirliğin türbülans üzerindeki etkisi

G_k : türbülans kinetik enerjisinin ortalama hız gardiyanlarına bağlı değişimi

G_b : türbülans kinetik enerjisinin kaldırma kuvvetlerine bağlı değişimi

σ_k : türbülans kinetik enerjisi için Prandtl sayısı

σ_ε : türbülans kinetik enerjisinin sönmleme hızı için Prandtl sayısı

μ : türbülans viskozite

ε : türbülans yayılımı

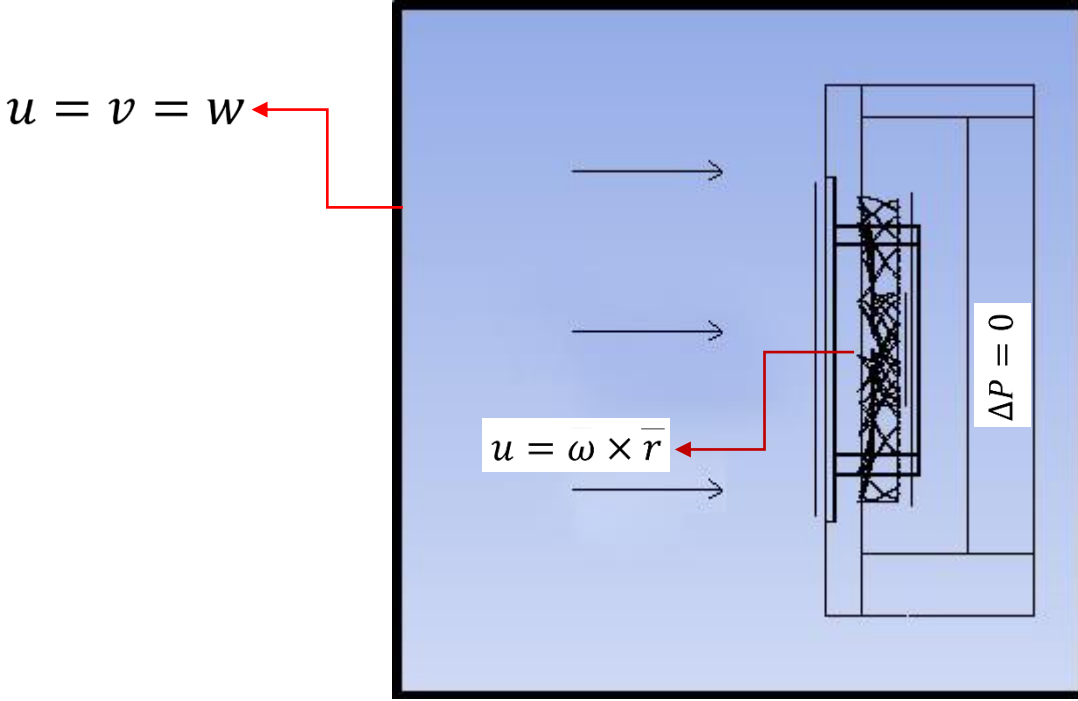
4.2.3 Sınır ve başlangıç şartları

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

Önceki bölümlerde de belirtildiği gibi buzdolabı kapalı model olarak oluşturulduğu için, fandan çıkan hava debisi değeri ve akış için giriş-çıkış sıcaklıkları sınır şartı olarak girilmemektedir. Bu değerler çözüm içinde kendiliğinden oluşacaktır. Kapalı sistem modelinde dışarıdan girilmesi gereken önemli parametre fanın dönüş yönü ve devir sayısıdır. Devir sayısı olarak deneysel sonuçlarda ölçülen 1500 devir/dakika girilmiştir.

Zamana bağlı çözümler bu bölümde yapılmamıştır, bunun sebebi öncelikle tasarımın incelenmesidir. Akış çizgilerinin kabin içerisinde nasıl dolaştığının analizi ve akış kabin içerisinde homojen dağılmasını sağlamak öncelikli bir konudur. Ayrıca yan duvarlar, soğutma grubun bulunduğu yerin duvarları ve buzdolabının üst ve alt tarafları, Fluent'e sınır şartı olarak uygulanmıştır. Bunun için yan, arka ve üst duvarlar 6cm ve alt duvar ise (soğutma grubun bulunduğu kabin duvarı) 14 cm'lik bir izolasyona sahip olan bir sınır şartı olarak uygulanmıştır. Poliüretana iki taraftan yapışan saclar ise analizlerde ihmal edilmiştir. Dış ortam sıcaklığı, deneysel analizlerde olduğu gibi +35°C derece alınmıştır.

Şekil 4.7' de Navier-Stokes denkleminin çözümü için sınır şartları gösterilmiştir. Bu şekilde Blast Freezer'ın üst görünümü gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Blast Freezer’da Navier-Stokes denkleminin çözümü için sınır şartları

4.2.4 Evaporatör ve kondenser seçimi

Bu bölümde oluşturulan CFD modeli için uygulanan evaporatör enerjisi hesaplanmaktadır.

Akış hacmi olarak tanımlanan bölgenin dış yüzeyleri dolabın dış duvarlarını temsil etmektedir. Bu yüzeylerde dış ortam ile ısı yalıtımı sağlanmaktadır. Bu sebeple modeldeki dış yüzeyler için, deneyde kullanılan buzdolabının duvar kalınlıkları tanımlanmıştır. Yalıtım bölgeleri için gerçekte kullanılan poliüretan malzemesi seçilmiştir. Malzemelerin özellikleri Çizelge 4.2’ de detaylı olarak belirtilmiştir.

Çözüm ağı oluşturulduktan sonra, Fluent ticari yazılımına aktarılıp çözüme alınmıştır. Bu aşamada sınır ve başlangıç şartlarının doğru uygulanması çok önemlidir ve dolayısıyla model sınır şartları ile ilgili uygun kabuller yapılmıştır. Bu kabullerden ileriki bölümlerde bahsedilecektir.

Çizelge 4.2 : CFD modelinde kullanılan malzemeler ve özellikleri

Malzemeler	Özellikler	Değer	Birim
Hava	Yoğunluk	1.177	kg/m ³
	Öz Isı	1004	J/kg-K
	Isıl İletkenlik	0.02625	W/(m.K)
	Dinamik Viskozite	1.845E-05	kg/m-s
Pöliüretan	Yoğunluk	40	kg/m ³
	Öz Isı	1100	J/kg-K
	Isıl İletkenlik	0.03	W/(m.K)

Dış yüzeyler için kullanılan yalıtım kalınlığı dışında bir başka parametre olmaması ve deneyin test odasının tam ortasında yapılması sebebiyle her yüzey için eşit taşınım katsayısı uygulanmıştır. Bu değer 7.5W/(m².K) alınmıştır.

Dış ortam sıcaklığı tüm yüzeyler için, deneylerde olduğu gibi 35°C olarak belirlenmiştir. Bunun sebebi, tropikal bölgelerde standart olarak alınan dış ortam sıcaklığının 35°C - 40°C arasında olmasıdır.

Fan ile çekilen sıcak havanın evaporatör yüzeyinde ısı transferi ile soğutulması önceki bölümlerde açıklanmıştır.

Deneysel uygulamalarda, evaporatörde, içinden soğutucu akışkanın geçtiği boruların üzerinde ek olarak ısı transferini arttırmak amacı ile yüzey artırıcı elemanlar kullanılır. Bu elemanlar çizim modelinde kullanıldığı takdirde çözüm ağında eleman sayısı çok artacak ve bununla birlikte analiz süresi uzayacaktır. Bu durumda evaporatör üzerindeki ısı transferini sabit tutabilmek amacıyla, evaporatör borularının sabit sıcaklık sınır şartları belirtilmiştir.

Evaporatör borularının sıcaklıkları, deneysel verilerden elde edilen sonuçlar üzerinden yapılan hesaplamalarla UNILAB ticari programı kullanarak hesaplanmıştır. Evaporasyon sıcaklığı hesabı yapılırken, genel ısı transfer denklemi kullanılmıştır.

$$Q = UA\Delta T$$

(4.7)

$$T_{evap} = -45^{\circ}C$$

$$T_{kabiniçi} = -30^{\circ}C$$

Evaporatör ısı transfer değeri UNILAB programı ile hesaplanmış ve Fluent'e uygulanmıştır. İlk aşamada zamana bağlı olmayan çözümler ile akış ve debi

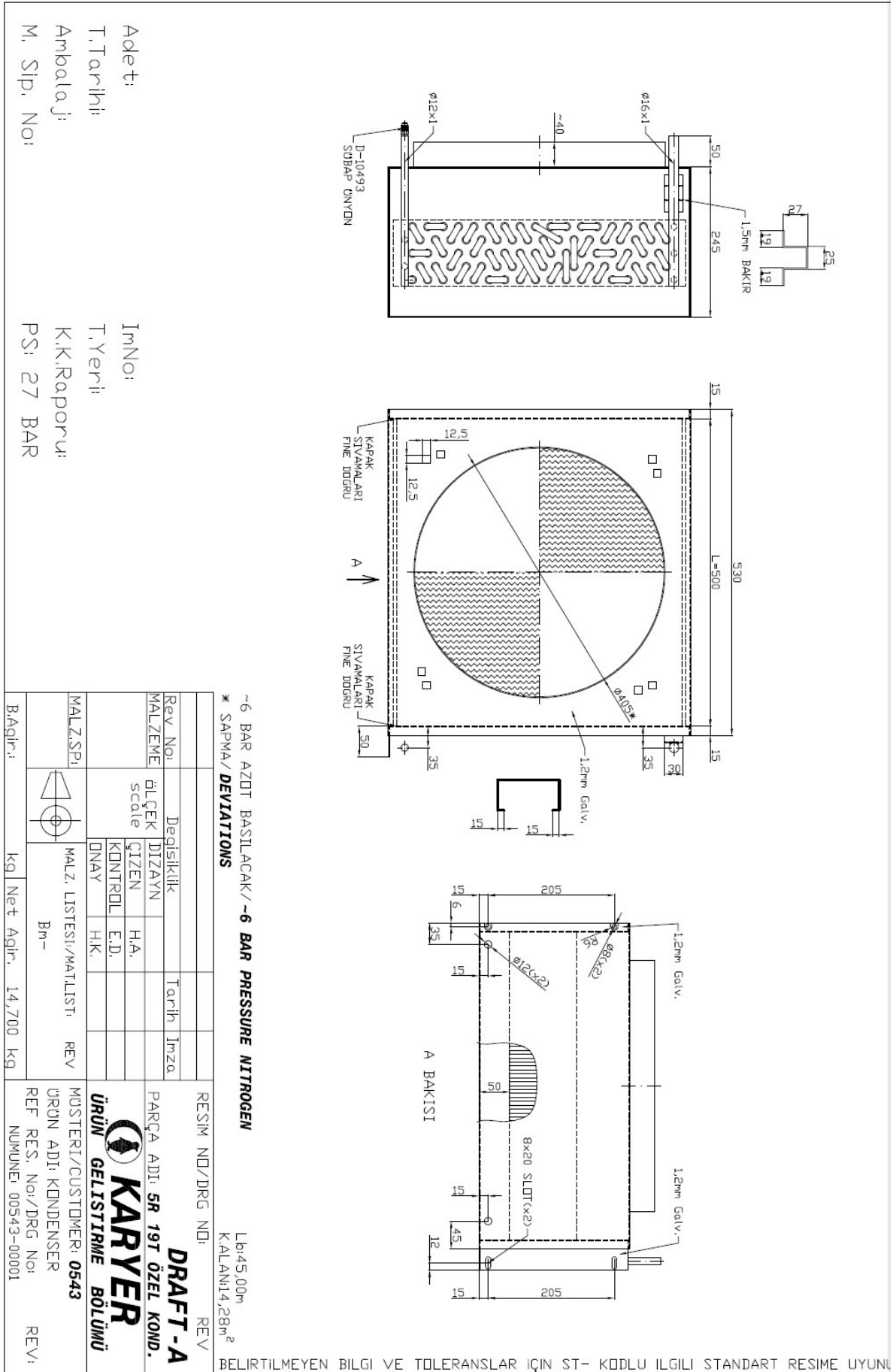
analizleri yapılmıştır. Sonraki aşamalarda zamana bağlı olan çözümler ile sıcaklık dağılımı analiz edilmiştir. Yapılan hesaplamalara istinaden, kondenser ve evaporatör akışının hızı 2.5 m/s alınmıştır. Evaporasyon ve kabin içi sıcaklıkları arasında 10 derecelik farkı sağlamak ve buzdolabının iç hacim ve kapasitesini incelemek için, Çizelge 4.3 ve 4.4 'de gösterildiği gibi evaporatör ve kondanser değerleri hesaplanmıştır. Teknik çizimler, Şekil 4.8 ve 4.9 'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.3 : Evaporatör hesaplamaları.

