

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENDÜSTRİYEL BUZDOLAPLARINDA SICAKLIK VE HIZ
DAĞILIMININ İNCELENMESİ

Çiğdem ALADAĞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı-Proses Programı

Danışman
Prof. Dr. Hakan DEMİR

Haziran, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENDÜSTRİYEL BUZDOLAPLARINDA SICAKLIK VE HIZ DAĞILIMININ
İNCELENMESİ

Çiğdem ALADAĞ tarafından hazırlanan tez çalışması 10.06.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı-Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Hakan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hakan DEMİR, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Özden AĞRA, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA, Üye

Trakya Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Hakan DEMİR sorumluluğunda tarafımda hazırlanan Endüstriyel Buzdolaplarında Sıcaklık ve Hız Dağılımının İncelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Çiğdem ALADAĞ

İmza



Bu çalışma, Kaplanlar Soğutma A.Ş. tarafından desteklenmiştir.



Aileme,

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmam süresince yol gösteren, eleştirileri ve önerileri ile tezimi tamamlamamı sağlayan danışman hocam Sayın Prof. Dr. Hakan DEMİR'e teşekkürlerimi sunarım.

Yıldız Teknik Üniversitesi'ndeki yüksek lisans süreciyle başlayan tanışıklığımız, içtenliği ve hayata bakışı ile örnek alacağım, sağladığı destekler, gösterdiği yollar ile de hayat boyu bir vefa borcu taşıyacağım çok kıymetli ve saygıdeğer hocam Prof. Dr. Özden AĞRA'ya teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Öncelikle dostluğu, sonrasında kariyer hayatıma olan katkısıyla bu tezi tamamlamamda yardımcı olan Kaplanlar Soğutma A.Ş. Enerji ve Soğutma Teknolojileri Test Bölümü Yöneticisi Çağrı BALKAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Bugüne gelmemde en büyük katkıları olan aileme teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Ve son olarak, her şey de olduğu gibi yüksek lisansa başlamamdan bitirmeme kadar olan süreçte verdiği destekle, sevgili eşim Övünç MUTLU'ya teşekkürlerimi sunarım.

Çiğdem ALADAĞ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ.....	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
1 Giriş.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	4
1.3 Hipotez	5
2 Soğutma Çevrimi.....	8
2.1 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	10
2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	12
2.3 CO ₂ Kullanılan Soğutma Çevrimleri	13
3 Soğutucu Akışkanlar.....	18
3.1 Ozon İncelme Potansiyeli (ODP) ve Küresel İncelme Potansiyeli (GWP)	20
3.2 Soğutucu Akışkan Olarak Karbondioksit (R744).....	22
4 ISO 23953 Test Standardı.....	27
4.1 Ürün Sıcaklık Sınıfları.....	27
4.2 Ürün Sıcaklık Eğrileri.....	28
4.3 Test Paketleri.....	29
4.4 Test Odası İklim Sıcaklığı Sınıfları	30

4.5 Test Odası Ortam Koşulları Ölçüm Noktası.....	31
5 Soğutuculu Teşhir Dolabının HAD Modellemesi	33
5.1 Dolap Hava Akış Analizi.....	34
5.2 Buz eritme (Defrost) Periyodunun Ürün Sıcaklığına Etkisini Gösteren HAD Analizi	37
6 Test ve Doğrulama	43
6.1 Belirsizlik Analizi.....	45
6.2 Regresyon Modelinin İncelenmesi	46
7 Sonuç ve Öneriler	48
Kaynakça.....	49
A Regresyon Analizi.....	50
Tezden Üretilmiş Yayınlar	53

SİMGE LİSTESİ

a	En sıcak ürüne ait eğri
b	En soğuk ürüne ait eğri
b_0	Hava perdesi yatay genişliği
c	Tüm ürünlerden en yüksek minimum sıcaklık eğrisi
D_m	Sapma modülü
g	Gram
g	Yerçekimi kuvveti
H	Dolabın ön açık yüksekliği
J	Joule
kJ	Kilojoule
kg	Kilogram
m^3	Metreküp
mK	Metre Kelvin
mm	Milimetre
Q	Debi
Q_H	Ilık ortam ısısı
Q_L	Soğuk ortam ısısı
s	Saniye
T	Test periyodu
T_0	Üfleme noktasındaki hava sıcaklığı
T_{analiz}	Analiz ortalama ürün sıcaklığı
T_c	Dolap içindeki soğuk hava sıcaklığı
$T_{deneysel}$	Deneysel ortalama ürün sıcaklığı

T_H	Ilık ortam sıcaklığı
T_L	Soğuk ortam sıcaklığı
T_w	Ortamdaki hava sıcaklığı
t	zaman
u_0	Üfleme noktasındaki hava hızı
W	Watt
$^{\circ}C$	Derece Celcius
$\%$	Yüzde
θ	Sıcaklık
θ_{ah}	En sıcak ürünün, en yüksek sıcaklığı
θ_b	En soğuk ürünün, en düşük sıcaklığı
θ_{al}	En soğuk ürünün, en düşük sıcaklığı
ΔP	Basınç farkı
ρ_0	Üfleme noktasındaki hava yoğunluğu
ρ_w	Ortamdaki hava yoğunluğu
ρ_c	Dolap içindeki soğuk hava yoğunluğu

KISALTMA LİSTESİ

CFC	Kloroflorokarbon
CO ₂	Karbondioksit
GWP	Global Warming Potential
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HCFC	Hidrofloroklorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
NH ₃	Amonyak
ODP	Ozone Depletion Potential
UV	Ultraviyole

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Dolap içerisindeki hava akışı ve ilgili bölge tanımlamaları.....	7
Şekil 2.1 Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevrimine ait T-s diyagramı.....	9
Şekil 2.2 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi düzeneği ve T-s diyagramı.....	10
Şekil 2.3 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait P-h diyagramı	11
Şekil 2.4 Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi düzeneği ve T-s diyagramı. 12	
Şekil 2.5 İdeal transkritik soğutma çevrimi.....	14
Şekil 2.6 İdeal transkritik soğutma çevrimi basınç-entalpi (P-h) grafiği.....	15
Şekil 2.7 İdeal transkritik soğutma çevrimi sıcaklık-entropi (T-s) grafiği	15
Şekil 2.8 CO ₂ ve NH ₃ 'ün kullanıldığı subkritik bir kaskad soğutma çevrimi	16
Şekil 2.9 CO ₂ ve NH ₃ kaskad soğutma çevrimi için basınç-entalpi (P-h) grafiği	17
Şekil 3.1 Ozon molekülleri kimyasal döngüsü.....	21
Şekil 4.1 Dolap ürün sıcaklık eğrileri dondurucu/negatif dolaplara ait.....	28
Şekil 4.2 Dolap ürün sıcaklık eğrileri pozitif dolaplara ait	28
Şekil 4.3 Sıcaklık sensörünün yerleşimi içeren M-paketi.....	30
Şekil 4.4 Dikey çok raflı dolap için ortam koşulları ölçüm noktası gösterimi.....	32
Şekil 5.1 Dolaba ait test sürecini gösteren fotoğraf.....	33
Şekil 5.2 Oluşturulan ağ yapısı	34
Şekil 5.3 Dolap üzerinde tanımlanan sınır koşulları	35
Şekil 5.4 Dolap hava hızı dağılımı kontur grafiği.....	35
Şekil 5.5 Ürün sıcaklık değişiminin analiz edildiği model ve tanımlanan sınır koşulları	38
Şekil 5.6 Ürün sıcaklık değişiminin analiz edildiği modele ait ağ yapısı	39
Şekil 5.7 Ürün buz eritme periyodu öncesi t=0 ile t=7200 saniyedeki sıcaklık dağılımı.....	40
Şekil 5.8 Buz eritme periyodu sonunda elde edilen sıcaklık t=9000 saniye sonundaki sıcaklık dağılımı.....	40
Şekil 5.9 Buz eritme periyodunun bitmesinin ardından soğutmanın başlatıldığı süreç itibarıyla t=10800 saniyedeki sıcaklık dağılımı	41
Şekil 5.10 Ürün sıcaklık düşüşünü görmek adına t=12600 saniyedeki sıcaklık dağılımı.....	41

Şekil 5.11 6 saatlik analiz periyodunun sonunda ürün sıcaklıklarının stabil olduğu andaki $t=21600$ saniyedeki sıcaklık dağılımı.....	42
Şekil 6.1 Dolabın standarda göre yüklenmesi ve veri alımı gerçekleştirilen (pembe) noktalar	43
Şekil 6.2 Ürün sıcaklıklarının 6 saatlik zaman periyodu içerisinde değişimi.....	44
Şekil 6.3 Deneysel ve analiz sonucunda elde edilen ürün sıcaklıkları ve hata oranının karşılaştırılması.....	45
Şekil 6.4 Ürün sıcaklığına bağlı regresyon analiz grafiği.....	47



TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 Soğutucu akışkanların ODP ve GWP Değer.....	22
Tablo 3.2 CO ₂ ve bazı soğutucu akışkanların karakteristik özellikleri	26
Tablo 4.1 Standarda göre ürün sıcaklık sınıfları	27
Tablo 4.2 ISO 23953 Test odası iklim sınıf ve özellikleri	31
Tablo 5.1 Ürün (M-paket) termofiziksel özellikleri.....	38
Tablo 6.1 Ölçüm belirsizlik hesap değerleri.....	46



Endüstriyel Buzdolaplarında Sıcaklık ve Hız Dağılımının İncelenmesi

Çiğdem ALADAĞ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Hakan DEMİR

Soğutuculu Teşhir Dolapları tabiriyle adlandırılan endüstriyel/süpermarket tipi buzdolaplarının açık tipte ve çok raflı olan varyasyonları bilindiği üzere sektörde en fazla kullanılan tip olarak bilinmektedir. Bu dolapların tasarımındaki en önemli iki parametre ürün sıcaklıklarının gıda şartnamelerine göre muhafaza edilmesi ve enerji sarfiyatının mümkün olduğu kadar az olmasıdır. Bu iki parametrenin elde edilebilmesi için termodinamik açıdan uygun ve verimliliği yüksek soğutucu ekipmanlarının seçilmesi, aerodinamik açıdan ise hava perdesi ve diğer akışların doğru tasarlanması ve tanımlanması büyük önem arz etmektedir. Bu çalışmada, Kaplanlar Soğutma A.Ş. bünyesinde ve müşteri nezdinde sıklıkla tercih edilen açık tip, çok raflı bir sütlük dolabının kesit resmi üzerinden zamana bağlı olarak bir analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analizde içerisinde rejim sıcaklığında dolaba yüklenen ürünlerin 6 saatlik zaman dilimi içerisinde soğutma ve buz eritme periyotlarını göstermek adına Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizi yapılmıştır. Tüm analiz girdileri laboratuvar ortamında elde edilen deneysel verilerden elde edilmiş ve ürün tanımlamaları ISO 23953'te bulunan M-

paketlerinin termofiziksel özellikleri girilerek yapılmıştır. Analiz ortamında elde edilen hava akış (hava perdesi) ve zamana bağlı ürün sıcaklık grafikleri elde edilmiş ve bu çıktılar yine bahsi geçtiği üzere laboratuvar ortamında doğrulanmıştır. Kısaca bu çalışmada analiz ortamında gerçekleştirilen ve elde edilen ürün sıcaklık ve hava hızları deneysel ortamda elde edilen verilerle karşılaştırılmış ve analiz ile fiziksel ortam arasındaki hata oranları tespit edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Soğutuculu Teşhir Dolapları, HAD, Hava Perdesi



Investigation Temperature and Air Distribution on The Industrial Refrigerator

Çiğdem ALADAĞ

Department of Mechanical Engineering

Master Thesis

Advisor: Prof. Dr. Hakan DEMİR

The open and multi-deck variations of industrial/supermarket type refrigerators, called as refrigerated display cabinets, are known as the most widely used type in the industry. The most important two parameters of designing these cabinets are maintaining the product temperatures according to food specifications and being the energy consumption as low as possible. In order to obtain these two parameters, it is crucial that selecting compatible and highly efficient cooling equipment in terms of aerodynamic. In this study, a transient analysis was done on the section drawing of a multi-deck dairy cabinet which is preferred from customers frequently in Kaplanlar Soğutma A.Ş. In this Computational Fluids Dynamics (CFD) analysis was carried out to show cooling and ice melting periods of 6 hours time of products at stable temperature. All analysis inputs were obtained from experimental data in the laboratory ambient and thermophysical properties of M-packages were defined from ISO 23953. Air flow (air curtain) and product temperature graphs of depending on time were obtained and these outputs were verified in the laboratory again. Briefly, in this study, the products temperature and air velocities obtained in the analysis and were compared with

the data obtained in the experimental and error rates between the analysis and physical environment were determined.

Keywords: Refrigerated Display Cabinets, CFD, Air Curtain.



1.1 Literatür Özeti

Cortella, dolap içindeki ürün sıcaklıklarının ve hava dağılım modelinin öngörüsü için iyi bir araç olan HAD analizinin fayda sağladığını göstermiştir. Sayısal yöntemde hava dağılım modeli ve sıcaklığı, analiz sürecini hızlandırmak amacıyla tanımlanmıştır. Analiz sonuçları dikey ve yatay tip dolaplar için yapılmış, sıcak havanın filtrelenmesinin dolap enerji dengesi üzerindeki etkisini ve sonuçlarını deneysel verilerle karşılaştırarak doğrulamıştır [1].

Orlandi, dış ortamdan gelen termal etkinin enerji tüketimine etkisini göstermek adına kapalı tip dolaplarda iki analiz gerçekleştirmiştir. İlk analizinde kapı açma periyodunun zamana bağlı olarak analizlerinin gerçekleştirmiş, sonrasında kapı tipine göre (kayar ve menteşeli tip), etkisini görmek için yaptığı analizleri fiziksel ortamdaki elde ettiği enerji tüketim test verileriyle karşılaştıran bir çalışma yapmıştır [2].

Hadawey, soğutuculu teşhir dolabının performansını etkileyen, hava hızı, hava perdesinin genişliği, deşarj açısı ve pozisyonu gibi önemli parametreleri içeren 2 ve 3 boyutlu dolap modelleri için analizler gerçekleştirerek, elde edilen analiz sonuçlarını test verileriyle de doğrulamıştır [3].

Yine Cortella, açık tip dikey soğutuculu teşhir dolaplarında sıcaklık ve hız dağılımlarını sonlu elemanlar yöntemini kullanarak uygulamıştır. Farklı çalışma koşulları altındaki dolapların standarda bağlı olarak elde edilen test verileriyle sayısal analiz sonuçlarını karşılaştırarak doğrulamıştır [4].

Güngüneş, ticari amaçlı bir soğutma kabinin sayısal analizini içeren çalışmada bilgisayarlı sayısal akışkan dinamiğinin bir kodu olan PHOENICS'den yararlanmıştır. Tek, iki ve üç jetli sistemler içeren sistemler içinde elde edilen

optimum şartlarda, ortam havasının sıcaklığı değiştirilmek üzere durumlar arası karşılaştırmalar yapılmıştır. Yapılan HAD analizleri çıktılarının deneysel sonuçlara yakın olduğu ve üç jetli soğutma sistemlerinin kabin içinde ürünlerin muhafaza edilmesi için istenilen sıcaklık değerlerinin sağlanmasında, özellikle kabin içinde homojen bir sıcaklık dağılımı oluşturmamasından dolayı en ideal sistemler olduğu tespit edilmiştir [5].

Foster, yaptıkları çalışmada M2 ürün sıcaklık sınıfında bulunan bir içten motorlu dolaptaki hava akışını HAD analizi aracılığıyla inceleyerek, dolabın alt kısmında bulunan soğutucunun sol tarafındaki boşluktan dolayı oluşan vorteks ve ölü hava akış alanının görüldüğü dolapta, soğutucu boyunu mümkün olduğunca arttırıp, aynı zamanda soğutucunun öne taşınması ve fan ile bağlantı tasarımını açılı yaparak yeni bir model oluşturmuştur. Oluşturulan yeni model ile tekrar gerçekleştirilen HAD analizi ile ölü hava akış alanları azalmıştır. Bununla birlikte gerçekleştirilen hava akışı iyileştirilmesi neticesinde 4°C üzerindeki ürün sayısı 12 üründen 1 ürüne düşmüş ve aynı zamanda dolabın günlük tüketimi 1,37 kW'tan 1,29 kW'a düşmüştür [6].

Ge, CO₂'nin zamanla HFC soğutucu akışkanlarının yerini almasıyla diğer sistem ekipmanlarına da uygunluğu üzerine çalışmalar yapılması gerektiğini öne sürmektedir. Bu sebeple, belirlenen bir ekipman (soğutucu) üzerinden çeşitli parametre (boru çapı/et kalınlığı ve devreleme) değişimlerinin performansa etkisi incelemiştir. CO₂ soğutucu akışkanına uygun soğutucuların geometrik yapıları ve soğutucu devreleme tipinin akışa etkisini incelemek amacıyla yaptıkları çalışmada R404A soğutucu akışkanının kullanıldığı M sınıfı bir dolabı baz alarak farklı çaplarda ve et kalınlıklarında boru ve farklı sayıda devre alternatifleriyle oluşturdukları 9 farklı CO₂'li tasarım opsiyonu üzerinden soğutma kapasitesine, soğutucu akışkan kütleli debine ve evaporasyon sıcaklığına etkilerini incelemişlerdir. Bu incelemelere ek olarak boru çapı artışının basınç düşüşüne ve soğutucu performansına etkisi incelenmiştir [7].

Chen, ortam sıcaklığı, nemi ve hava akışı, gece perdesi ve arka delikliden gelen hava akışı gibi soğutuculu teşhir dolaplarında performansı etkileyen parametrelerden deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmada belirtilen bu

parametreler dışında ısı yükü ve iç sıcaklık dağılımı üzerine araştırma da yapılmıştır. Çıkan sonuçlar neticesinde ortam sıcaklığı ve bağıl nem arttığında; ürün sıcaklığında ve ısı kazanımının arttığı görülmüştür. Dolap uzunluğuna paralel hava akışının etkisinin sınırlı olduğu, sağlanan hava hızındaki artış iç tarafta daha homojen dağılımlı bir hava oluşturacağından, üfleme ve emiş kısmındaki hava sıcaklık farkı da azalacağından dolayı ısı kazanımının da azalmış olduğu görülmüştür. Arka delikliden sağlanan hava akışı fonksiyonu özellikle arka taraftaki ürünler ve alt raflardaki ürün sıcaklığının daha düşük olmasını sağladığı ve gece perdelerinin enerji tasarrufunda fayda sağladığı görülmüştür. Tüm bunların dışında çalışmada Reynolds ve Richardson sayılarına bağlı olarak yapılan incelemede, momentum kuvvetleri arttığında termal eğilimin de arttığı fakat yerçekimi kuvveti daha baskın olduğunda ise azaldığı tespit edilmiştir [8].

Wu, açık dikey tip dolapta arka delikli yapısının ısı transferi ve hava akışı performansına etkisini nümerik ve deneysel olarak incelemiş ve deneysel testleri nümerik analizlerdeki hassasiyeti doğrulamak amacıyla uygulamıştır. Isı transferinin ve hava akışının karakteristikleri araştırılırken, farklı konumdaki deliklerin aynı geçirgenliğe sahip olması ve farklı geçirgenlik değerine sahip arka delikli ile hava perdesi arasındaki farklı hava akışı olacak şekilde iki grupta incelenmiştir. Deneysel sonuçlar ile nümerik sonuçlar karşılaştırıldığında öngörülen model meydana gelmiştir. Ayrıca hesaplama sonuçlarına bakıldığında, açık dikey tip dolaplarda geçirgenlik değerinin %3 daha az olması durumunda daha iyi bir performans elde edilmiştir. Farklı konumlardaki delikler ise ürün sıcaklık dağılımında daha az etki ettiği görülmüştür. Çalışmada arka delikli ve raflar arasındaki uygun geçirgenlik değeri ile ürün sıcaklıklarında homojen bir dağılım görülmüş ve ürün sıcaklıklarındaki homojenlikte ve ürün sıcaklıklarındaki maksimum sapma değerinde %41 ve %49 arasında bir iyileşme görüldüğü sonucuna varılmıştır [9].

Artico, açık dikey ve yatay dolap tipleri için yaptıkları iki boyutlu HAD analizi gerçekleştirmişlerdir. Bu analize ek olarak soğuk havanın market ortamına etkisini görmek amacıyla da üç boyutlu bir analiz daha yapmışlardır. Analizler ve deneysel sonuçlar ISO 23953 soğutuculu teşhir dolapları test standardına temel alınarak

karşılaştırma yapılmıştır. Çalışma sonucunda, açık tip dikey dolaplar için soğutucunun alt kısma düzgün bir şekilde yerleştirilmesi sonucunda soğutma yükünde ve ürün sıcaklıklarında iyileşme sağlanmıştır. Yine aynı dolap tipinde soğutucunun arka deliklinin arkasına yani dolabın sırt kısmına yerleştirilmesi sonucunda daha karmaşık bir ürün tasarımına ve ürün sıcaklıklarının istenilen değere ulaşması gibi problemlere sebebiyet verdiği görülmüştür. Açık tip yatay dolaplarda ise, soğutucu konumunun alt kısım ya da sırt kısmında yer alması durumunda elde edilen sonuçların karşılaştırması durumunda kayda değer bir fark olmadığı görülmüştür. Kare tip soğutucunun kullanılmasıyla, daha iyi hava sirkülasyonu sağlandığından enerji tüketim değerlerinde daha iyi değerler elde edilmiştir. Ve çalışmada son olarak süpermarket ortam koşullarında dolabın etkilediği alan için, hava sirkülasyon kiti kullanılarak market koridorlarında etkilenen hava alanın sıcaklığı 2°C artması sağlanmıştır [10].

Gaspar, açık tip soğutuculu teşhir dolabı için hava akışı ve ısı transferi araştırmalarını HAD analizi kullanarak çalışmışlardır. Fiziksel model, iç kanallar, fan, soğutucu ve ürünlerin termal tepkilerini de temel alan modelde havadaki nem ve yüzeyler arasındaki radyasyon ısı transferi de hesaplanmıştır. Deneysel testler hava sıcaklığı, bağıl nemi ve hızın nümerik sonuçlarını doğrulamak için yapılmıştır. Nümerik ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında bu değerlerin birbirine yakın ve karşılaştırılabilir olduğu görülmüştür. Bunlarla birlikte açık tip dolaplarda ana termal yükün ortamdaki havanın termal geçirgenliği olduğu görülmüştür [11].