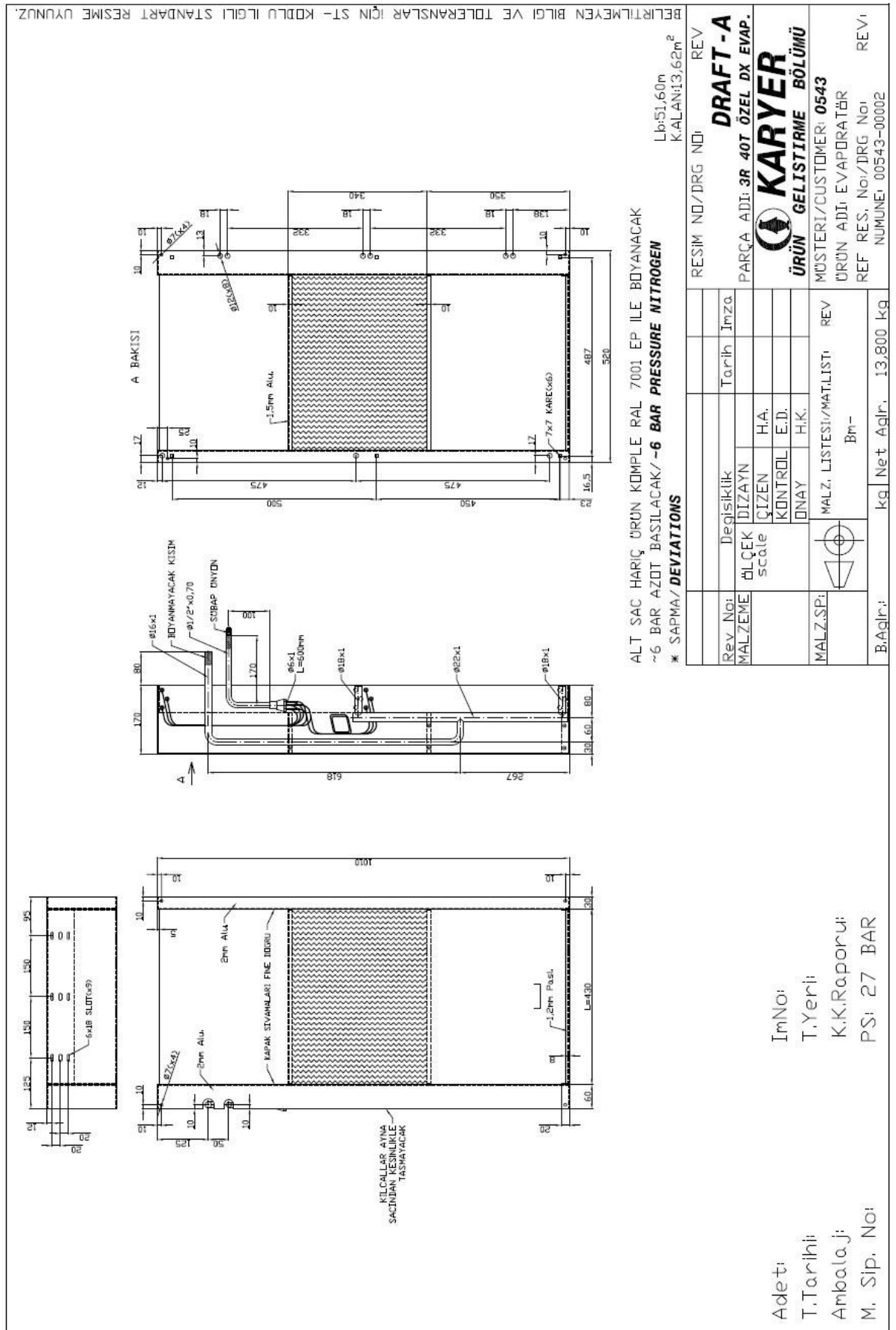
Tanıtım	Değer	Birim
Kapasite	1.76	kW
Hissedilir Kapasite	1.72	kW
Gizli Kapasite	0.05	kW
Su buharının miktarı	0.07	kg/h
Dönüştürücü Yüzey	13.27	m ²
Global Isı Transfer Katsayısı	26	W/(m ² K)
Fin / Tüm Malzemesi	AL-CU	X
Maksimum Sıcaklık Diferansiyeli	5.0	°C
Fin kalınlığı	0.1200	mm
Tüplerin Dış Çapı	10.00	mm
Tüplerin İç Çapı	9.20	mm
Atmosfer Basıncı	1.0133	bar
Hacimsel Debi	3871.0	m ³ /h
Kütlesel Debi	5713	kg/h
Serpantin'de Yüzey Hızı	2.50	m/s
Giren Havanın Yoğunluğu	1.48	kg/m ³
Giren Havanın Sıcaklığı	-34.0	°C
Giren Havanın Nemi	95%	%
Giren Havanın Entalpisi	-33.87	kJ / kg
Çıkan Havanın Sıcaklığı	-35.1	°C
Çıkan Havanın Nemi	98%	%
Kütlesel Debi / Kütlenin Hızı	82 / 57	kg/h / kg/(m ² s)
Akışın Hızı	6.63	m/s

Çizelge 4.4 : Kondenser hesaplamaları

Tanıtım	Değer	Birim
Kapasite	3.41	kW
Dönüştürücü Yüzey	13.62	m ²
Global Isı Transfer Katsayısı	40	W/(m ² K)
Fin / Tüm Malzemesi	AL-CU	x
Fin kalınlığı	0.1200	mm
Tüplerin Dış Çapı	10.00	mm
Tüplerin İç Çapı	9.30	mm
Tüp Sayısı	5	
Atmosfer Basıncı	1.0133	bar
Hacimsel Debi	1644.5	m ³ /h
Kütleli Debi	1864	kg/h
Serpantin'de Yüzey Hızı	1.92	m/s
Giren Havanın Yoğunluğu	1.13	kg/m ³
Giren Havanın Sıcaklığı	35.0	°C
Giren Havanın Nemi	50.00%	%
Giren Havanın Entalpisi	80.22	kJ / kg
Çıkan Havanın Sıcaklığı	41.3	°C
Çıkan Havanın Nemi	35.48%	%
Kapasite	3.41	kW
Dönüştürücü Yüzey	13.62	m ²
Global Isı Transfer Katsayısı	40	W/(m ² K)
Fin / Tüm Malzemesi	AL-CU	x
Fin kalınlığı	0.1200	mm
Tüplerin Dış Çapı	10.00	mm
Kütleli Debi / Kütle Hızı	109	kg/h / kg/(m ² s)
Akışın Hızı	1.26	m/s



Şekil 4.8 : Blast Freezer kondenserin teknik çizimi



4.3 Boş Buzdolabı için CFD Sonuçları

Bu bölümde, yapılan analizlerin sonuçları ve yorumlarından bahsedilecektir. Fanlardan çıkan akış çizgileri ve vektörler, tasarımın ne kadar verimli olup olmadığını gösterecektir.

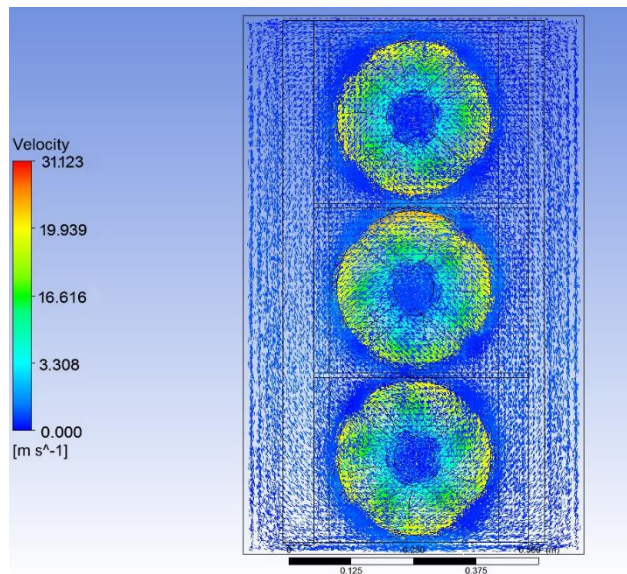
4.3.1 Hava akışı ve debi incelemesi

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi dolabın hava sağlama sistemi fan ve evaporatörden oluşmaktadır. Bu sistemde döngü fanın havayı kabin içinden çekmesi ve yanlara üflemesi ile tamamlanır.

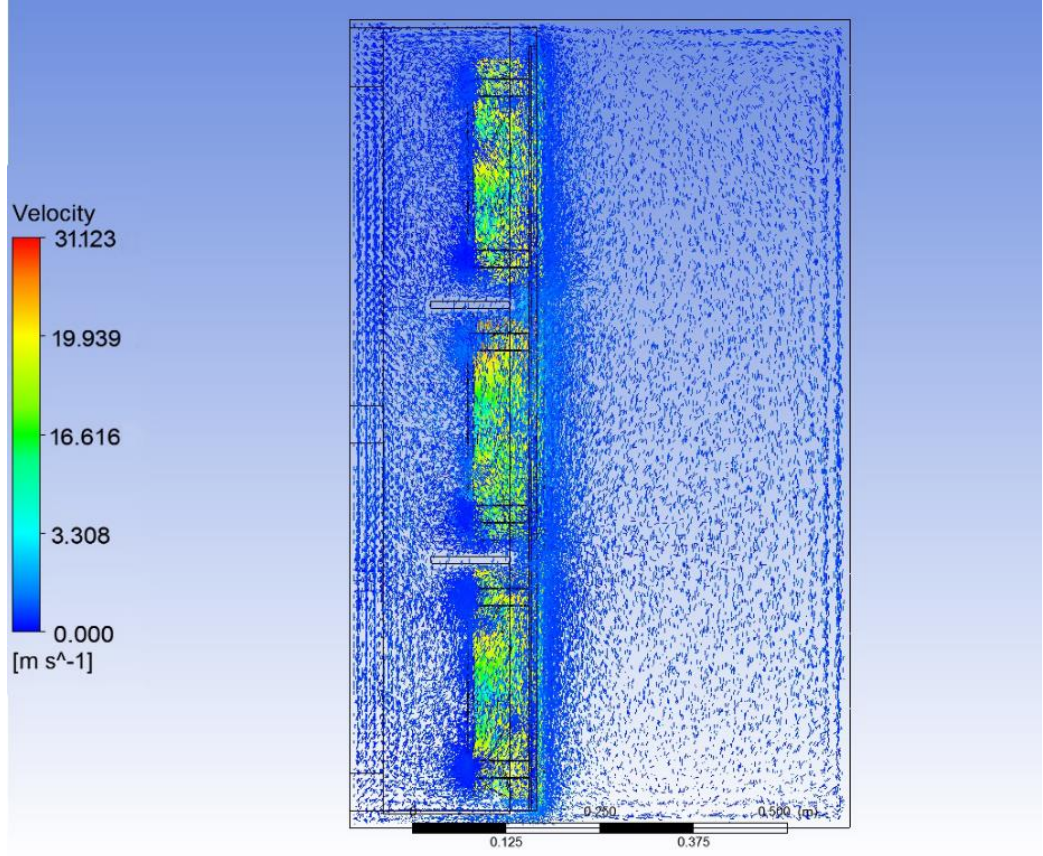
Dolabın tam modelinin analizinden önce, üfleme fanlarının ve evaporatörün bulunduğu bölgelerde çözümler yapılmıştır. Bu analizlerde fanın dönüşü araştırılmıştır.

Fan motorun dönüş yönüne bağlı olarak dolaba karşıdan bakıldığında, saat yönünün tersine doğru dönmektedir. Şekil 4.10' da fanın saat yönünün tersine doğru dönüşünün etkisi gözlemlenmiştir. Şekil 4.10' da görüldüğü gibi, akış, fanların çevresinde daha yoğun olmuştur ve özellikle orta fanda diğer fanlara göre daha çok yoğunlaşmıştır. Yani orta fanda akış daha yoğundur. Bunun sebebi orta fanın iki taraftan (üst ve alt) açık olması ve çift taraftan akışı alıp çevirmesidir.