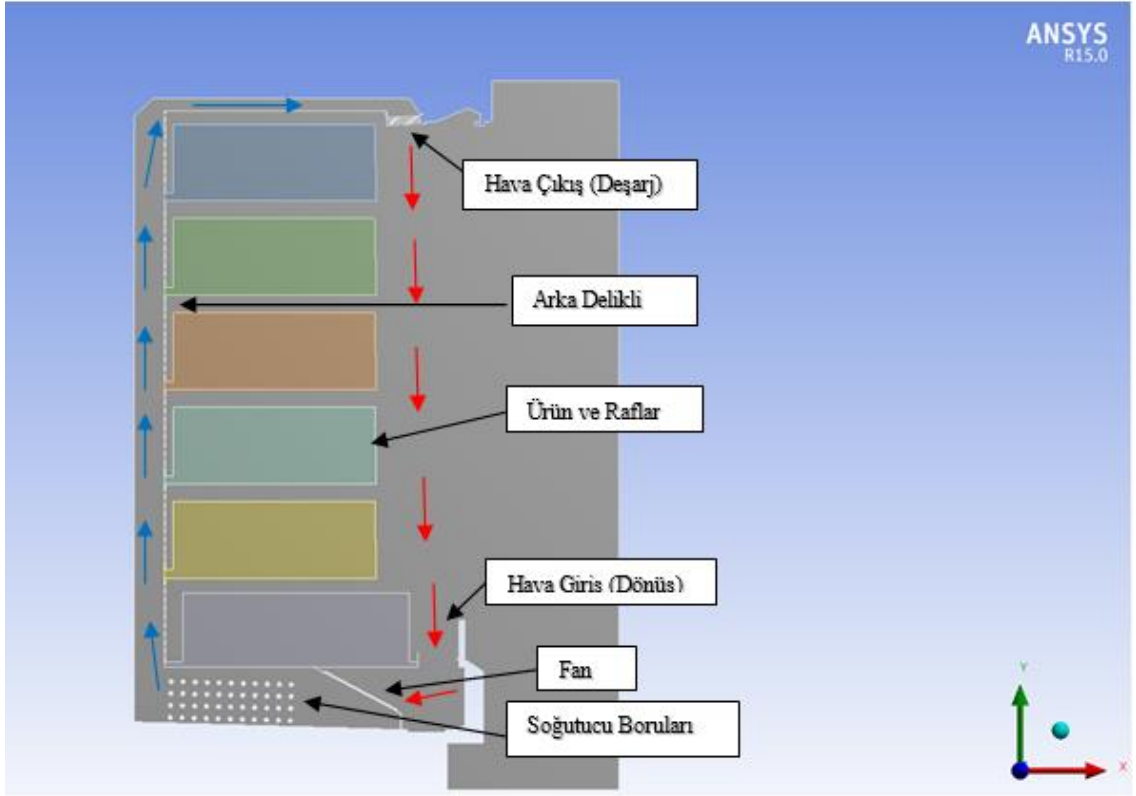
1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, fiziksel ortamda testi gerçekleştirilen bir soğutuculu teşhir dolabının aerodinamik tasarımında önemli parametrelerden biri olan hava perdesinin HAD analizi yapılarak görülmesi ve buna bağlı olarak rejim sıcaklığındaki ürünlerin buz eritme periyodu süresi boyunca sıcaklık değişiminin analiz edilmesi ve elde edilen test verileriyle karşılaştırılarak doğrulamasının yapılmasını çalışmaktır.

1.3 Hipotez

Günümüzde dünya genelindeki tüm sektörlerde her geçen gün enerji kullanımı ve buna bağlı olarak enerji birim fiyatları artış göstermektedir. Enerjinin hayatımızdaki en önemli faktörlerden biri olması sebebiyle hemen hemen her sektörde enerji kullanımı azaltacak çözümler tasarlanıp kullanılmaktadır. Bu bağlamda soğutma ve iklimlendirme sektöründe de yeni ve oldukça etkin sistemler tasarlanmıştır. Açık tip çok raflı soğutuculu teşhir dolapları, ürünlere kolay ulaşılabilirliğin sağlanması açısından süpermarketlerde en çok kullanılan soğutuculu teşhir dolabı tipi olmasıyla birlikte; bu kolaylığın yanında, arka planda çalışan soğutucu ekipmanlarının, ürünleri istenilen şartlarda kalmasını sağlayıp, aynı zamanda dış ortamdan gelen termal etkilere karşı da bu hava perdesi sayesinde bir bariyer oluşturmaktadır. Sağlanan hava perdesinin verimi, dış ortam ile dolap içindeki soğuk havanın karışması sebebiyle oluşan türbülanslardan dolayı düşmektedir. Böylelikle uygun bir hava perdesi sağlanarak dış ortam etkilerinin azaltılmasıyla birlikte, dolabın enerji tüketimini ve ürünlerin istenilen sıcaklıklarda tutulması sağlanmaktadır. Bunun yanında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) teknikleri soğutuculu teşhir dolaplarının tasarlanmasında önemli bir role sahiptir. Dış ortam koşulları, hava perdesi sirkülasyonu, ürünlerin dizilimi, soğutucunun dolap içerisindeki konumu gibi performans ve tasarım parametreleri dolabın performansını etkilemektedir. Etkin performans sağlamak, tasarım süreçlerini azaltmak ve dolapta enerji verimliliği sağlamak adına daha hassas bölgelerin analiz edilmesinde iyi bir araç olarak görülmektedir. Uluslararası gıda endüstrisi tarafından gıda güvenliği ve hijyen konularında yayınlanan bir raporda, Amerika'da yapılan araştırma sonuçlarına yer verilerek, her yıl 24-81 milyon hastalık vakasının gıdaların yapısındaki mikroorganizmalardan kaynaklandığı belirtilmiştir. Aynı konuda İngiltere'de ise yaklaşık 4,5 milyon hastalık vakası olduğu belirtilmiş. 1990 yılında İngiltere'de yapılan bir yasama ile gıda zehirlenmesi üzerine hükümler yayınlanmıştır. İlgili kanun hükümlerinde temel objektifin gıdaların +5°C'nin altında muhafaza edilmesi gerektiğini vurgulamıştır. Çünkü bir gıda maddesinin (özellikle et ve süt ürünlerinde) iyi bir şekilde muhafaza edilebilmesi için kritik değer +5°C'dir. İyi şekilde yapılan soğutma

işlemlerinin gıda zehirlenmelerini önemli ölçüde azalttığı tespit edilmiştir. Bu tespitler göz önüne alındığında özellikle son yirmi yılda soğutma amaçlı kullanılan dolaplarda hava perdeli mekanizmaların kullanımı oldukça yaygın hale gelmiştir. Bu mekanizmaların kullanımı ile kabin içerisinde muhafaza edilen gıdaların kalitesi ve raf ömrü olumlu olarak etkilenmiştir. Hava perdelerinin dış ortamdan, iç ortama doğru sürüklenen havayı büyük ölçüde bertaraf etmesi, kabin içi sıcaklık değerlerinin istenen düzeyde seyretmesini sağlamıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde hava perdelerinin ortalama %75 düzeyinde kabin içine doğru sürüklenmeyi azalttığı ve buna bağlı olarak ihtiyaç duyulan soğutma yükünü azalttığı tespit edilmiştir. Bu durum kullanılan enerji miktarında ise ortalama %50 düzeyinde bir tasarruf sağlamıştır [5]. Açık ve dikey tip soğutuculu teşhir dolaplarında alt ya da arka kısmında bulunan soğutucudan fanlar aracılığıyla taşınım ile ısı transferi ve hava akışı sağlanmakta ve hava, arka panel deliklerinden farlara ve dolabın üst kısımlarına taşınmaktadır. Üst kısma taşınan hava, bir hava çıkış noktasından (deşarj) çıkarak, dış ortam koşullarına açık bölgeden dolap boyunca geçerek hava giriş noktasına (emiş, dönüş) taşınmakta ve çevrim tamamlanmaktadır. Şekil 1.1’de dolap içerisindeki hava akışı ile ilgili dolap bölgeleri görülmektedir.



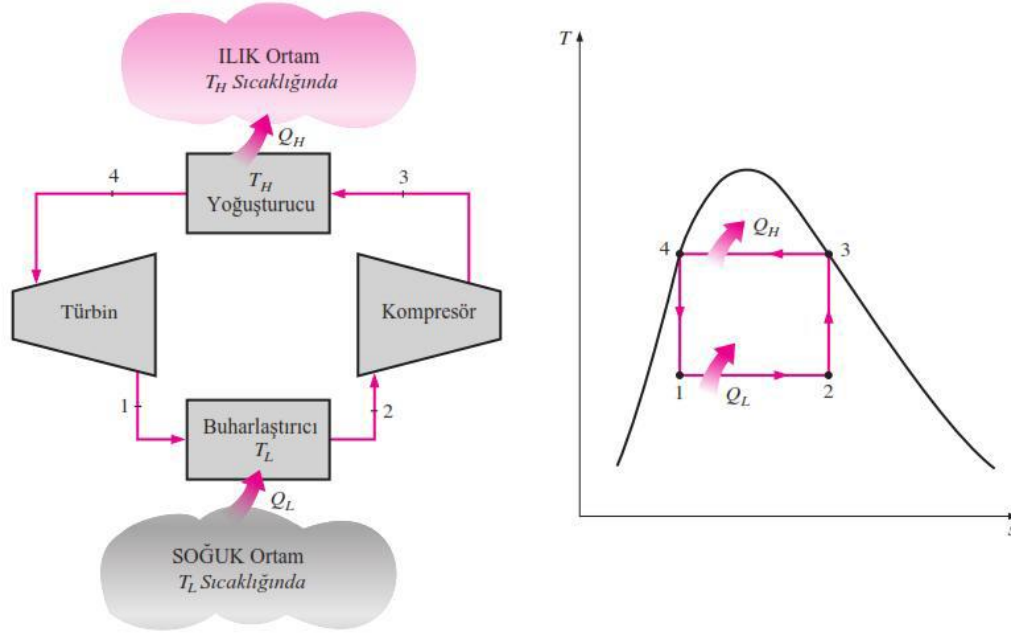
Şekil 1.1 Dolap içerisindeki hava akışı ve ilgili bölge tanımlamaları

Termodinamiğin en önemli uygulama alanlarından biri olan soğutma, düşük sıcaklıktaki ortamdan, yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişini sağlamaktadır. Bu uygulama süresince soğutucu akışkan sistemde dolandırılırken dışarıdan sisteme iş verilir. Bu süreçte, soğutucu akışkan sırasıyla bir diğer deyişle buharlaşır, yoğunur ve buhar fazındayken sıkıştırılır. Bu işlemler sırası çevrim olarak tanımlanmaktadır. Soğutma, soğutma makineleri ve ısı pompaları tarafından sağlanmakla birlikte bu ekipmanların dayandıkları çevrime soğutma çevrimi denir. Günümüzde en yaygın olarak kullanılmakta olan soğutma çevrimi buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir [12].

Tarihe bakıldığında ise soğutmayı ilk defa Çinliler, kışları oluşan donmuş gölün buzlarını kuyularda saklayıp, yazları ise bu buz kalıplarını çıkartarak kullanmışlardır. Romalılar ve Yunanlılar ise soğuk su ihtiyaçlarını, küplere su doldurup toprağa gömdükten sonra gece soğuyan toprak yüzeyinin küpleri soğutmasından faydalanarak gidermişlerdir. 1775 yılında Glasgow Üniversitesi profesörü William Cullen, eteri eline sürdüğünde elinin serinlemesinin etkisiyle çalışmalara başlayarak ilk mekanik soğutmanın temellerini atmıştır. Soğutma çevrimi 1824 yılında ilk olarak Sadi Carnot tarafından Carnot çevriminin, matematiksel olarak tanımlanması ile ortaya çıkmıştır. Günümüzde soğutma sistemlerinin temelini oluşturan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ise Amerikalı mühendis Jacop Perkins, bir soğutucu akışkan ve bu soğutucu akışkana hareketini veren kompresör ile oluşan sistemden buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin patentine de sahip olmuştur [13].

Carnot çevrimi, belirlenen bir sıcaklık aralığındaki en fazla ısı verime sahip çevrimdir. Bu sebeple gerçek güç çevrimlerinin karşılaştırılabileceği bir referans oluşturmaktadır. Aynı zamanda bu çevrim tersinir bir çevrim olduğundan dolayı,

Carnot çevrimini oluşturan hal değişimleri ters yönde de meydana gelebilir. Bahsi geçen hal değişimlerinin ters yönde gerçekleşmesi durumu, ısı ve iş etkileşimlerinin yönlerinin değişmesi anlamına gelmektedir ve bunun sonucunda “Ters Carnot Çevrimi” adı verilen çevrim ortaya çıkmaktadır (Şekil 2.1) [13].



Şekil 2.1 Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevrimine ait T-s diyagramı

Bir soğutucu akışkanın doyma bölgesinde meydana gelen Ters Carnot çevriminde oluşan hal değişimleri aşağıdaki gibidir.

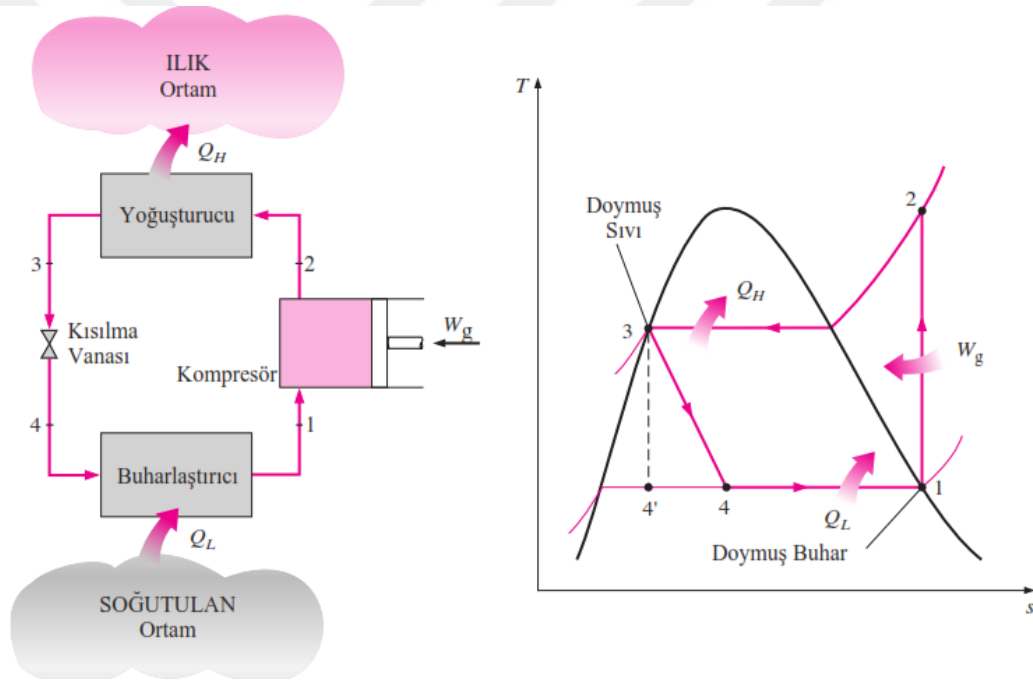
- 1-2, T_L sıcaklığındaki soğuk ortamdan çekilen Q_L ısı ile birlikte sabit sıcaklıkta buharlaşma,
- 2-3, kompresörde izentropik sıkıştırma,
- 3-4, soğutucu akışkandan T_H sıcaklığındaki ortama atılan Q_H ısı ile sabit sıcaklıkta yoğuşma,
- 4-1, türbinde izentropik genişleme.

Bu çevrimde incelenen 2-3 ile 4-1 hal değişimlerinin gerçek durumlarda uygulanabilmesi oldukça zordur. Çünkü 2-3 arasında meydana gelen hal değişimi, bir sıvı buhar karışımının sıkıştırılmasını ve bununla birlikte iki fazlı akışkan ile çalışan bir kompresörü ihtiyacı meydana getirir. 4-1 arasındaki hal değişiminde ise sıvı oranı yüksek bir karışımın artması anlamına gelmektedir. Bu nedenlerden

ötürü Ters Carnot çevrimi uygulamada gerçekleştirilemez. Ters Carnot çevrimi, yalnızca gerçek soğutma çevrimleri için karşılaştırılabilecek bir referans oluşturmaktadır [13].

2.1 İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Ters Carnot çevrimindeki karşılaşılan zorluklar, buhar sıkıştırılmadan önce tamamen buharlaştırılarak ve 4-1 hal değişimindeki (Şekil 2.1) genişlemeyi bir kısılma işlemi aracılığıyla meydana getirerek, ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde çözülebilir. Bu çevrimde kısılma işlemi, sıvı halde bulunan soğutucu akışkanın bir kısılma vanasından ya da bir kılcal borudan geçirilmesi ile de yapılabilir [13].



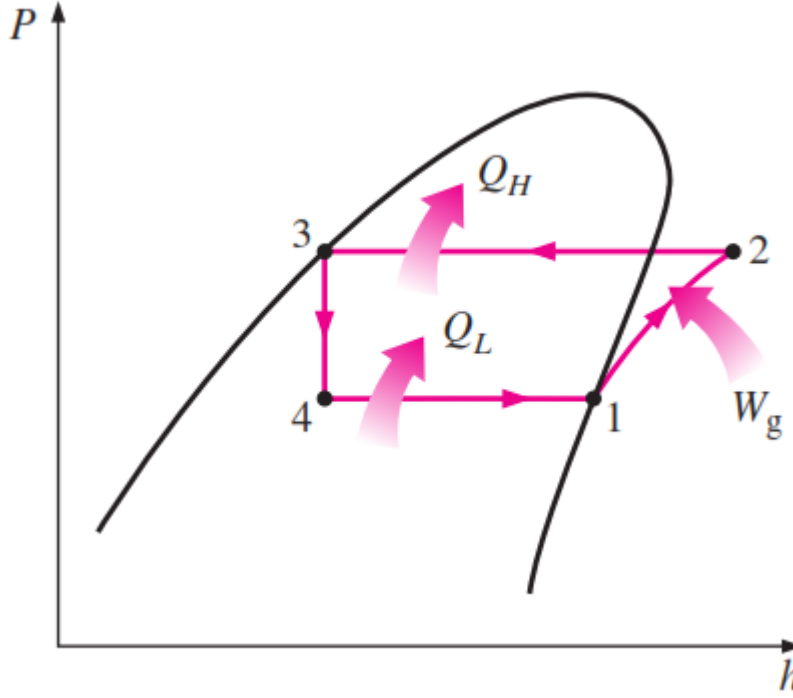
Şekil 2.2 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi düzeneği ve T-s diyagramı

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en fazla kullanılmakta olan soğutma çevrimidir. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimini meydana getiren hal değişimleri ise (Şekil 2.2) aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- 1-2, Kompresörde izentropik sıkıştırma,
- 2-3, Yoğuşturucuda çevreye atılan Q_H ısı ile sabit basınçta yoğuşma,

- 3-4, Kısılma sonucu genişleme ve basınç düşmesi,
- 4-1, Soğutulan ortamdan çekilen Q_L ısısı ile sabit basınçta buharlaşma.

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ilişkin P-h diyagramı Şekil 2.3'de görülmektedir [13].



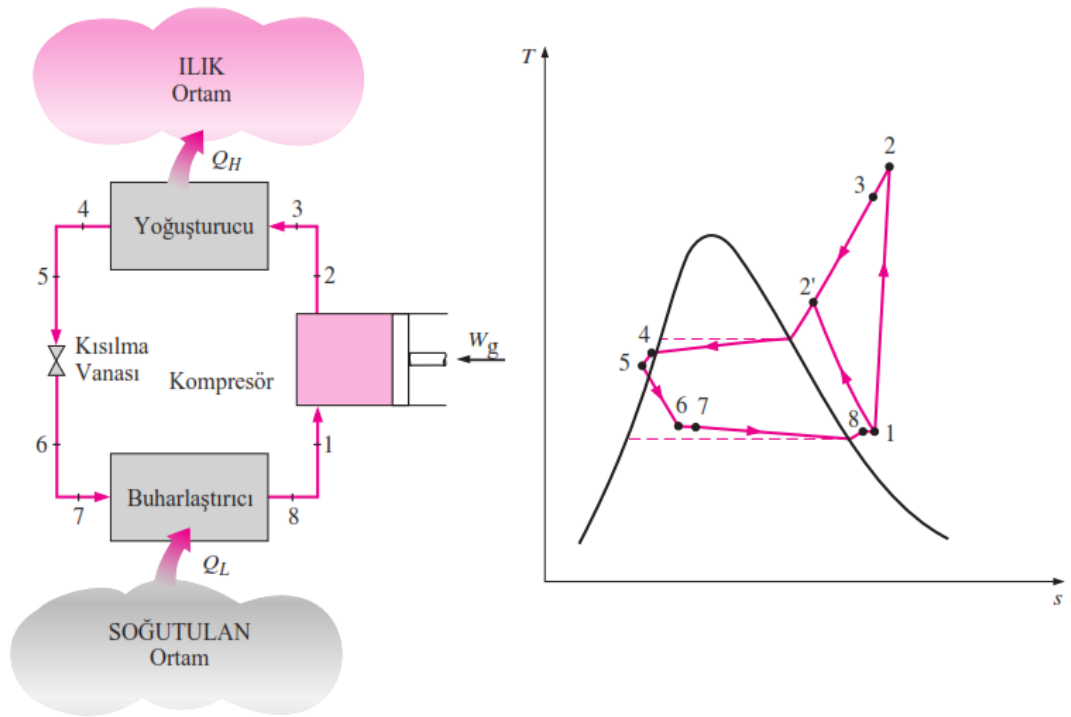
Şekil 2.3 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait P-h diyagramı

Soğutucu akışkan ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, kompresöre doymuş buhar halinde, 1 noktasında, halinde girer. Kompresörde izentropik olarak meydana gelen yoğuşma basıncına erişen soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığından daha yüksek bir değere ulaşır. Yoğuşturucuya girmek üzere kızgın buhar halinde 2 noktasında kompresörden çıkan soğutucu akışkan, burada ortama ısı atarak doymuş sıvı halinde yoğuşturucudan çıkar. Ayrıca soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 noktasında da ortam sıcaklığının üzerinde bulunmaktadır. Sonrasında bir kısılma vanası veya kılcal boru aracılığıyla buharlaşma basıncına çıkan akışkanın sıcaklığı bu anda soğutulan ortamın sıcaklık değerinin altına düşer. Kuruluk derecesi değeri daha düşük doymuş sıvı buhar karışımı olarak 4 noktasında buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan, burada soğutulan ortamdan ısı alarak tamamen buharlaşır. Son olarak soğutucu akışkan, buharlaştırıcıdan

doymuş buhar fazında çıkarak kompresöre girer ve çevrim döngüsü tamamlanır. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimindeyse çevrimi oluşturan ekipmanlardaki tersinmezlikler sebebiyle ideal çevrimden bazı açılardan farklılık göstermektedir [13].

2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, tersinmezliklerin ana kaynağı olan akış sürtünmesi ve çevre ile meydana gelen ısı geçişinin ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin üzerine eklenmesi oluşmaktadır (Şekil 2.4) [13].



Şekil 2.4 Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi düzeneği ve T-s diyagramı

İdeal çevrimde buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar fazında girdiği kabul edilir. Meydana gelen bu durum gerçekte ise, soğutucu akışkanın kompresöre kızgın buhar olarak girdiği kabul edilir. Gerçekte soğutucu akışkanın kompresöre kızgın buhar olarak girmesi istenir ki bu durum, hem buharlaştırıcıdan soğutucu akışkana çevreden gelen ısı geçişinin ve akış kayıplarının telafisi giderilmiş, hem de soğutucu akışkanın kompresöre tamamıyla buhar fazında girmesi sağlanmış olsun. İdeal çevrimde izentropik olan sıkıştırma

eylemi, gerçekte akış sürtünmesi ve ısı geçişleri sebebiyle sabit entropide gerçekleşmemektedir. Sıkıştırma anında ısı geçişinin yönüne göre artan ya da azalan entropi, akış sürtünmesinin sebep olması ile artar. Isı geçişinin yönüne göre ise akışkan sıkıştırma işlemi esnasında 1-2 veya 1-2' alternatif yollarında birini takip edebilir (Şekil 2.4).