Yapılan analizlerde hava akış hızının en yüksek olduğu bölgenin orta fanın bölgesi olduğu gözlemlenmiştir. Bu bölgede hız 31 m/s değerine ulaşmaktadır.



Şekil 4.10 : Kabin içerisinde hız dağılımının ön görünüşü



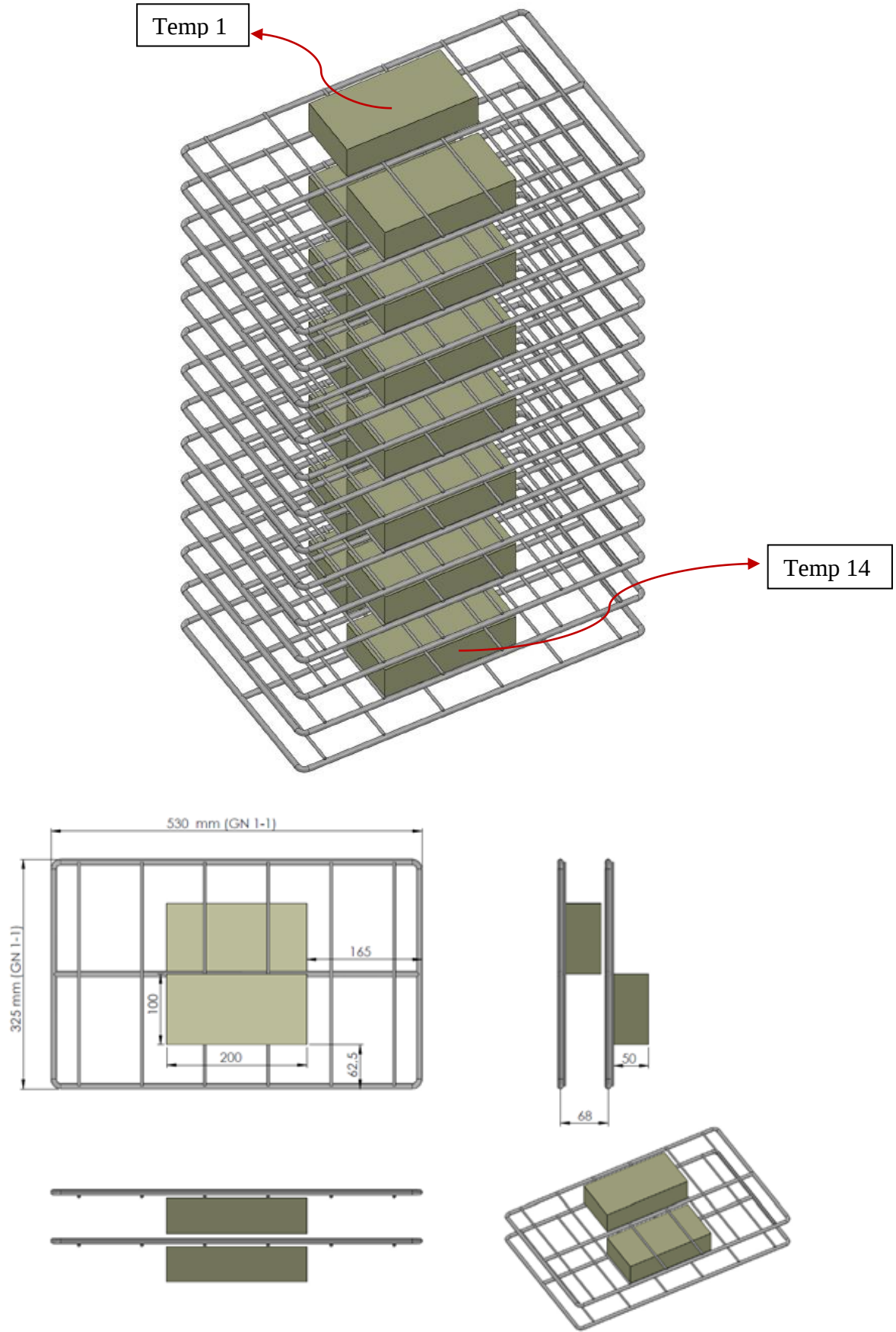
Şekil 4.11 : Kabin içerisinde hız dağılımının yan görünüşü

4.4 Dolu Buzdolabı için CFD Yöntemi

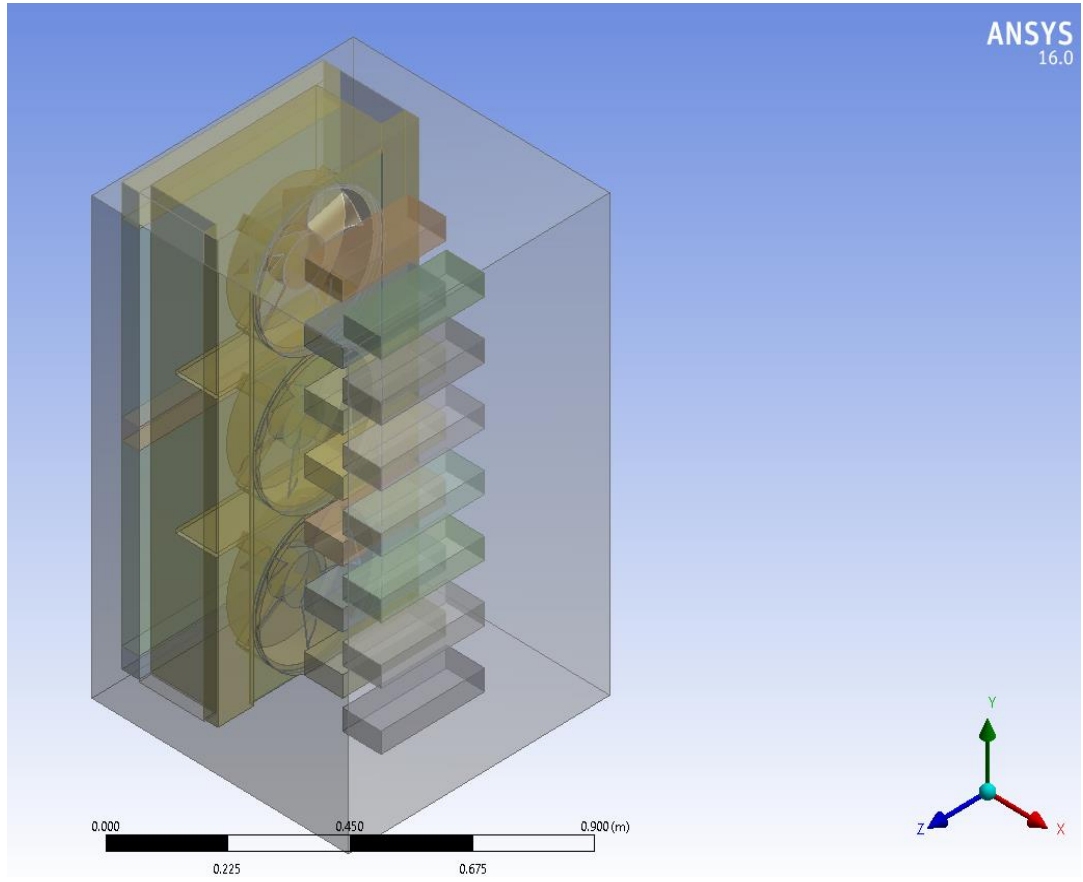
Bu bölümde, paketlerle dolu buzdolabının nümerik çözümünden bahsedilecektir. Paket yerleşim planına uygun bir şekilde yiyecekleri temsil eden paket modelleri oluşturulmuştur ve malzemelerin özellikleri sınır şartı olarak CFD programına uygulanmıştır. Ele alınacak problemde CFD analizleri için kapalı sistem uygulanmaktadır. Her paketin malzeme özelliği uygulandıktan sonra, bir başlangıç şartı olarak, deneyde bulunan +78 dereceden başlayan sıcaklıklar, her paket için uygulanarak analiz edilmiştir.

Paketlerin basitleştirilmiş katı modeli şekilde gösterilmiştir. Paketlerin duvarlardan mesafesi ve rafların mesafeleri aynı deneylerdeki gibi, CFD yönteminde de uygulandı.

Şekil 4.12' de paketlerin yerleşimi ve ölçümleri gösterilmiştir.



Şekil 4.12 : Blast Freezer’da teste alınan paketlerin CAD çizimi ve yerleşim şeması

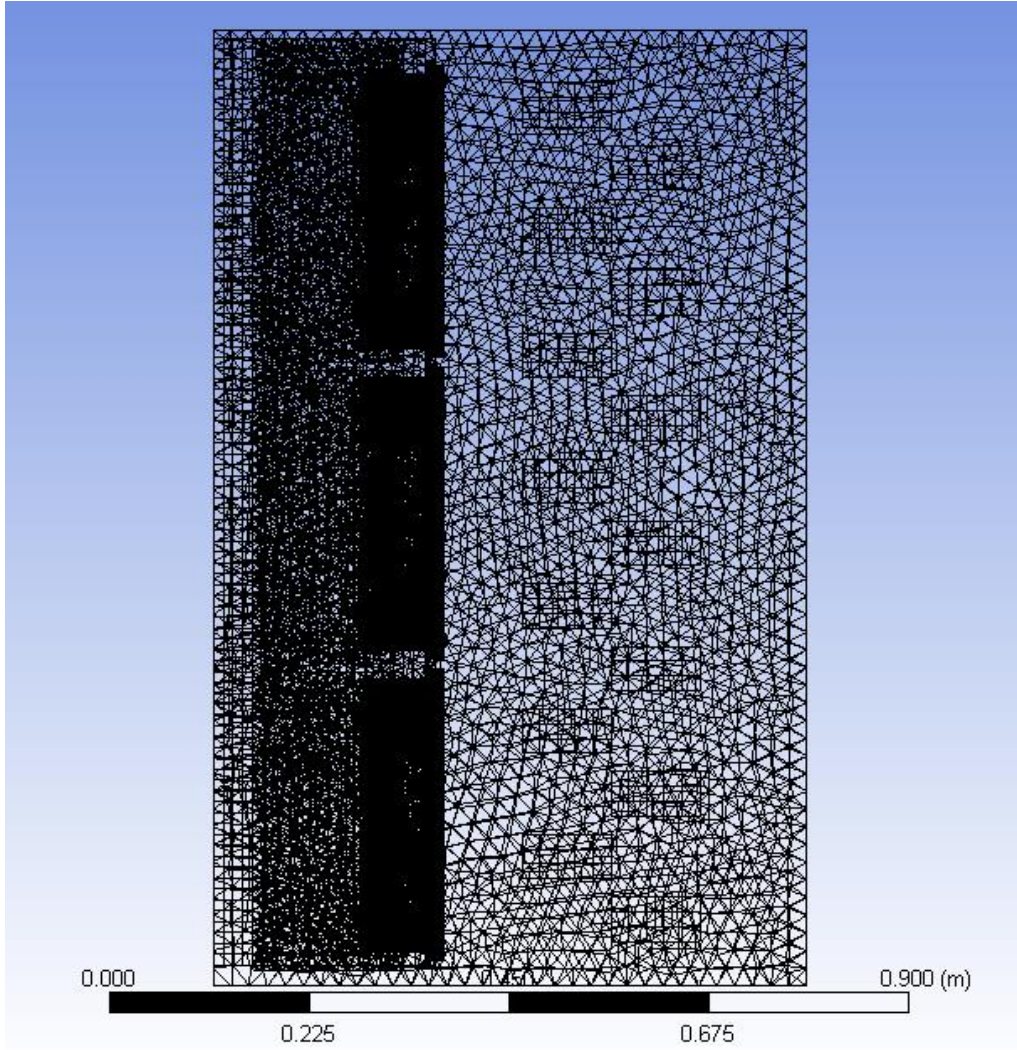


Şekil 4.13 : Paket dolu Blast Freezer'ın basitleştirilmiş katı modeli

4.4.1 Dolu buzdolabı için çözüm ağı oluşturulması

Çalışmada çözüm ağının oluşturulması ve sayısal çözümün yapılması için sırasıyla Ansys-Fluent ticari yazılımları kullanılmıştır. Modelin çözüm ağı oluşturulurken, önceki bölümlerde bahsedildiği gibi evaporatör bölgesi basit bir geometriye sahip olduğu için hexahedral hücreleme, kalan bölgeler ise çoğunlukla tetrahedral hücreleme ile oluşturulmuştur.