Benzer bir diğer şekilde ise ideal çevrimde kompresör çıkış basıncında yoğunlaştırıcıdan doymuş sıvı halinde çıkan soğutucu akışkan, normalde kompresör çıkışı ile kısılma vanası arasında basınç düşümüne uğrar. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tamamen sıvı fazda olmasını sağlamak için akışkan aşırı soğutma işlemi gerçekleştirilir [13].

2.3 CO₂ Kullanılan Soğutma Çevrimleri

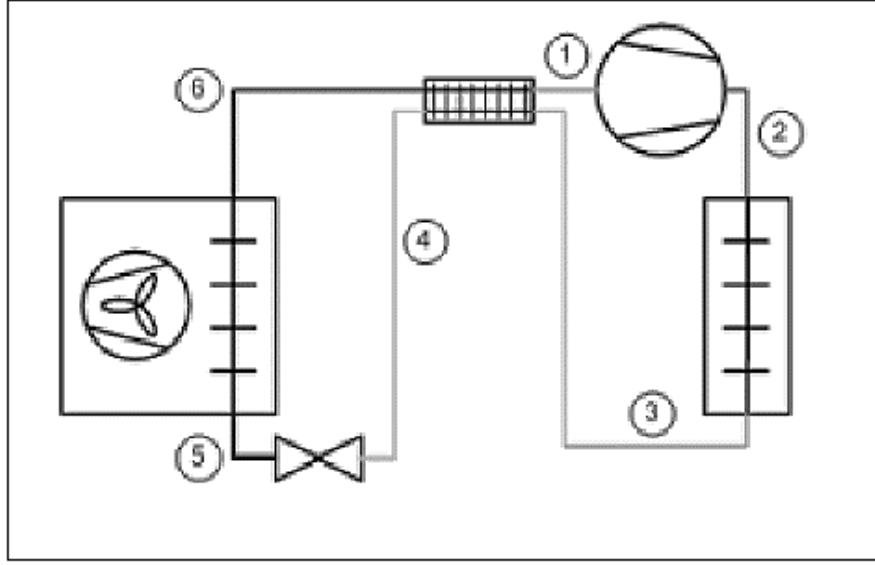
R744 yani CO₂ soğutucu akışkanının, soğutmada kullanılan diğer soğutucu akışkanlara göre kritik nokta sıcaklığının (31,06 °C) düşük olması ve bu sıcaklığa karşılık gelen kritik basınç (73,8 bar) değerinin yüksek olması sebebiyle ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde olduğu gibi soğutucu akışkanın yoğunlaşarak atmosfere ısı vermesi mümkün olmamaktadır. CO₂'nin ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde uygulamada kullanıldığı ortam şartlarının bir diğer deyişle çevre sıcaklığının kritik nokta sıcaklık değerinden düşük olduğu, yani kondenzasyon (yoğuşma) sıcaklığının bu kritik sıcaklık değerinden düşük olduğu durumlarda kullanılmaktadır. CO₂'nin kullanıldığı soğutma çevrimleri aşağıdaki gibidir.

- Transkritik Soğutma Çevrimi
- Subkritik Soğutma Çevrimi
- Kaskad Soğutma Çevrimi

olarak üç başlık altında incelenmektedir.

Transkritik soğutma çevriminde, ortama ısı atılması gaz haldeki CO₂'nin yoğuşma adımı olmadan sıcaklığının düşmesi ile gerçekleşmektedir. Bu sayede, daha yüksek ortam sıcaklıklarında sistemin çalışması sağlanmaktadır. Şekil 2.5'te örnek bir

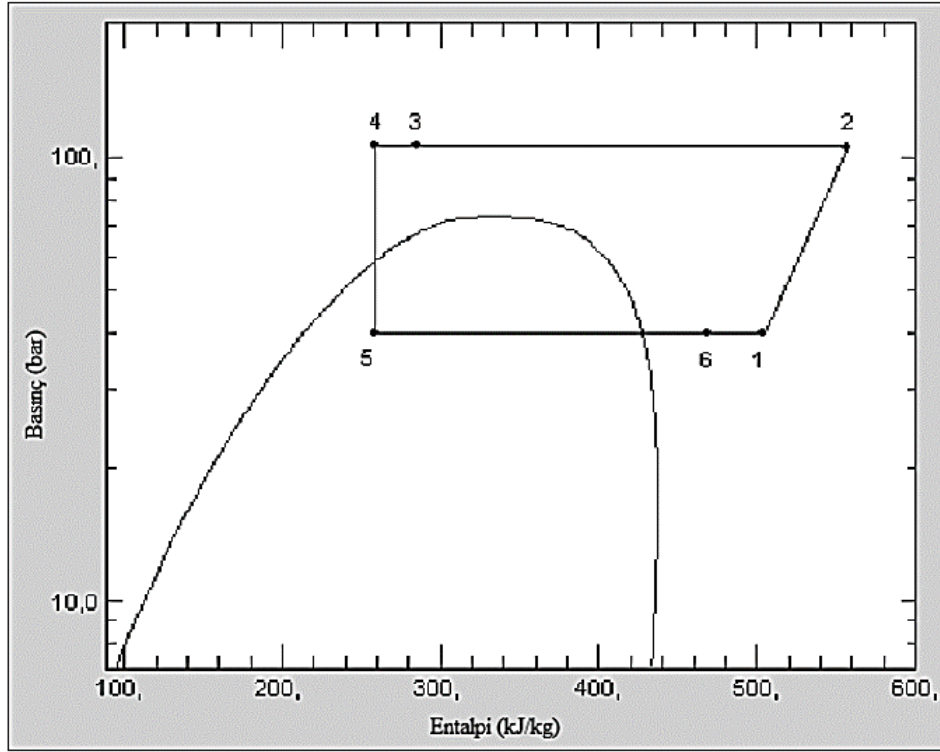
ideal transkritik soğutma çevrimi elemanları, Şekil 2.6'da basınç-entalpi ve Şekil 2.7'de sıcaklık-entropi grafikleri gösterilmiştir [14].



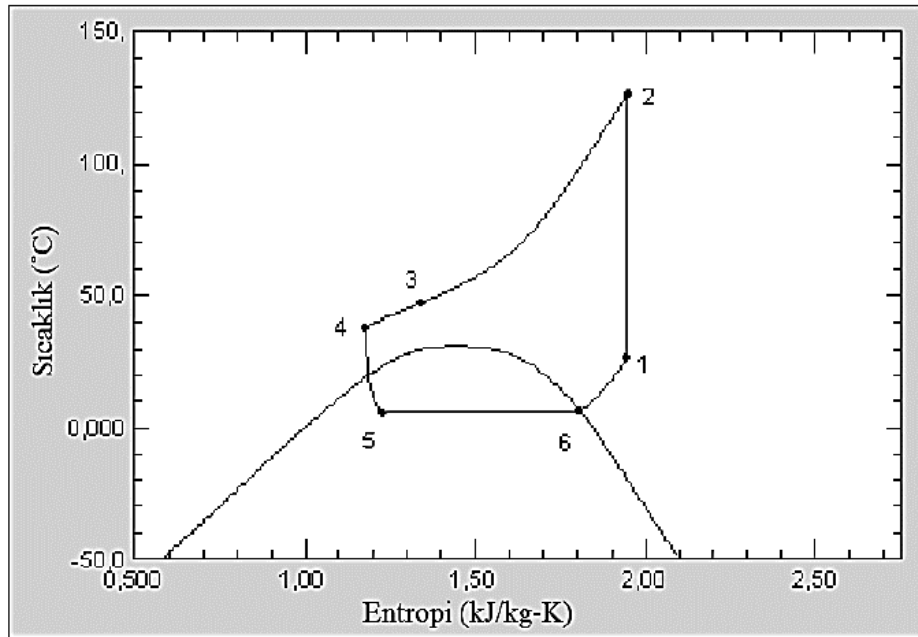
Şekil 2.5 İdeal transkritik soğutma çevrimi

Transkritik soğutma çevrimi şu şekilde gerçekleşmektedir;

- 1-2 : Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3 : Gaz soğutucuda sabit basınçta ısı atılması
- 3-4 : İç ısı değiştiricide soğutma
- 4-5 : Genleşme valfinde sabit entalpide genişleme
- 5-6 : Transkritik evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
- 6-1 : Isı değiştiricide kızdırma

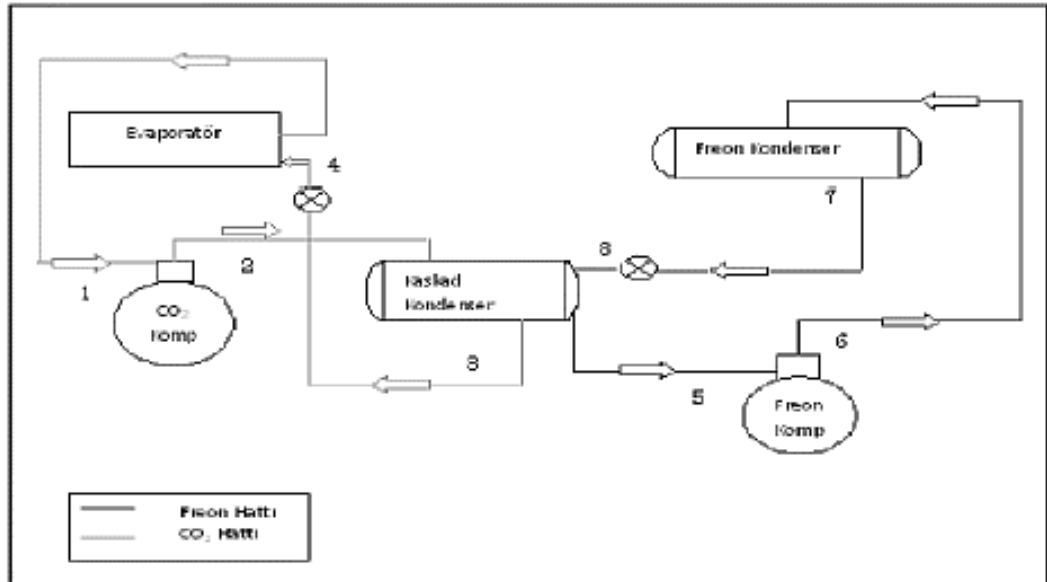


Şekil 2.6 İdeal transkritik soğutma çevrimi basınç-entalpi (P-h) grafiği



Şekil 2.7 İdeal transkritik soğutma çevrimi sıcaklık-entropi (T-s) grafiği

Bir diğer R744 (CO_2) soğutucu akışkanın kullanıldığı buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi olan subkritik soğutma çevriminde ise yaygın olarak bilinen ideal soğutma çevrimine benzemektedir. Bu soğutma çevrimi tipinde ise tüm basınç ve sıcaklık değerleri kritik noktanın altında, üçlü noktanın üzerindedir. Tek kademeli subkritik CO_2 'li soğutma çevriminde ise yine basit bir çevrimle karşı karşıya olunmasına rağmen sınırlı sıcaklık aralığı ve yüksek basınç ihtiyacından dolayı bazı dezavantajları karşılaşılmaktadır. Bu dezavantajlardan dolayı kaskad yani birbirine bağlı sistemler tasarlanmaktadır. Bu tip soğutma çevrimlerinde bir veya daha fazla soğutucu akışkan birlikte kullanılmakla birlikte farklı akışkan özelliklerine bağlı olarak farklı çevrimler de tanımlanmaktadır. Şekil 2.8'de örnek bir CO_2 ve NH_3 'ün kullanıldığı subkritik bir kaskad soğutma çevrimi, Şekil 2.9'da ise bu çevrime ait basınç-entalpi grafiği görülmektedir [14].

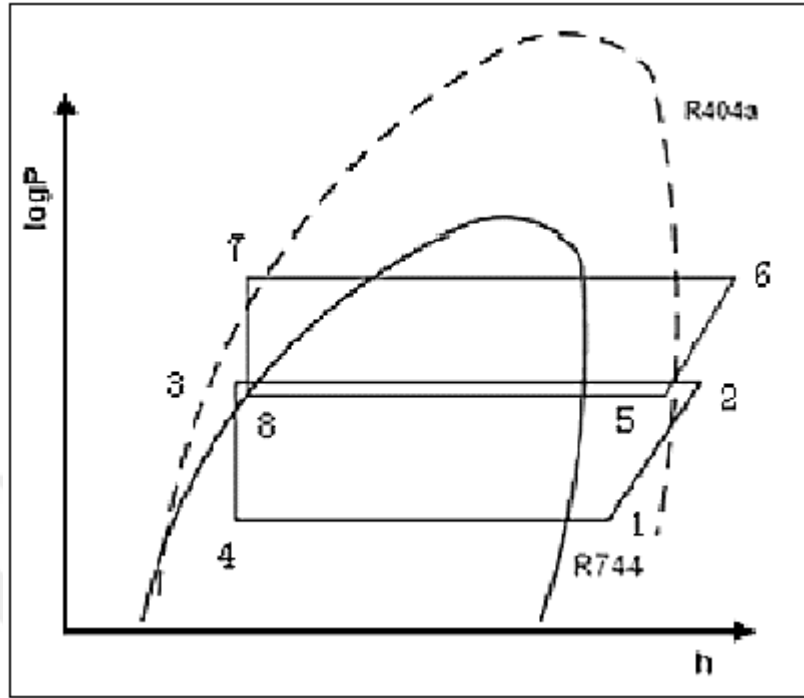


Şekil 2.8 CO_2 ve NH_3 'ün kullanıldığı subkritik bir kaskad soğutma çevrimi

Bu soğutma çevriminde hal değişimleri aşağıdaki gibidir.

- 1-2 : CO_2 kompresöründe izentropik sıkıştırma
- 2-3 : Kaskad kondenserde CO_2 'nin sabit basınçta yoğuşması
- 3-4 : Genleşme valfinde sıvı CO_2 'nin genleşmesi
- 4-1 : Subkritik evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
- 5-6 : NH_3 kompresöründe izentropik sıkıştırma
- 6-7 : NH_3 kondenserinde sabit basınçta yoğuşma

- 7-8 : NH_3 genişleme valfinde sabit entalpide genişleme
- 8-5 : Kaskad kondenserde sabit basınçta NH_3 'ün buharlaşması



Şekil 2.9 CO_2 ve NH_3 kaskad soğutma çevrimi için basınç-entalpi (P-h) grafiği

Soğutucu Akışkanlar

Soğutma çevrimlerinde ısıнын bir ortamdan alınıp diğer başka bir ortama aktarılmasını sağlamak amacıyla kullanılan soğutucu akışkanlar, ısı alışverişini sıvı-buhar halleri arasında değiştirerek sağlarlar. Bir soğutma sisteminde kullanılabilecek birden fazla soğutucu akışkan vardır ki bu soğutucu akışkanların seçimi, çevresel etkileri ve soğutma performansları göz önünde bulundurulduğunda günümüzde oldukça önemli bir duruma gelmiştir [13].

Soğutucu akışkanların bu performansları gerçekleştirebilmeleri için bazı fiziksel ve kimyasal özellikleri sahip olması gerekmektedir. Bu özellikler aşağıda sıralanmıştır.

- Buharlaşıma basıncı pozitif olmalıdır. Havanın sızmasını, bu sebeple havadan gelen su buharının soğutma esnasında katılarak sistemin işletme aksaklıklarına sebep olmaması için buharlaşma basıncı çevre basıncından bir miktar daha yüksek olmalıdır.
- Yoğuşma/kondenzasyon basıncı düşük olmalıdır.
- Yüksek basınca dayanıklı sistem yani boru hattı tesisatı, kompresör, kondenser gibi ekipmanlar uygun şekilde seçilmelidir.
- Kimyasal olarak aktif olmamalı yani tesisat malzemesini etkilememeli, korozyon olmamalı, yağlama yağının ile tepkimeye girerek bu yağın özelliğini değiştirmemelidir.
- Yanıcı, patlayıcı ve zehirli olmamalıdır.
- Sistemde herhangi bir kaçak olmasını durumunda koku ya da renk gibi özelliklerle kolay tespit edilmelidir.
- Ucuz olmalıdır.
- Isı geçirgenlik katsayısı yüksek olmalıdır.

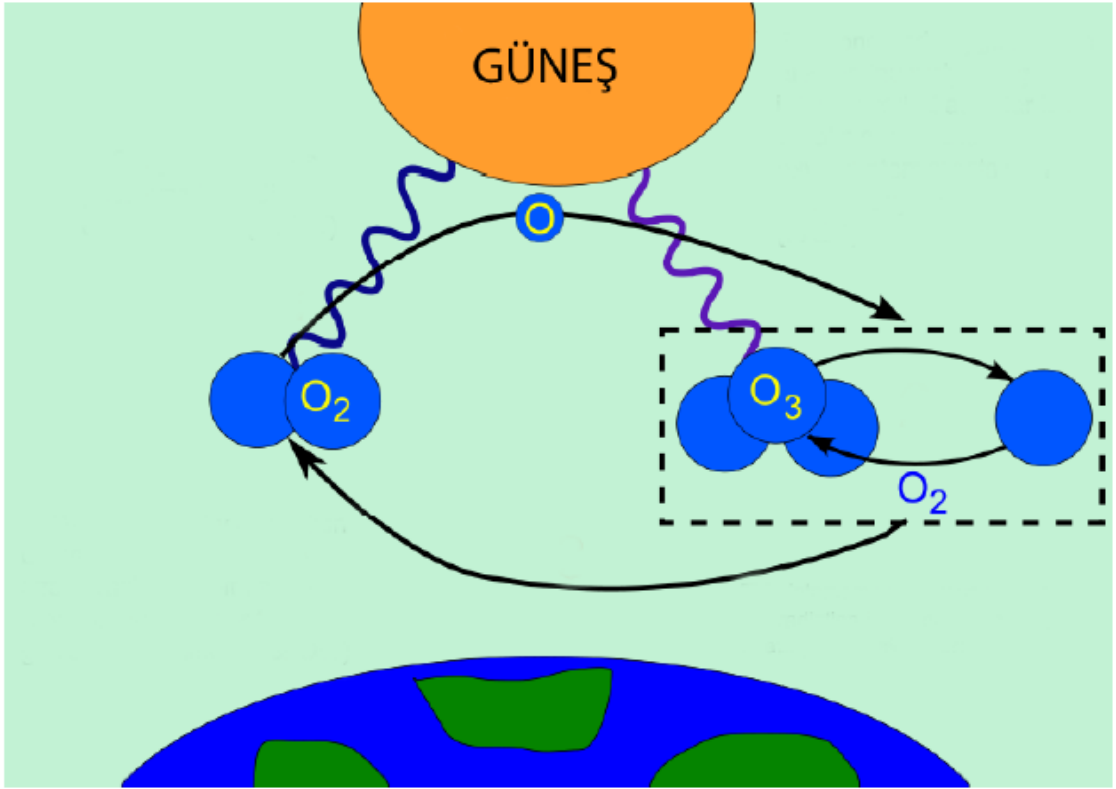
- Dielektrik olmalıdır.
- Donma derecesi sıcaklık değeri düşük olmalıdır.
- Kritik sıcaklık değeri yüksek olmalıdır.
- Özgöl hacmi düşük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük olmalıdır.

İlk ticari soğutucu akışkanın kullanımı, 1850'lerde yapılan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde kullanılan etil eter'dir. Bu soğutucu akışkanı; amonyak, karbondioksit, metil klorid, kükürtdioksit, bütan, etan, propan, izobütan benzin, freonlar ve diğerleri soğutucu akışkanlar takip etmiştir. 1920'lerde hastalık ve ölümle sonuçlanan olaylardan sonra bu soğutucu akışkanlardan bazılarının kullanımı yasaklanmış ve zehirleyici olmayan soğutkanlar üzerine çeşitli araştırmalar başlamıştır. 1928 yılında Frigidaire şirketinin talebine istinaden General Motors tarafından CFC ailesinin ilk üyesi olan R21 adlı soğutucu akışkan getirilmiş olup onu R11, R12, R13, R22 ve R502 soğutucu akışkanları izlemiştir. 1970'lerin ortalarına doğru CFC'lerin atmosferin ozon tabakasına zarar vermesi ve bu nedenle sera etkisine ve yeryüzünün ısınmasına sebep olduğu tespit edilmiştir. Bu sebepler neticesinde birçok ülkede bazı CFC'lerin kullanımı izin verilmemeye başlanmıştır. 1980'lerin sonlarına doğru ilk defa klor içermeyen HFC gazı olarak R-134a soğutkanı ortaya çıkararak kullanılmaya başlanmıştır. R-134a gazının mineral yağ ile çözünmemesi sebebiyle yeni yağlar da geliştirilmeye başlanmış, geliştirilen bu yağlar ile Kyoto Protokolü sonrası CFC gazlarının kullanımı sona ermiştir.

Süpermarketler yaklaşık 2000 kg'a kadar soğutucu akışkan içermektedir. 2008 yılda Amerikan Çevre Koruma Ajansı tarafından yapılan araştırmaya göre ortalama kayıp oranı %23,5'tir. Gıda Marketleri Enstitüsü raporlarına göre ise soğutma sistemlerinin standart bir süpermarket için elektrik tüketiminin yarısını oluşturduğunu raporunu yayınlayıp bu durumun küresel ısınmasa dolaylı yoldan katkı sağladığını açıklamıştır [13].

3.1 Ozon İncelme Potansiyeli (ODP) ve Küresel İncelme Potansiyeli (GWP)

Ozon tabakasındaki delik ilk kez 1974 yılında Maria Molina tarafından keşfedilmiştir. Buna CFC ve HCFC gazları ve onların içerdiği klorun (Cl) yol açtığı kabul edilmektedir. Bu zarar ilk kez 1987 yılında Montreal’de yapılan bir toplantıda tartışılmış ve imzalanan protokol gereğince de CFC ve HCFC gazlarının zaman içerisinde kademeli olarak azaltılmasına karar verilmiştir. FC ve HFC gazları 1997 yılında “İklim Değişikliği Sözleşme Çerçevesi” kapsamına alınmış ve Kyoto Protokolüne dahil edilmiştir. Ozon tabakasında yüksek konsantrasyonda ozon gazı bulunmaktadır. Ozon (O_3) gazı üç oksijen (O_2) atomundan oluşmaktadır. Ozon tabakası, yeryüzünden yaklaşık 13-40 km kadar yukarıda yer almaktadır. Bu tabaka %97-99 oranında güneşten gelen zararlı ultraviyole ışınlarını (UV) absorbe etmekte yani filtre görevi görmektedir. UV ışınlarının ozon tabakasına gelmesi sonucunda, ozon (O_3) O_2 ve O atomlarına ayrışmaktadır. Şekil 3.1’de ozon moleküllerinin döngüsü yer almaktadır. UV ışınlarına maruz kalan ozon molekülleri, O_2 ve O atomlarına bölünmektedir. Bu kimyasal tepkime çok hızlı bir şekilde gerçekleşmektedir. Atmosferde bulunan O atomları, UV ışınları etkisiyle fotolize uğramaktadır ve tekrar O_2 atomları ile birleşerek ozon gazını oluşturmaktadırlar. O_2 ile O’nun birleşim reaksiyonu, ayrışma reaksiyonun aksine uzun zaman almaktadır [15].