Önceki bölümde bahsedildiği gibi fanın modellenmesi MRF (moving reference frame) metodu ile yapılmıştır. Bu yöntem ile bir hacmin sabit hız ile dönmesi simüle olmaktadır. Dönen hacmin çözüm ağları (fan veya benzer başka bir hacim) Kayan Ağlar (Sliding Mesh) metodu ile oluşturulur ve k- ϵ , LES ve benzer türbülans modellerinde her hangi bir dönen hacmin transit ve kararsız (unsteady) analizlerinde kullanılan bir tekniktir. Bu yöntemde fanın açısal hızı 1500 RPM olarak uygulanmıştır. Akışın dolaştığı her kısma ağ oluşturmak amacı ile buzdolabının ve içindeki malzemelerinin tamamının çözüm ağı Şekil 4.14' da gösterilmiştir.



Şekil 4.14: Dolu Blast Freezer'ın çözüm ağı

En yüksek çarpıklık 0.945 değerinde olup fan bölgesinde bulunmaktadır. Bu durumda çözüm ağının kaliteli olduğu görülmüştür. Dolabın tamamının modellenmesi için 4.3 milyon eleman kullanılmıştır.

4.3 milyon elemanlı bir modelin çözümü için hızlı bir bilgisayar gerekmektedir.

Model 28 parçaya bölünmüştür ve bilgisayarda çözülmüştür. Kullanılan bilgisayarın işlemcisi Intel Core i7 3.70 GHZ 'dir. Kullanılan windows 8.1 Pro. ve bilgisayarda kullanılan RAM 64 GB dır.

Çizelge 4.5 : Çarpıklık değerine göre eleman sayısının dağılımı

Tanıtım	Değer
Parça	28
Etkin Parça	28
Düğümler	770724
Elemanlar Sayısı	4372873
Minimum Çarpıklık	1.305E-10
Maksimum Çarpıklık	0.945
Ortalama Çarpıklık	0.233
Standart Sapma	0.128
Minimum Yüzey Boyu	6.929E-004 m
Maksimum Yüzey Boyu	2.e-002 m
Gelişim Faktörü	1.20
Minimum Kenar Uzunluğu	1.338e-007 m
Ortalama Eleman Boyu	1.15e-002 m

4.4.2 Yapılan kabuller

Model çözüm ağı oluşturulduktan sonra, Fluent ticari yazılımına aktarılıp çözüme alınmıştır. Bu aşamada sınır ve başlangıç şartlarının uygulanması çok önemlidir ve dolayısıyla model sınır şartları ile ilgili kabuller yapılmıştır. Bu kabullerden ileriki bölümlerde bahsedilecektir.

4.4.3 Sınır ve başlangıç şartları

Sınır şartları boş buzdolabı ve dolu buzdolabı için aynı değerlerde uygulanmıştır. Tek fark, daha önce bahsedildiği gibi, paketlerin madde özellikleri ve başlangıç sıcaklık şartıdır. Deneysel çalışmada her bir raftaki paketler hava akışını engellemeyecek şekilde durmaktadır. Paketlerin yerleri sabit olup duvarlardan belirli bir mesafede durmaktadır. Modelin çözüm yönteminde zamana bağlı çözüm için deneysel çalışmalar kaynak alınarak, kompresörün çalışma zamanı 4 saat sabit şekilde uygulanmıştır.

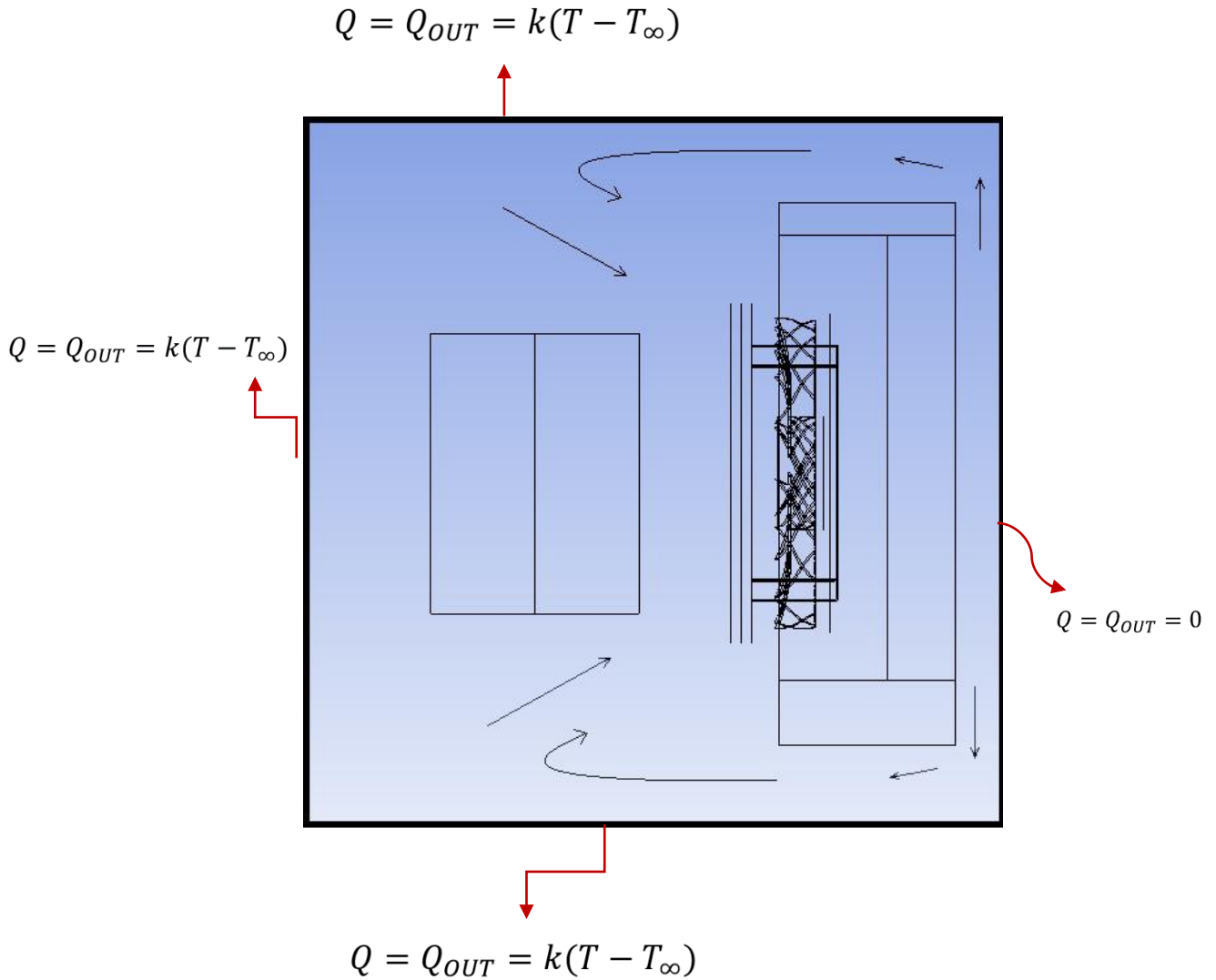
Zamana bağlı çözümlerde hem akışı hem de enerjiyi (sıcaklıkları) aynı anda çözdürmek analiz süresini çok uzatmaktadır. Bu durumda analiz süresini kısaltmak amacıyla önce enerji denklemleri kapatılarak sadece akış denklemleri çözdürülmüştür. Akış kararlı hale ulaştığı zaman çözüm durdurulmuştur. Böylece

kabin içindeki havanın çalışma zamanlarında hareketin sürekli aynı kalması (daimi rejim) kabulü yapılmıştır. Daha sonra ısı geçişi problemi için kütle, momentum ve enerji denklemleri çözümlenmiştir. Fan ilk defa çalıştığında akışın daimi olması için gerekli birkaç saniyelik süre göz önüne alınmamıştır.

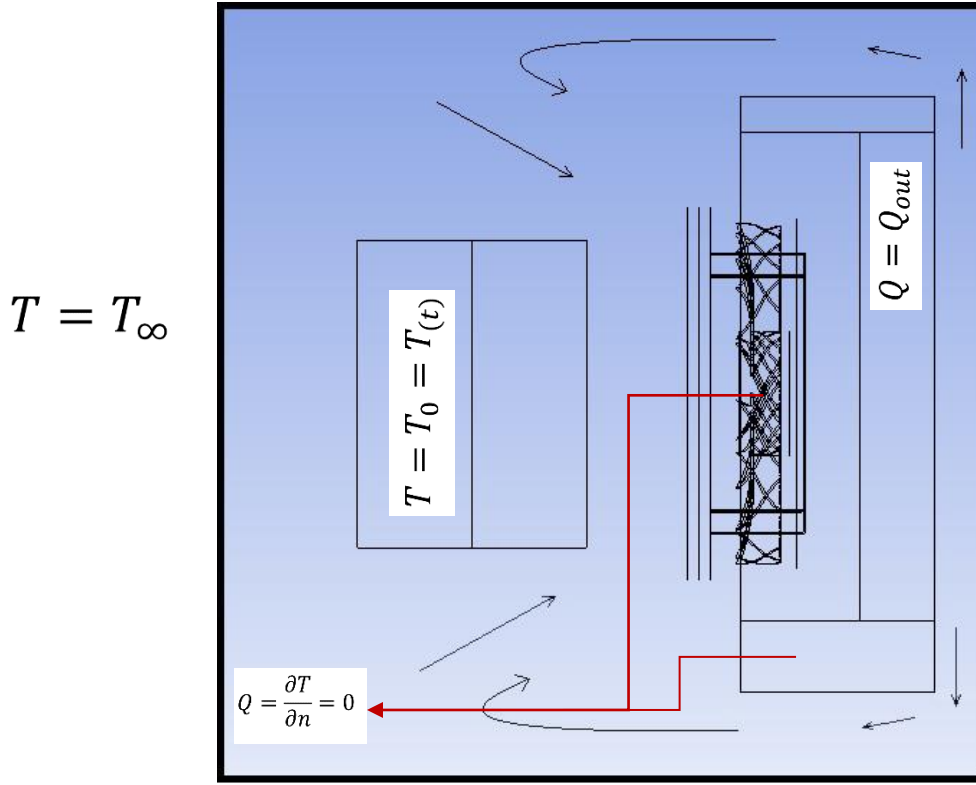
Evaporatör üzerinde sıcaklık değerleri için deneysel sonuçlar referans alınarak sabit sıcaklık sınır şartı verilmiştir. Bu değer evaporatörün çektiği güç ile sabit bir ilişkisi olan watt/evaporatör hacmini temsil eden bir orandır.

Gerçek uygulamada evaporatör üzerindeki sıcaklıklar zaman geçtikçe artarken, FLUENT programı için böyle bir sınır şartı vermek mümkün olmamış ve dolayısıyla enerji hacim miktarı oranı programa uygulanmıştır.

Şekil 4.15-a ve 4.15-b' de paket dolu buzdolabı için sınır şartları gösterilmektedir.