Şekil 3.1 Ozon molekülleri kimyasal döngüsü

CFC, FC, HCFC gazları içerisinde yer alan klor ve bromür atomları dolaylı olarak ozon tabakasının incelmesine ve sera etkisine sebep olmaktadır. Bu bileşikler atmosferde yayıldığında güneş ışınlarının da etkisiyle Cl ve Br atomları ayrışarak atmosferde serbest kalmaktadır. Serbest kalan Br ve Cl atomları, zayıf bir molekül bağına sahip olan O_3 ile tepkimeye girerek bromoksit (BrO) ve klormonoksit'e (ClO) dönüşmekte ve bu reaksiyon sonucu O_2 açığa çıkmaktadır. R-11 soğutucu akışkanının ODP değeri 1 olarak baz alınarak yapılan hesap ve orana göre belirlenmiştir. R-11 (CFC-11) soğutucu akışkanı, diğer soğutucu akışkanlara göre en yüksek ozon incelme potansiyeline sahiptir. Özetle ODP değeri, bir soğutucu akışkanın ozon tabakasına yapmış olduğu zararlı etkinin, aynı ağırlıktaki CFC-11 soğutucu akışkanının ozon tabakasına yapmış olduğu zararlı etkinin oranı olarak tanımlanabilir.

Özellikle son 15 yıl içerisinde sera etkisi (greenhouse effect) olarak adlandırılan diğer bir çevresel risk başlığı altında yer alan, küresel ısınma potansiyeli (GWP) ise atmosfere salınan sera gazı miktarındaki soğutucu akışkanın kütesel oranı olarak

belirtilmiştir. Yani, atmosferde artış gösteren CO₂, metan ve nitrojenoksit muhteviyatlarının yol açtığı bu etki küresel ısınmayı arttırmakta, bu da ortam sıcaklıklarının artışına sebep olmaktadır. 1 kg gazın göreceli olarak 1 kg CO₂ gazına oranla 100 yılda atmosferde yarattığı etkiye GWP denmektedir. Bu yüzden CO₂'nin GWP değeri 1 olarak belirlenmiş diğer gazlar da buna göre değerlendirmeye tabi tutulmuştur.

Ozon İncelmesi Potansiyeli (Ozone Depletion Potential – ODP) birçok soğutucu akışkanda düşük değerdedir, ancak soğutucu akışkanlardaki bakılması gereken değer Küresel Isınma Potansiyeli (Global Warming Potential – GWP) değeridir. Soğutma sistemleri, küresel ısınmaya doğrudan soğutucu akışkan kaçaklarıyla ve dolaylı olarak sisteme sağlanan enerji ihtiyacından dolayı CO₂ denge emisyonlarıyla katkı sağlamaktadır. Soğutucu akışkanlar için ODP ve GWP değerleri Tablo 3.1’de görülmektedir [15].

Tablo 3.1 Soğutucu akışkanların ODP ve GWP Değer

Soğutucu Akışkan	Sınıf	ODP Değeri	GWP Değeri
R-12	CFC	0,820	10600
R-22	HCFC	0,034	1700
R-404A	HFC	0	3800
R-290 (Propan)	Natural	0	20
R-717 (Amonyak)	Natural	0	<1
R-744 (CO ₂)	Natural	0	1

3.2 Soğutucu Akışkan Olarak Karbondioksit (R744)

İklimlendirme ve özellikle de içinde yer aldığımız süpermarket soğutma endüstrisinde genel gidişat HFC esaslı soğutucu akışkanlar yerine CO₂'in ve diğer

doğada bulunan soğutucu akışkanların daha yaygın kullanılması yönündedir. Küresel ısınma ve buna bağlı olarak gerçekleşen olağanüstü iklimsel değişiklikleri ile HFC soğutucu akışkanların buna olan olumsuz katkıları, bu süreci hızlandıran en önemli sebeplerden biri olarak karşımıza çıkmaktadır. İnsanlar tarafından gerçekleştirilen aktiviteler neticesinde her yıl atmosfere 22 milyar ton CO₂ salınımı yapılmaktadır. 2050 yılına kadar HFC akışkanlarının bu salınım değerlerine katkısının %3 mertebelerinde olacağı düşünülmektedir. Bahsi geçen bu oran küçük gibi düşünülse de soğutma ve iklimlendirme endüstrisi içerisinde, alternatif akışkanların gündemde tutulması ve kullanılması ile ilgili oluşturulan baskı gün geçtikçe artmaktadır. Yakın zamana kadar bu geçişin belki de en zor tarafı HFC soğutucu akışkanların tek alternatifinin doğal olarak adlandırılan amonyak (NH₃, R717), hidrokarbon (HC) içeren akışkanlar ve karbondioksit (CO₂, R744) olmasıydı. CO₂'in ozonda tükenme potansiyeli sıfır, küresel ısınmaya katkısı ise ihmal edilecek kadar küçük değere sahiptir. Bunların dışında maliyeti de oldukça düşük olduğu için doğal soğutucu akışkanlar arasında en mükemmel alternatif olduğu söylenebilir. 1900'lü yılların başlarında özellikle gemilerdeki soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak kullanılmakta olan CO₂, doğal soğutuculardan olan amonyağın zehirli özelliği, HC gazlarının ise yanıcı özelliğe sahip olması nedeniyle 1990'lı yılların ortalarına doğru tekrar gündeme gelmiştir.

Özetle, karbondioksitin soğutucu akışkanın avantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Doğaldır, gıda mamulleri için tehlike arz etmez.
- Geri dönüşüm gerektirmez.
- Parlayıcı, yanıcı veya patlayıcı değildir.
- Yalnızca yüksek konsantrasyonlarda zehirleyici etki gösterir.
- Yüksek volumetrik soğutma kapasitesine sahiptir (R134a'nın 8, NH₃'ün 5 katıdır).
- Daha küçük boru çapları ve kompresör süpürme hacmi gerektirir.
- Evaporatör, kondenser ve gaz soğutucularında yüksek ısı transfer katsayısı verir (HFC akışkanlara oranla %60 daha iyidir).
- Düşük viskozitesi ile basınç düşümlerine karşı daha az hassastır.
- Her yerde bulunabilir ve ucuzdur.

- Tüm çalışma şartları altında tamamen kararludur ve makine metal aksamlarında aşındırıcı bir etki yaratmaz.
- Özellikle düşüş dış muhit sıcaklıklarında yüksek COP sağlar (yüksek basınçta).
- Ve son olarak ODP değeri 0, GWP değeri ise 1'dir.

Bunların yanı sıra dezavantajları sıralandığından ise,

- Yüksek basınçlıdır.
- Havadan ağırdır.
- Yüksek konsantrasyonda boğucu bir etki yaratır.
- İzenteropik yapısından dolayı yüksek basma sonu sıcaklıklarına sahiptir.
- Yüksek dış muhit sıcaklıklarında COP düşüktür.
- Yağda çözünürlüğü yüksektir.
- Kritik noktası düşüktür (+31°C, 72 bar). Ve bu değerler üzerinde kondenzasyon gerçekleşmez.
- Yüksek üçlü noktası (-56,6°C, 5,3 bar) sebebiyle kaçaklarda likit karbondioksitin kuru buza dönüşme riski vardır.
- Soğutma çevriminin yapılmadığı zamanlarda bile mevcut basınç düşük seviyelerde tutulmalıdır. Bunun için;
 - Genleşme kazanı
 - Bağımsız soğutma cihazı
 - Soğuk oda (soğutma sisteminin soğutulmuş alanda olması)
 - Basınç azaltıcı (blow off) gibi ek cihazlar gerekir.

CO₂ kullanılan soğutma sistemlerinin verimlerinin arttırılması yönünde birçok çalışma yapılmıştır ve çalışmalar artarak sürmektedir. Ayrıca bu sistemlerin sahip olduğu basınç, konvansiyonel sistemlere göre daha yüksek değerdedir. Konvansiyonel sistemlerde yoğuşturucu olarak isimlendirilen ısı değiştirici yerine, kritik nokta değeri üstü CO₂ kullanılan soğutma çevrimlerinde, gaz soğutucu olarak geçen bir çeşit ısı değiştirici kullanılmaktadır. Sistemden ısı atımı, CO₂'in kritik nokta basınç ve sıcaklık değerinin üstünde olduğu görülmektedir. Bu yüzden CO₂ bu süreçte yoğuşmamakta ve CO₂'in sıcaklığı, gaz soğutucu içinde sürekli olarak

azalarak değişmektedir. Yoğuşma ise kısma valfine/vanasına giren kızgın CO₂ buharının, kısma valfi çıkışında ıslak buhara dönüşmesi ile meydana gelmektedir.

Günümüzde yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanlar ile karşılaştırılma yapıldığında CO₂'in en önemli özelliği 31,1 °C olan düşük kritik sıcaklık noktası değeridir. Normal ortam sıcaklıklarında CO₂ ile çalışan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde, sıcaklık bu değere oldukça yaklaşmakta ve dolayısıyla basınç 73,8 bar değerinin üstüne ulaşmaktadır. Bu özellik ile CO₂ kullanılan soğutma sistemleri bazı noktalarda farklılıklar göstermektedir.

- Isı atımı çoğu kez süper kritik basınçlarda meydana gelmektedir. Kritik üstü çevrimde ise, sistem kritik basıncın üstünde çalışıyor iken, yüksek basınç tarafı, doyma basıncı ile belirlenemediğinden dolayı soğutucu akışkan şarjı ile belirlenmektedir.
- Sistem tasarımı, yeterli COP ve soğutma kapasitesi değerini sağlamak için yüksek taraf basıncının sürekli kontrol altında tutulması gerekmektedir.
- Sistemin basınç seviyesi oldukça yüksektir. Sistem elemanlarının CO₂'in özelliklerine göre yeniden tasarlanması ve uygulanması gerekmektedir. Bu sistemlerde yüksek basıncın faydasına bakıldığında istenilen soğutma kapasitesi için %80-90 daha küçük bir kompresör süpürme hacmine ihtiyaç duyulmaktadır.
- Kompresör sıkıştırma oranlarının düşük olması sebebiyle kompresör verimleri oldukça yüksektir.
- Isı atımı esnasında soğutucu akışkandaki sıcaklık kaymaları fazladır. Süper kritik ve yakın kritik basınçlarda ise ısı transferinin neredeyse tamamı ya da büyük bir kısmı sıkıştırılmış gazın soğumasıyla meydana gelir. Isı atımını gerçekleştiren ısı değiştirici ekipmanı, kondenser yerine gaz soğutucu olarak adlandırılır [15].

Tablo 3.2'de CO₂'in diğer soğutucu akışkanlarla termodinamik özellikleri karşılaştırılmıştır [16].

Tablo 3.2 CO₂ ve bazı soğutucu akışkanların karakteristik özellikleri

Soğutucu Akışkan	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınç (bar)	Doyma Basıncı (bar)		-20 °C'de Volümetrik Gizli Isısı (kJ/m ³)	Moleküler Ağırlığı (kg/mol)
			-20 °C'de	+30 °C'de		
R-744 (CO ₂)	31,06	73,84	19,67	72,05	14592	44,01
R-22	96,15	49,90	2,453	11,92	2371	86,47
R-134a	101,06	40,59	1,327	7,702	1456	102,03
R-717 (Amonyak)	132,25	113,33	1,901	11,672	2131	1703

ISO 23953 Test Standardı

Gıda ürünleri teşhir ve satışında kullanılan Soğutuculu Teşhir Dolapları yapısal, karakteristik ve performans gerekliliklerini içeren ISO23953 test standardı [17], aynı zamanda test koşul ve metotlarını da içermektedir.