Şekil 4.15-a : Blast Freezer'da enerji denkleminin çözümü için sınır şartları



Şekil 4.15-b : Blast Freezer’da enerji denkleminin çözümü için sınır şartları

4.5 Dolu Buzdolabı için CFD Sonuçları

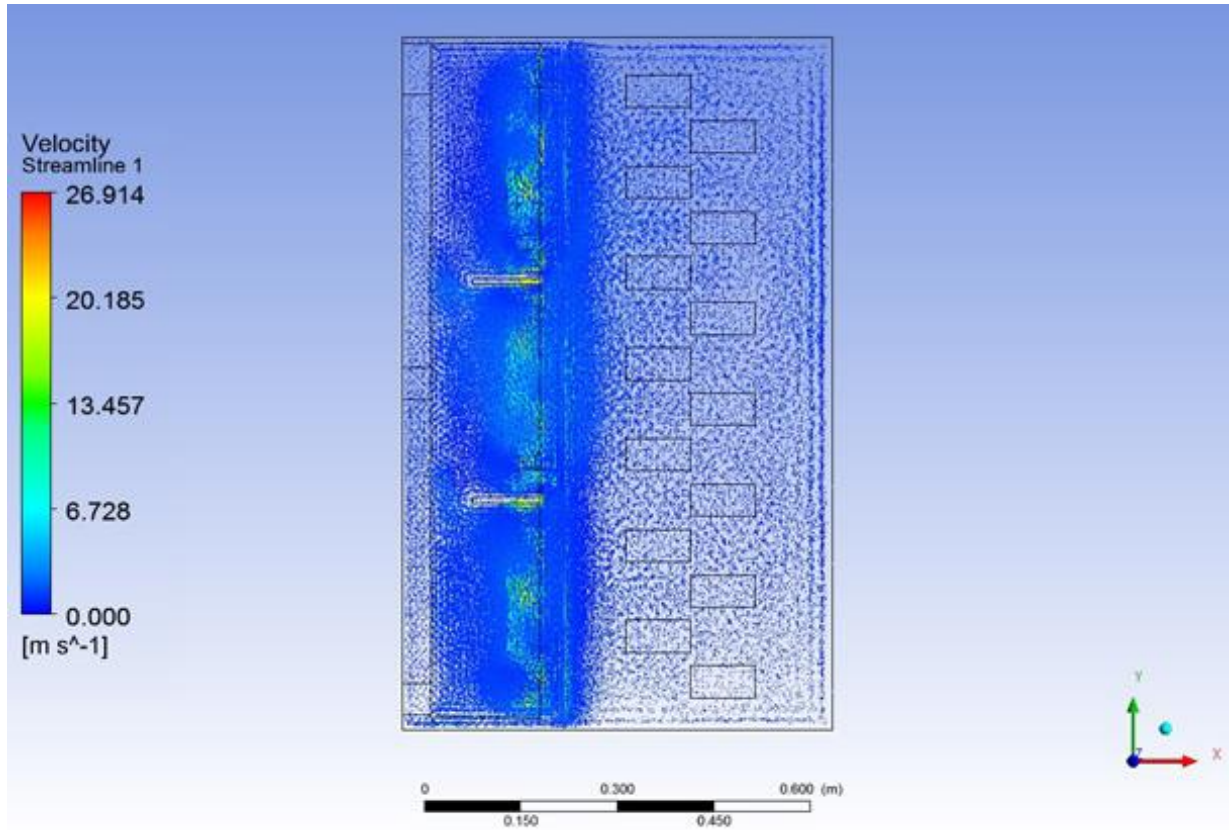
Bu bölümde paket dolu buzdolabı için yapılan analizlerin sonuçları ve yorumları yapılacaktır. Fanlardan çıkan akış çizgileri ve vektörler, tasarımın ne oranda verimli olup olmadığını gösterecektir. Sonrasında paketlerdeki sıcaklık değerleri analiz ve deney sonuçları açısından karşılaştırılacaktır.

Yapılan analizlerde hava akış hızının en yüksek olduğu bölgenin fan bölgesi olduğu gözlemlenmiştir. Bu bölgede hız 26 m/s değerine ulaşmaktadır.

4.5.1 Hava akışı ve debi incelenmesi

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi dolabın hava sağlama sistemi fan ve evaporatörden oluşmaktadır.

Şekil 4.16’ de fanın saat yönünün tersine doğru dönüşünün etkisi gözlemlenmiştir.



Şekil 4.16 : Dolu kabin içerisinde hız dağılımının yan görünüşü

4.5.2 Fanların giriş ve çıkışındaki akışın incelenmesi

Çizelge 4.6 ve 4.7’ de orta fanın çıkış ve giriş noktalarında X, Y ve Z yönünde maksimum hız dağılımı gösterilmiştir. Fanın çıkışındaki hız değeri CFD ve deneysel analizlerde hesaplanmıştır.

Çizelge 4.6: Orta fanın çıkışındaki maksimum hız bileşenleri

X yönünde hız	Y yönünde hız	Z yönünde hız
24.578 m/s	8.856 m/s	4.331 m/s

Çizelge 4.7: Orta fanın girişindeki maksimum hız bileşenleri

X yönünde hız	Y yönünde hız	Z yönünde hız
6.61 m/s	2.124 m/s	1.884 m/s

4.5.3 Sıcaklık incelenmesi

Çalışmada incelenen bir diğer konu kabin içindeki paketlerin sıcaklıklarıdır. İlk bölümlerde belirtildiği gibi özellikle büyük dondurucularda kabin içinde homojen

sıcaklık dağılımını sağlamak enerji tüketimi açısından büyük kazanç yaratmaktadır. Ancak Blast Freezer buzdolabının amacı gıda kütle sıcaklığını 4 saat sürede 100 °C den -18 °C' ye düşürmektir. Deneysel olarak kabin içindeki sıcaklık dağılımını belirlemek için deneylerde ölçüm paketlerinden yararlanılmaktadır. CFD analizlerinde ise paketlerin olmadığı bölgelerin sıcaklıklarının görülebilmesi de avantaj sağlamaktadır. Ayrıca deneylerde kullanılan paket yerleşimi aynı şekilde CFD analizlerinde de uygulandığı için ölçüm yapılan paketlerin sıcaklıklarına bakılarak bir karşılaştırma yapmak mümkündür.

Deneysel çalışmada gözlenen paketlerin sıcaklık dağılımı Çizelge 4.8-a ve 4.8-b'de gösterilmiştir. Başlangıç sıcaklıkları, dolabın çalışmaya başladığı anda paketlerin sıcaklıklarıdır. Son sıcaklıklar ise dolabın durduğu anda paketlerden ölçülen sıcaklıklardır. Ayrıca her 60 dakikada bir sıcaklık kaydedilmektedir.

Çizelge 4.8-a : Deneysel sonuçlarda paketlerin her 60 dakikadan alınan sıcaklıkları

Paket ismi	Başlangıç sıcaklığı (°C)	60 dakika sonra (°C)	120 dakika sonra (°C)	180 dakika sonra (°C)	Son sıcaklığı (°C)
Temp1	71.1	0.2	-27.6	-35.8	-36
Temp2	69.2	0.3	-27.4	-35.4	-36
Temp3	69.8	0.2	-27.6	-35.8	-36.9
Temp4	71	0.3	-27.4	-36	-36.8
Temp5	69.9	0.2	-27.4	-36.1	-37.1
Temp6	75	0.4	-27.6	-36.7	-37.7
Temp7	75.5	0.2	-27.8	-36.8	-37.4
Temp8	74.2	0.3	-27.4	-36.4	-35.9
Temp9	76.1	0.4	-27.6	-35.9	-36.7
Temp10	75.3	0.3	-27.3	-35.8	-36.9
Temp11	77.8	0.4	-27.4	-35.8	-36.9
Temp12	76.6	0.3	-27.4	-36.1	-36.4
Temp13	78	0.4	-27.4	-36.2	-36
Temp14	78.2	0.4	-27.4	-35	-35.4

Çizelge 4.8-b: Operasyon boyunca ilk ve son sıcaklık değerlerinin farkı

ΔT (max-min)	Değer
Temp1	107.1
Temp2	105.2
Temp3	106.7
Temp4	107.8
Temp5	107
Temp6	112.7
Temp7	112.9
Temp8	110.1
Temp9	112.8
Temp10	112.2
Temp11	114.7
Temp12	113
Temp13	114
Temp14	113.6

DeneySEL sonuçlar incelendiğinde en sıcak paket en alt rafta (temp14) bulunan 14 numaralı paket; en soğuk paket ise 7. rafta (orta) bulunan 7 numaralı ölçüm paketidir. Başlangıç koşullarında sıcak olan paketlerin diğerlerine göre daha fazla soğuması ile beraber maksimum ve minimum sıcaklıktaki paketler aralarındaki sıcaklık farkı çalışma zamanı sonunda beklendiği gibi azalmıştır. Benzer sonuçlar CFD sonuçlarında da görülmüştür.

Aynı durumun CFD sonuçları Çizelge 4.9 'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.9 : CFD sonuçlarda paketlerin başlangıç ve 60 dakikada aralıklarla sıcaklıkları

Paket ismi	Başlangıç sıcaklığı (°C)	60 dakika sonra (°C)	120 dakika sonra (°C)	180 dakika sonra (°C)	Son sıcaklığı (°C)
Temp1	71.1	0.0	-28.6	-37	-37.1
Temp2	69.2	-0.1	-28.4	-36.5	-37.3
Temp3	69.8	0.0	-28.6	-36.8	-37.6
Temp4	71	0.1	-28.2	-36.8	-37.7
Temp5	69.9	0.0	-27.9	-37	-37.9
Temp6	75	0.0	-28.1	-36.2	-37.8
Temp7	75.5	-0.2	-28.9	-37.1	-37.9
Temp8	74.2	-0.1	-28.2	-36.9	-36.7
Temp9	76.1	0.1	-28.5	-36.7	-37.7
Temp10	75.3	0.1	-28.4	-36.9	-37.3
Temp11	77.8	-0.1	-27.9	-36.2	-37.7
Temp12	76.6	0.1	-28.1	-36.9	-37.5
Temp13	78	0.3	-28.2	-36.9	-36.9
Temp14	78.2	0.2	-28	-36.2	-36.4

Deneysel ve CFD sonuçların karşılaştırılması Çizelge 4.10’da gösterilmiştir.

Çizelge 4.10 : Deneysel ve CFD sonuçlarının karşılaştırılması

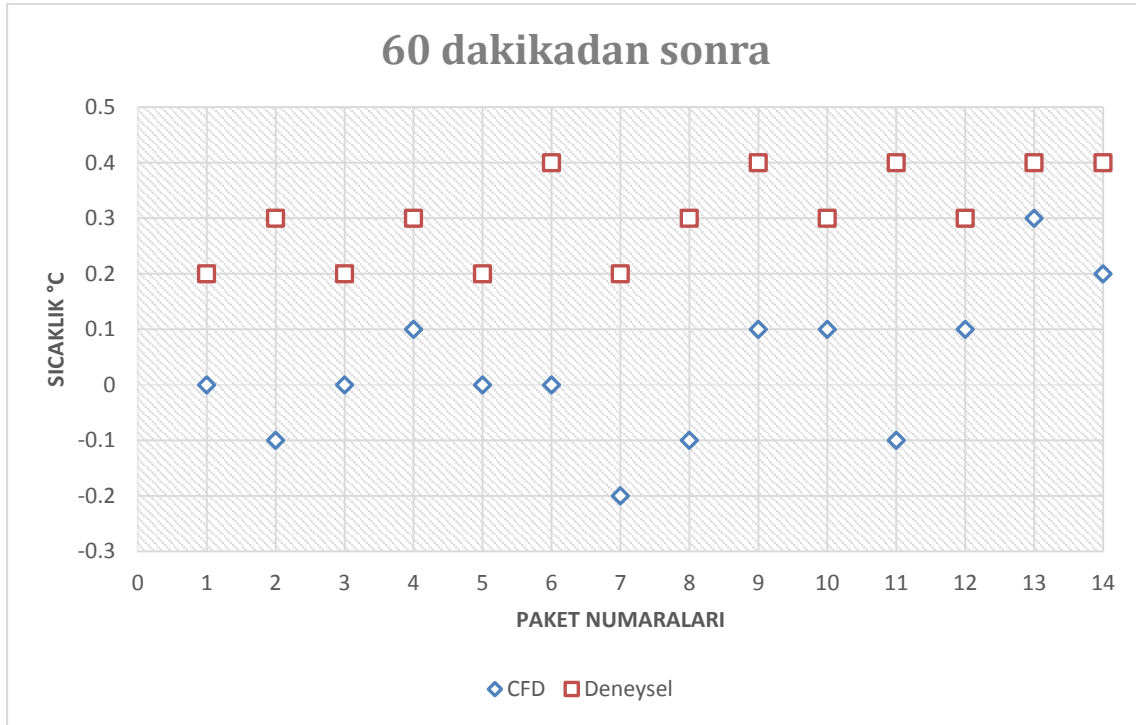
Paket ismi	Başlangıç sıcaklığı ΔT	60 dakika sonra ΔT	120 dakika sonra ΔT	180 dakika sonra ΔT	Son sıcaklığı ΔT	Ortalama Değer
Temp1	0	0.2	1	1.2	1.1	0.875
Temp2	0	0.4	1	1.1	1.3	0.95
Temp3	0	0.2	1	1	0.7	0.725
Temp4	0	0.2	0.8	0.8	0.9	0.675
Temp5	0	0.2	0.5	1.5	0.8	0.75
Temp6	0	0.4	0.3	0.5	0.1	0.325
Temp7	0	0.4	1.1	0.3	0.5	0.6
Temp8	0	0.4	0.8	0.5	1.1	0.7

Temp9	0	0.3	1.1	0.8	1	0.8
Temp10	0	0.2	1.1	1.1	0.4	0.7
Temp11	0	0.5	0.5	0.4	0.8	0.55
Temp12	0	0.2	0.7	0.8	1.1	0.7
Temp13	0	0.1	0.8	0.7	0.9	0.625
Temp14	0	0.2	0.6	1.2	1	0.75

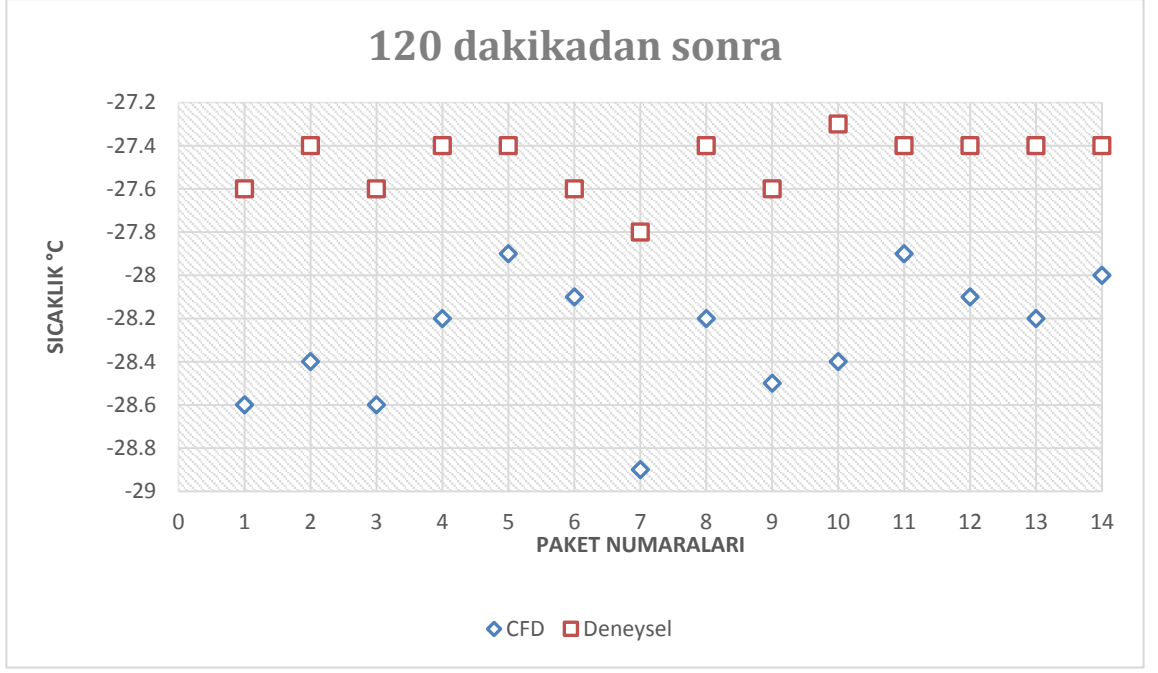
Paketlerin ortalama sıcaklıklarına bakıldığında, sıcaklıklar arasındaki farkın, deneysel sonuçlar ile CFD sonuçlarında birbiri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Paketler tek tek incelendiğinde ise deneysel ve CFD sonuçları arasındaki fark ortalama 0.725°C mertebelerindedir.

Bu durum, CFD sonuçlarının deneysel sonuçlara yakın çıktığını ve bu yöntemle güvenilebileceğini göstermektedir.

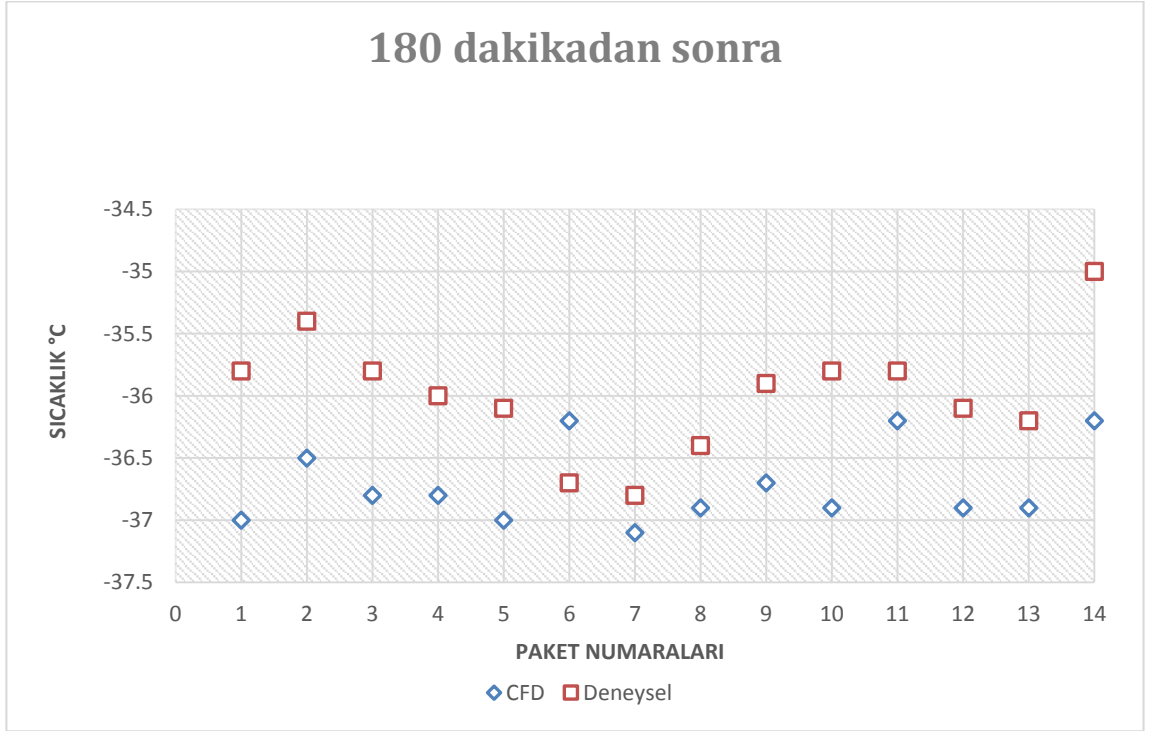
Çizelge 4.9’da görüldüğü gibi, maksimum fark 0.95 ve minimum fark 0.55 olmuştur. Bu küçük fark modelimizin geçerli olması için yeterlidir. Böylece CFD analizlerindeki sınır ve başlangıç şartlarını değiştirerek, deney yapılmadan, buzdolabı sonuçlarının öngörülmesi mümkündür.



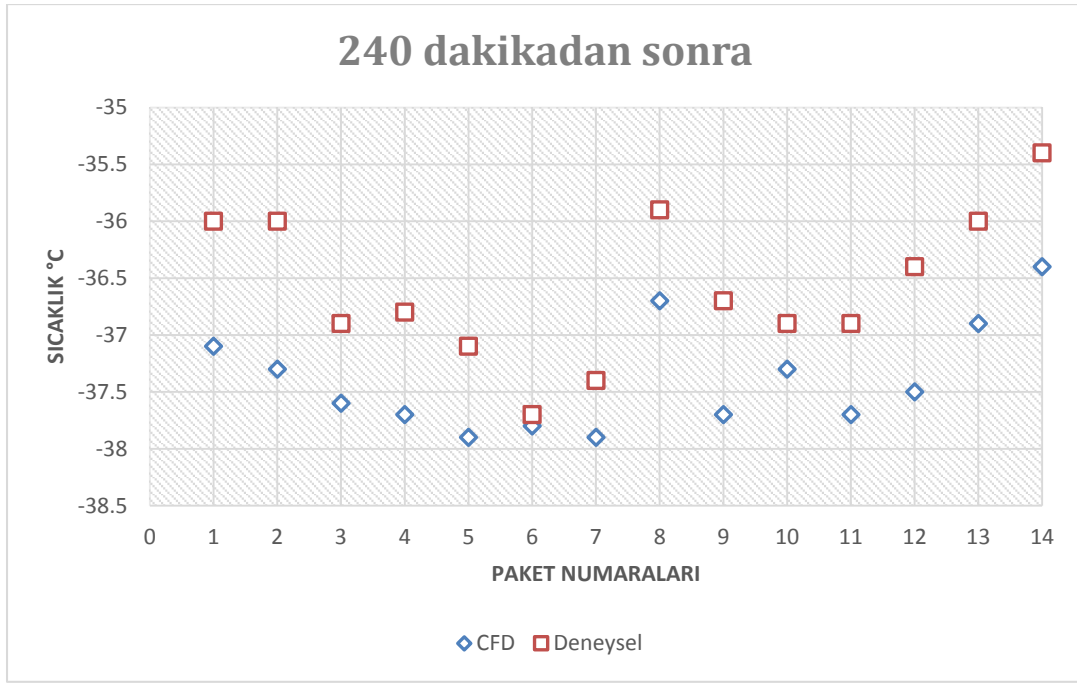
Şekil 4.17 : Deneysel ve CFD sonuçlarının karşılaştırılması (60 dakikadan sonra)



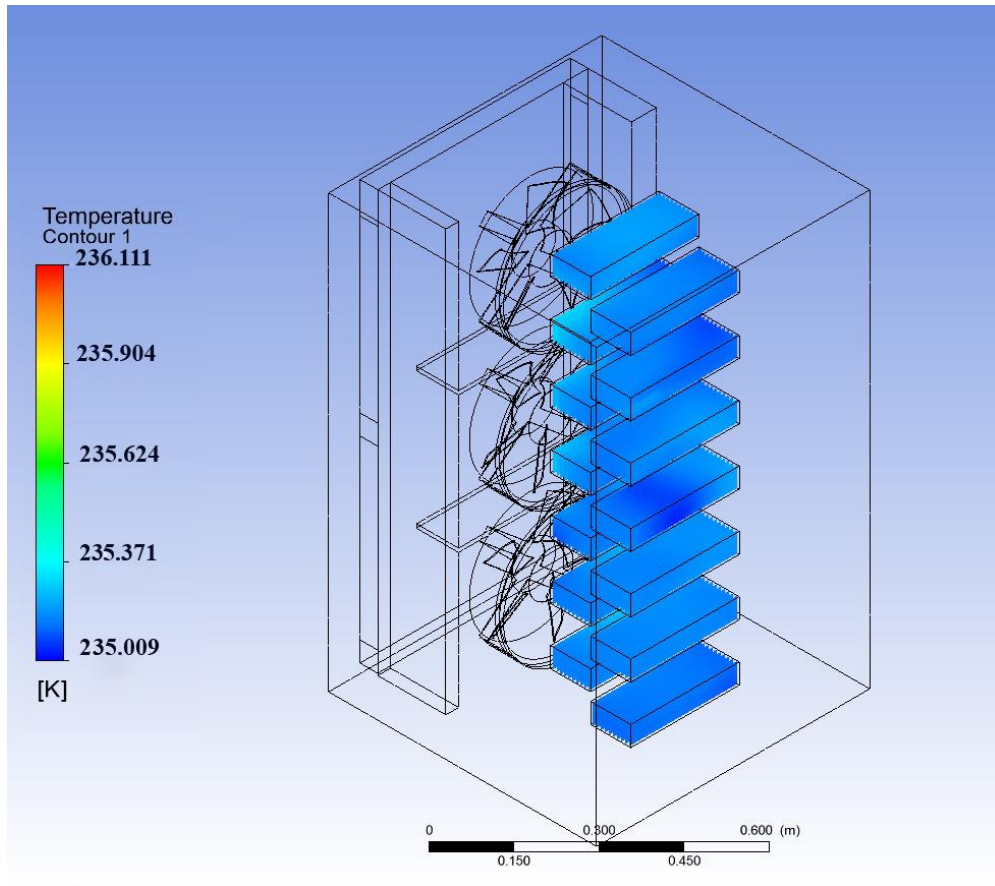
Şekil 4.18 : Deneysel ve CFD sonuçlarının karşılaştırılması (120 dakikadan sonra)



Şekil 4.19 : Deneysel ve CFD sonuçlarının karşılaştırılması (180 dakikadan sonra)



Şekil 4.20 : Deneysel ve CFD sonuçlarının karşılaştırılması (240 dakikadan sonra)



Şekil 4.21 : Paketlerin sıcaklık dağılımları (°C)

Ölçüm paketlerinin sıcaklık dağılımları daha önce verilmiştir. Şekil 4.21' de ise bu değerlerin görsellemesi verilmiştir. Tüm paketler arasında yorum yapma kolaylığı sağlayan bu şekile bakılırsa, orta raflarda bulunan paketlerin en soğuk paketler olduğu görülebilir. Bunun sebebi ise orta kısımlarda bulunan paketlerde orta fanın hemde alt ve üst fanın etkisinin de gözlemlenmesidir.

4.5.4 Konveksiyon ısı transfer katsayısının hesaplanması

Bu bölümde kabin içerisindeki hava akışı için konveksiyon ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır. Her paketin boyutları $20 \times 10 \times 5$ cm olduğuna göre, konveksiyon ısı transfer katsayısı şöyle hesaplanır:

$$Q = UA\Delta T \quad (4.8)$$

$$T_{evap} = -45^{\circ}C$$

$$T_{kabiniçi} = -30^{\circ}C$$

$$A = 0.28 \text{ m}^2$$

$$Q = 1500 \text{ watt}$$

$$\Delta T = 15$$

$$U = \frac{1500}{3,92 \times 15} = 25,51 \frac{w}{m^2C}$$

CFD sonuçlarından elde edilen konveksiyon ısı transfer katsayısı $26.54 \text{ w/m}^2\text{C}$ olduğuna göre CFD ve analitik değerlerin arasındaki fark 1.03 olarak hesaplanmıştır. Bunun için CFD analizlerde her paketin üzerindeki ısı geçişi değeri elde edilmiştir ve paketin yüzey alanını varsayılarak ısı taşınım katsayısı bulunmuştur.

4.5.5 Evaporatörde CFD ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Deneysel ve CFD çalışmalarında gözlenen evaporatör sıcaklık dağılımı Çizelge 4.11-a ve 4.11-b’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.11-a : Deneysel çalışmadaki evaporatörün son sıcaklığa ulaşınca kadar 1 saat arayla ölçülmüş sıcaklıkları

	Başlangıç sıcaklığı (°C)	60 dakika sonra (°C)	120 dakika sonra (°C)	180 dakika sonra (°C)	Son sıcaklığı (°C)
Evaporatör	33.90	-29.70	-36.24	-40.44	-41.63

Çizelge 4.11-b : CFD analizlerindeki evaporatörün son sıcaklığa ulaşınca kadar 1 saat arayla ölçülmüş sıcaklıkları

	Başlangıç sıcaklığı (°C)	60 dakika sonra (°C)	120 dakika sonra (°C)	180 dakika sonra (°C)	Son sıcaklığı (°C)
Evaporatör	35	-30.66	-37.34	-41.75	-42.02

4.6 Sonuçlar

Bu bölümde bir Blast Freezer (şok dondurucu) için bilgisayar ortamında yapılan nümerik (CFD) analizler ile deneysel analizler karşılaştırılmıştır. Bir Blast Freezer modeli CAD ortamında çizilmiştir ve basitleştirilmiş hali CFD ortamında analize alınmıştır. Boş Blast Freezer’da hava akışının incelenmesi yapılmıştır. k- ϵ (realizable) türbülans modeli oluşturulmuş ve bu modelde hava akışının incelenmesi için Navier-Stokes denklemleri çözülmüştür. Elde edilen sonuçların neticesinde maksimum hız, fanların çıkışında elde edilmiştir. Sonraki aşamada Blast Freezer içerisinde yer alan 14 rafta 14 adet paket yerleştirilmiştir ve tekrar çözüm ağı oluşturulmuştur ve devamında ısı geçişi problemi için kütle, momentum ve enerji denklemleri çözülmüştür. Sonuç olarak paketlerin merkez maksimum sıcaklıkları elde edilmiştir ve deneysel analizler ile karşılaştırılmıştır. Sıcaklık ve konvansiyon ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlarda CFD analizlerindeki paket sıcaklıkları deneysel sonuçlara göre ortalama 0,694°C soğuk bulunmuştur ve bu fark çok az olduğu için, CFD analizleri doğrulanmıştır.

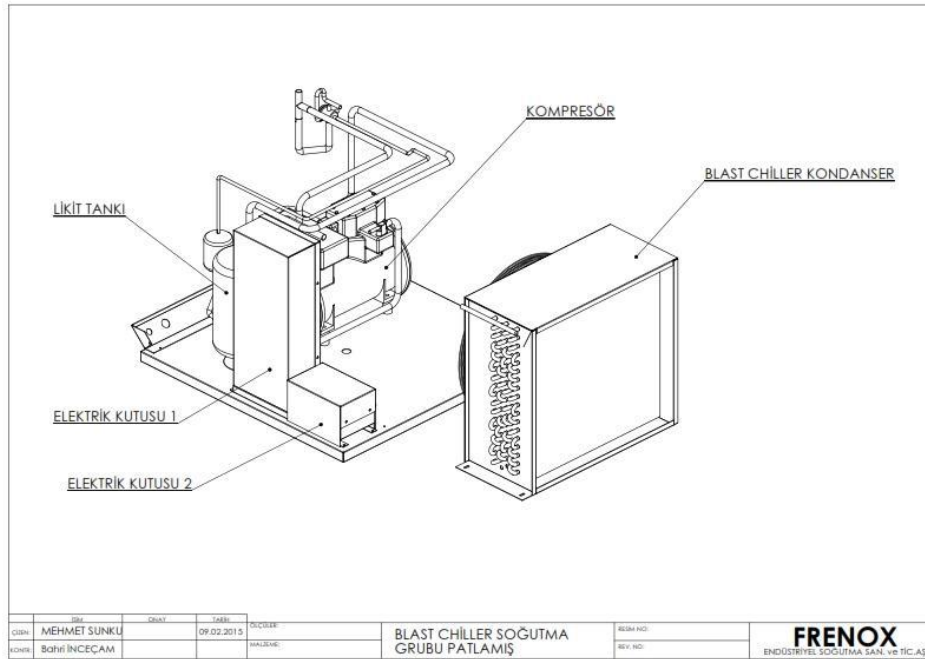
Bu çalışmayı gelecekte genişletmek için, 4 saat işlem sonunda kompresör boyunca durma zamanlarının da eklenmesini ve defrost aralıklarının da analize alınması tavsiye edilmektedir. Ayrıca türbülans modellerinin oluşturulması için farklı yöntemler kullanılabilir. Daha sonra homojen akışın sağlanması için fanların farklı hızlar ile çalıştırılması yeni bir analiz olabilir.

5. PROTOTİP İMALATI

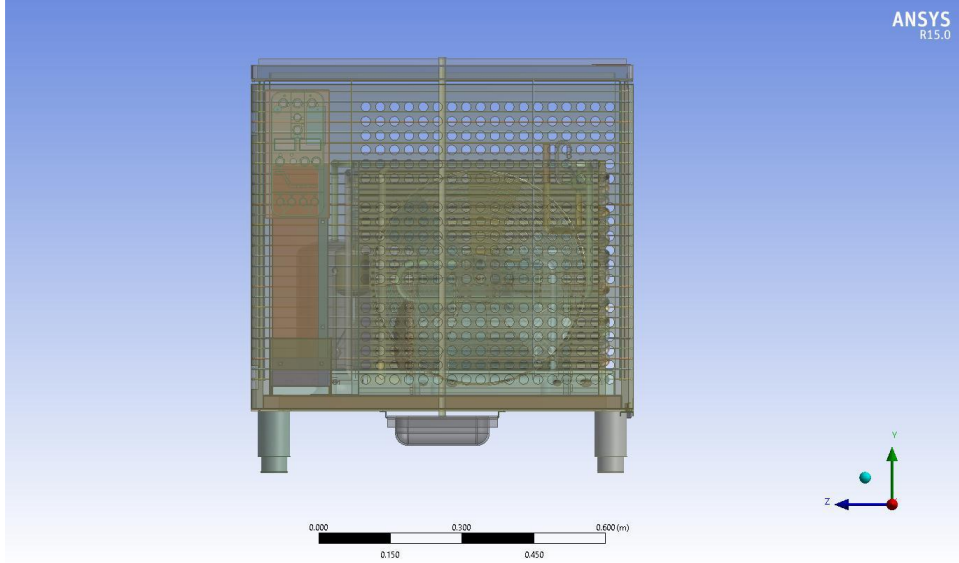
Bu kısımda model ve CFD çalışmaları değerlendirildikten sonra ilk prototip imalatı başlamıştır. Analiz edilen kondenser ve evaporatör imalatına başlanıp, basınç-entalpi diyagramı yardımı ile termodinamik yöntemleri kullanılarak kompresör seçimi yapılmıştır.

5.1 Soğutma Grubunun Tasarım ve İmalatı

Çalışmaları değerlendirdikten sonra, model şok dondurucuya benzer şekilde soğutma gurubu tasarlanmış ve katı modeli çizilmiştir. Bu bölümdeki yer alan şekillerde katı modelinin tasarımları gösterilmektedir.



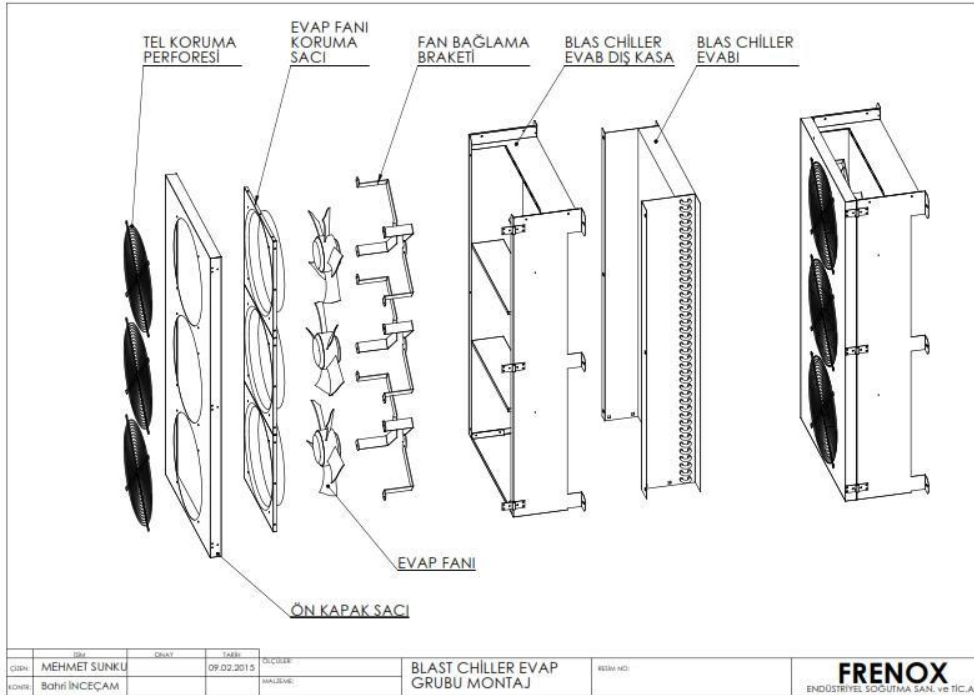
Şekil 5.1 : Blast Freezer için soğutma grubunun çizimi



Şekil 5.2 : Blast Freezer için soğutma grubunun katı modeli

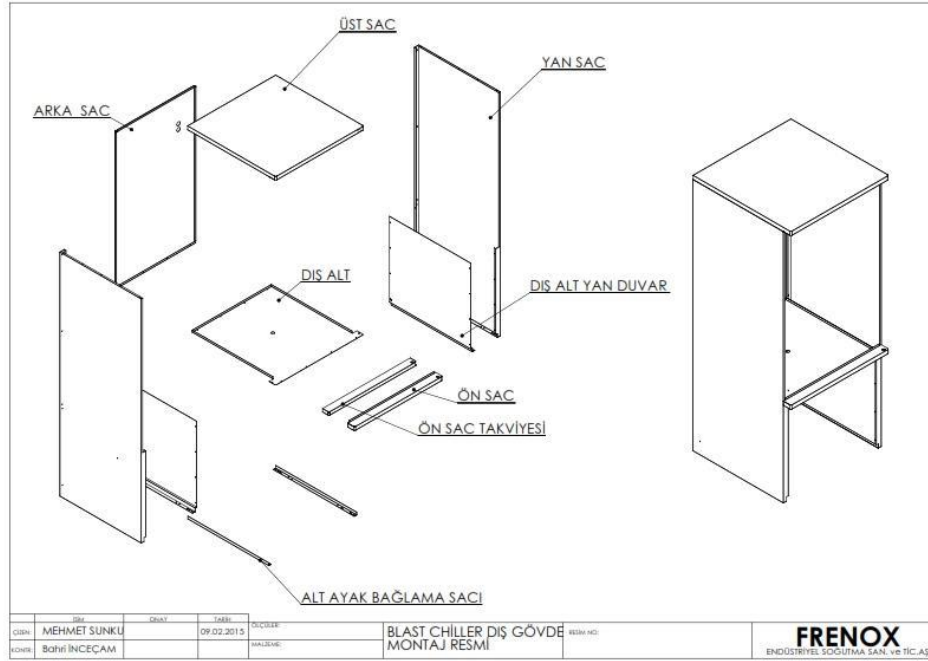
Hesaplanmış evaporatör ve dolap hacmine göre hava sağlama sistemi tasarlanmıştır.

Şekil 5.3’de evaporatör ve fan grubunun patlatılmış çizimleri gösterilmektedir.

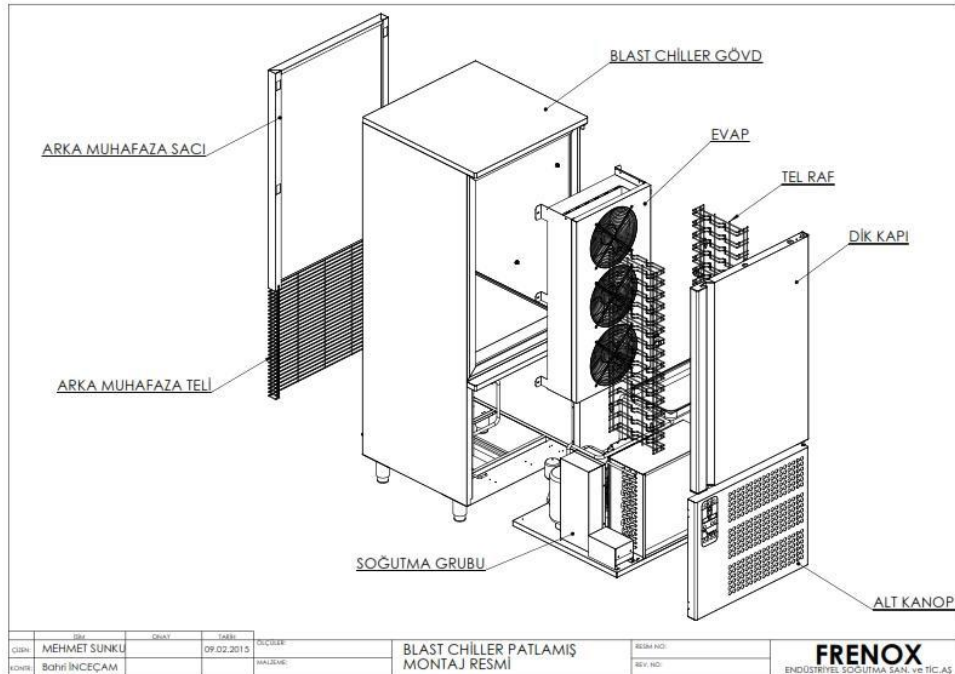


Şekil 5.3 : Blast Freezer için evaporatör ve fan grubu katı model tasarımları

Dolap tasarımları, analiz çalışmaları ile desteklenerek doğrulanmış olup nihai tasarımlara ilişkin modelleme ve çizimler yapılmıştır. Nihai tasarımları kapsayan dış gövde çizimleri ve dolabın gövde montaj resmi şekilde gösterilmiştir.



Şekil 5.4 : Blast Freezer'ın dış gövde montaj resmi



Şekil 5.5 : Sistem geneli patlamış montaj resmi

5.2 Genel Montaj

İmal edilen tüm buzdolabı bileşenlerinin montaj hattında elektrik ve gövde montajı yapılmıştır. Şekillerde (Şekil 5.6 – Şekil 5.9) önce gövde imalatı gösterilmiş sonrasında gövde ve elektrik montajı gösterilmiştir.



Şekil 5.6 : Gövde imalatı kalıptan çıktıktan sonra



Şekil 5.7 : Kapı menteşe ile monte edilmiştir



Şekil 5.8 : Blast Freezer için soğutma grubu ve elektrik montajı



Şekil 5.9 : Blast Freezer prototipin görüntüsü

Deney odasında imal edilmiş prototipler üzerinde EN 16825 standardına uygun çeşitli testler yapılmıştır. İlk aşamada güvenlik testleri yapılmıştır ve ikinci aşamada dolabın performansı ile ilgili çeşitli testler uygulanmıştır. Yeni imal edilmiş şok dondurucu tüm istenilen kriterleri sağlayarak seri imalatı için üretim hattına gönderilmiştir ve Türkiye’de ilk yerli ürün olarak piyasaya çıkarılmıştır.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada Blast Freezer içerisindeki hava akışı ve sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Çalışmanın literatüre katkısı; sistemin kapalı çevrimde çözdürülmüş olması ve devamında modellenerek çevrim oluşturulmasıdır. CFD tekniği ile yapılan nümerik çözümler, deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Dolabın enerji tüketiminin, sıcaklık dağılımı düzenlenerek iyileştirilebileceği göz önünde bulundurulursa, en sıcak ve en soğuk paketlerin tespit edilebilmesi, bu paketlerin sıcaklık farkının azaltılması için tasarım değişiklikleri yapılabilmesi açısından önemlidir. CFD sonuçlardan elde edilen en sıcak ve en soğuk paket numaraları deneysel sonuçlarla uyumlu bulunmuştur. Bu durum, farklı fan hızları için deney yapılmasına gerek kalmadan, debi ve sıcaklık dağılımlarının nümerik çözümler ile belirlenebilmesini sağlamıştır. Bu sayede hangi paketlerin sıcak kaldığı ve soğutulması gerektiği önceden belirlenebilecektir. Ayrıca Blast Freezer’da deney yapmadan giriş parametreleri CFD ortamında değiştirilerek istenilen sonuçlar elde edilmektedir. Örneğin şok dondurucuda CFD analizlerde fanların açısız hızlarını değiştirerek sıcaklık ve akışın nasıl bir sonuç elde edeceğini görmemiz mümkündür.

Çevrimin sonunda en sıcak ve en soğuk paketlerin sırasıyla 7 ve 14 numaralı paketler olduğu gözlemlenmiştir. Bu da deneysel sonuçlarla birbirini tutmaktadır. Paketlerin tamamı ele alındığında ise CFD sonuçları deneysel sonuçlara göre ortalama 0,694°C soğuk bulunmuştur. Bunun sebebi, paketlerin 100°C değerine ısıtılması için kaynar su içerisinde haşlanmasıdır. Buharın deneyde etkisi olmuştur ve bu etki CFD çalışmalarında ihmal edilmiştir. Ayrıca sensörlerin algıladığı sıcaklıklarda ± 0.01 derecelik bir hata olması beklenmektedir.

Bundan sonraki çalışmalarda, bu uygulamanın devamı olarak duvar kalınlıkları ve fan özellikleri değiştirilerek gıda kütle merkezi sıcaklıkları incelenebilir. Ayrıca farklı evaporasyon sıcaklıkları belirlenebilir ve paket sıcaklıklarına etkisi incelenebilir ve son olarak gelecek çalışmalarda defrost amacı için durma zamanları sisteme eklenerek tekrar paket sıcaklıkları incelenebilir.

Daha sonraki aşamada prototip imalatına geçilmiştir. Deney odasında imal edilmiş prototip üzerinde EN 16825 standardına uygun çeşitli testler yapılmıştır. İlk aşamada güvenlik testleri yapılmıştır ve ikinci aşamada buzdolabının performansı ile ilgili çeşitli testler uygulanmıştır. Yeni imal edilmiş şok dondurucu tüm istenilen kriterleri sağlayarak seri imalatı için üretim hattına gönderilmiştir ve Türkiye’de ilk yerli ürün olarak piyasaya çıkarılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] **Mustafa Barış PAKDİL.** (2011). No frost derdin dondurucu içindeki sıcaklık dağılımı ve hava akışının incelenmesi. Yüksek lisans tezi. Türkiye: İstanbul Teknik Üniversitesi, Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı.
- [2] **Patrick DAMPSEY & Pradeep BANSAL.** (2012). The art of air blast freezing: Design and efficiency considerations, *Applied Thermal Engineering Journal*, 41 (2012)
- [3] **Maria Justo ALONSO & Trond ANDERSENA.** (2011). Improvements of air flow distribution in a freezing tunnel using Airpak. *The 11th International Congress on Engineering and Food (ICEF11), Procedia Food Science 1 (2011) 1231 – 1238.*
- [4] **T.H.Shih, W.W.Liou, A.Shabbir, Z.Yang and J.Zhu,** Numerical Study of Heat Transfer Performance on the Air Side Of Evaporator For A Domestic Refrigerator. *Computer Fluids* 24(3):227-238.
- [5] **M.K.Chourasia, T.K.Goswami,** (2007). Steady State CFD modeling of Airflow, Heat Transfer and Moisture Loss In a Commercial Potato Cold Store, *International Journal of Refrigeration* 30 672-689,
- [6] **S.Ben Amara, O.Laguerre, M.C. Charrier-Mojtabi, B.Latrigue, D.Flick,** (2008). PIV Measurement of The Flow Field In a Domestic Refrigerator Model: Comparison With 3D Simulations, *International Journal Of Refrigeration* 31 1328-1340,
- [7] **Guo-Liang Ding, Hong-Tao Qiao, Zhi-Li Lu,** (2004). Ways to Improve Thermal Uniformity Inside a Refrigerator, *Applied Thermal Engineering* 24 1827-1840
- [8] **Pierre-Sylvain Mirade, Alain Kondjoyan, Jean-Dominique Daudin,** (2002). Three-Dimensional CFD calculations for designing large food chillers. *Computers and Electronics in Agriculture Journal* 34 (2002) 67-88
- [9] **Adrian Bejan, Allan D. Kraus,** (2003). Heat Transfer Handbook, John Wiley & Sons, inc, p531
- [10] **Incropera, F. P., & Dewitt, D. P.,** (1996). Fundamentals of heat and mass transfer (5th ed). John Wily and Sons.
- [11] **Lacerda, V.T. ,Melo, C. , Barbosa Jr, ve Duarte, P.O.O ,**(2005). Measurments of the air flow field in the freezer compartment of a top mount no-frost domestic refrigerator: the effect of temperature, *International Journal of Refrigeration*, 28, 774-783.

- [12] **Poyraz, O. (2011).** Soğutucuların Dondurucu Bölmesinde Çalışma Oranına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi. (Yüksek Lisans Tezi) Türkiye: Y.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [13] **Espinoza Rodezno, Srijanani Sundararajan, Kevin Mis Solval, Arranee Chotiko, Juan Li, Jie Zhang, Luis Alfaro, J. David Bankston.** (2013). Cryogenic and air blast freezing techniques and their effect on the quality of catfish fillets Luis A
- [14] **Gordon J. Van Wylen.** (2002) . Fundamentals of classical Thermodynamics (3rd ed).
- [15] **Url-1,**< <http://jullio.pe.kr/fluent6.1/help/html/ug/node1283.htm>>, *Fluent User Guide*, alındığı tarih 12.01.2015
- [16] **Url-1,**< <http://www.unilab.eu/chi-siamo/>>, *UNILAB heat transfer User Guide*

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad :Nima MOLANI
Doğum Tarihi ve Yeri : 26.04.1986 İran
E-posta : nimamolani@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2009, Islamic Azad University of Tabriz (IAUT), Mechanical Engineering , Solid Design

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2014-2015 YILLARI ARASINDA FRENOX A.Ş AR-GE MERKEZİNDE 7140236 NOLU TÜBİTAK PROJESİNDE ÇALIŞTI.

YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Mir Yoseph HASHEMI, Alireza JAHANGIRIAN and Nima MOLANI. A Hybrid and Efficient Adaptive Cartesian Grid for Simulation of Unsteady Flow in Aerodynamics Applications. *Proc. of the Intl. Conf. on Advances in Mechanical and Robotics Engineering- AMRE 2013. Institute of Research Engineers and Doctors.*