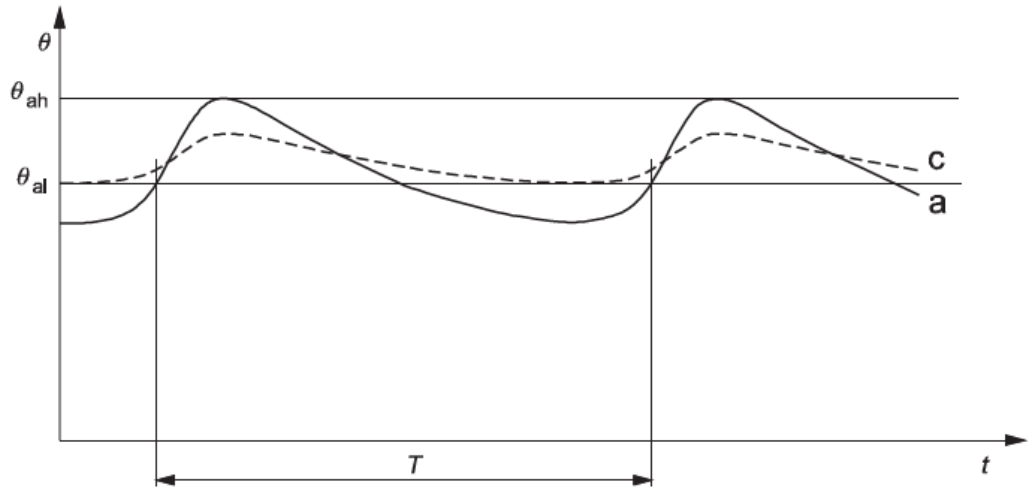
4.1 Ürün Sıcaklık Sınıfları

ISO 23953-2:2017 standardına [17] göre ürün sıcaklık sınıfları Tablo 4.1’de görülmektedir.

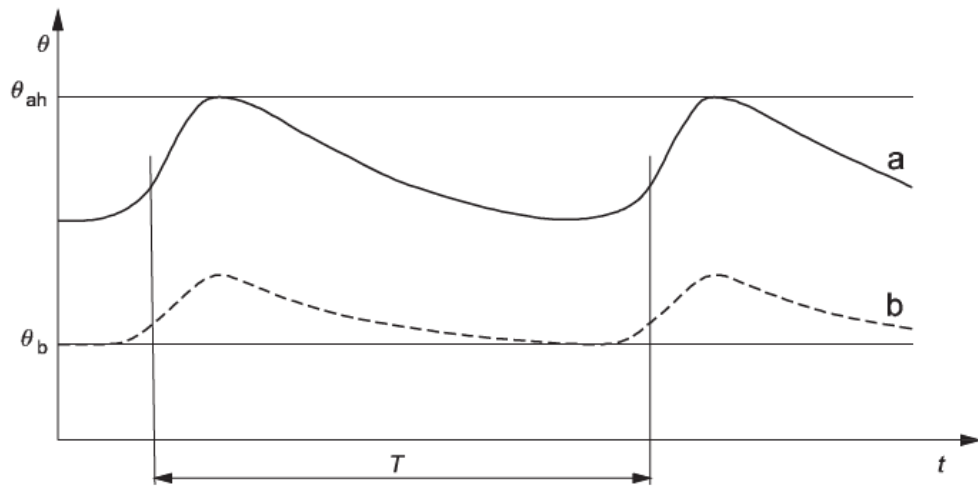
Tablo 4.1 Standarda göre ürün sıcaklık sınıfları

Sınıf	En sıcak	En soğuk	En soğuk
	°C		
L1	-15	-	-18
L2	-12	-	-18
L3	-12	-	-15
M0	+4	-1	-
M	6	-1	-
M1	+5	-1	-
M2	+7	-1	-
H1	+10	+1	-
H2	+10	-1	-
S	Özel sınıflandırma		

Test süreci boyunca, tüm ürünlerden yani M-paketlerinden alınan ürün sıcaklık eğrileri görülmektedir (Şekil 4.1 ve Şekil 4.2). Şekil 4.1 dondurucu/negatif dolaplar için gösterim olup, Şekil 4.2 pozitif dolaplara ait grafiklerdir [17].



Şekil 4.1 Dolap ürün sıcaklık eğrileri dondurucu/negatif dolaplara ait



Şekil 4.2 Dolap ürün sıcaklık eğrileri pozitif dolaplara ait

Grafiklere bakıldığında;

θ : Sıcaklık

θ_{ah} : En sıcak ürünün, en yüksek sıcaklığı

θ_b : En soğuk ürünün, en düşük sıcaklığı

θ_{al} : Defrost ve kapı açma periyotları hariç, en soğuk ürünün en düşük sıcaklığı

t: Zaman

T: Test periyodu

a: En sıcak ürüne ait eğri

b: En soğuk ürüne ait eğri

c: Tüm ürünlerin en yüksek minimum sıcaklık eğrisi olarak ifade edilmektedir.

4.3 Test Paketleri

Testler gerçekleştirilirken kullanılan dikdörtgenler prizması şeklindeki test paket formlarının düzgün paralel yüzlü olmalıdır. Paketlerin boyut ve ağırlıkları Tablo 4.2’te görülmektedir [17].

Tablo 4.2 ISO 23953’e göre test paket boyut ve ağırlıkları

Boyut (mm)	Ağırlık (g)
500 x 100 x 100	500
50 x 100 x 200	1000
25 x 100 x 200 (Opsiyonel)	500

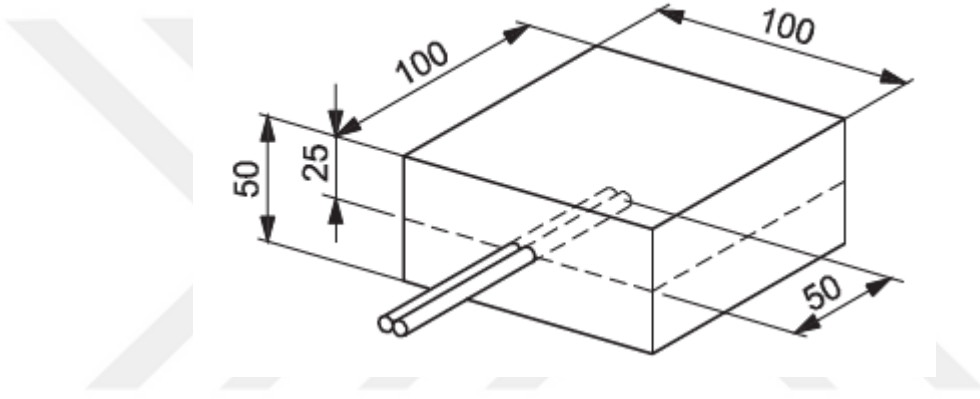
İnorganik özellikte olan 1000 g’daki test paketi malzeme içeriği;

- 230 g oksietilmetilselüloz,
- 764,2 g su,
- 5 g sodyumkloroid,

- 0,8 g paraklorometakresol.

Bu paketlerin donma noktası -1°C olmakla birlikte, termal karakteristik özellikleri yağsız biftekle eşdeğerdir.

Bunların yanında bazı 500 g'lık test paketleri (50x100x100 mm) ürün sıcaklık değerlerini daha stabil halde alabilmek adına, sıcaklık sensörünü M-paketinin geometrik merkezine denk gelecek şekilde özel hazırlanmış paketler de bulunmaktadır. (Şekil 4.2). Bu tip paketlerin kullanılmasıdaki bir diğer amaç ekstra ısı taşınımı ve delikten girebilecek havanın önlenerek minimize edilmesi gerekmektedir.



Şekil 4.3 Sıcaklık sensörünün yerleşimi içeren M-paketi

4.4 Test Odası İklim Sıcaklığı Sınıfları

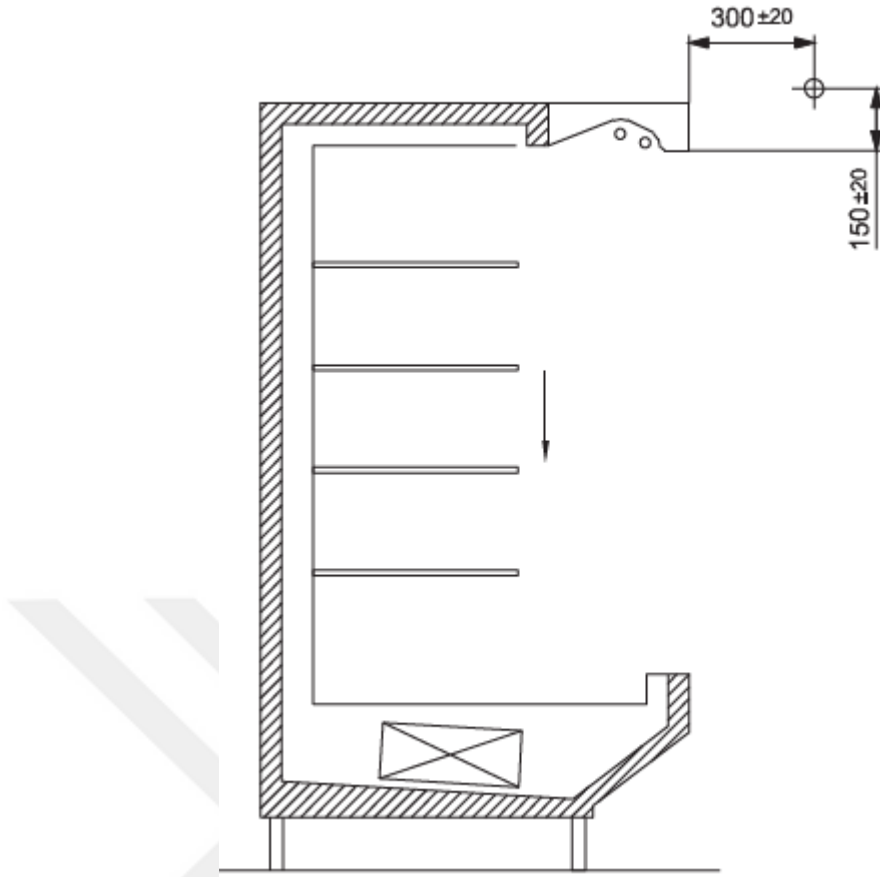
ISO 23953 standardına [17] göre gerçekleştirilen testler aşağıdaki Tablo4.3'te görülen iklim sınıflarına göre gerçekleştirilmelidir. Testler boyunca, test odaları $\pm 1^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ve $\pm \%5$ bağıl nem toleransları içerisinde testler yapılmalıdır. Bağıl nem tolerans değeri yalnızca 3 numaralı iklim sıcaklık sınıfı için $\pm \%3$ bağıl nem değeri toleransını sağlamalıdır.

Tablo 4.2 ISO 23953 Test odası iklim sınıf ve özellikleri

Test Odası İklim Sınıfı	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Bağıl Nem (%)	Çiğ Noktası (°C)	Kuru Havadaki Su Buharı Miktarı (g/kg)
0	20	50	9,3	7,3
1	16	80	12,6	9,1
8	24	55	14,4	10,2
2	22	65	15,2	10,8
3	25	60	16,7	12,0
4	30	55	20,0	14,8
6	27	70	21,1	15,8
5	40	40	23,9	18,8

4.5 Test Odası Ortam Koşulları Ölçüm Noktası

Çok rafli dikey dolap tipleri için klimatize edilmiş ortam koşullarının yani ortam sıcaklığı, bağıl nem ve ortam hava hızı değerlerinin dolabın orta noktasından 300±20 mm önünde ve 150±20 mm yukarısına ölçüm cihazı yerleştirilmiş olmalıdır (Şekil 4.3) [17].



Şekil 4.4 Dikey çok raflı dolap için ortam koşulları ölçüm noktası gösterimi

Soğutuculu Teşhir Dolabının HAD Modellemesi

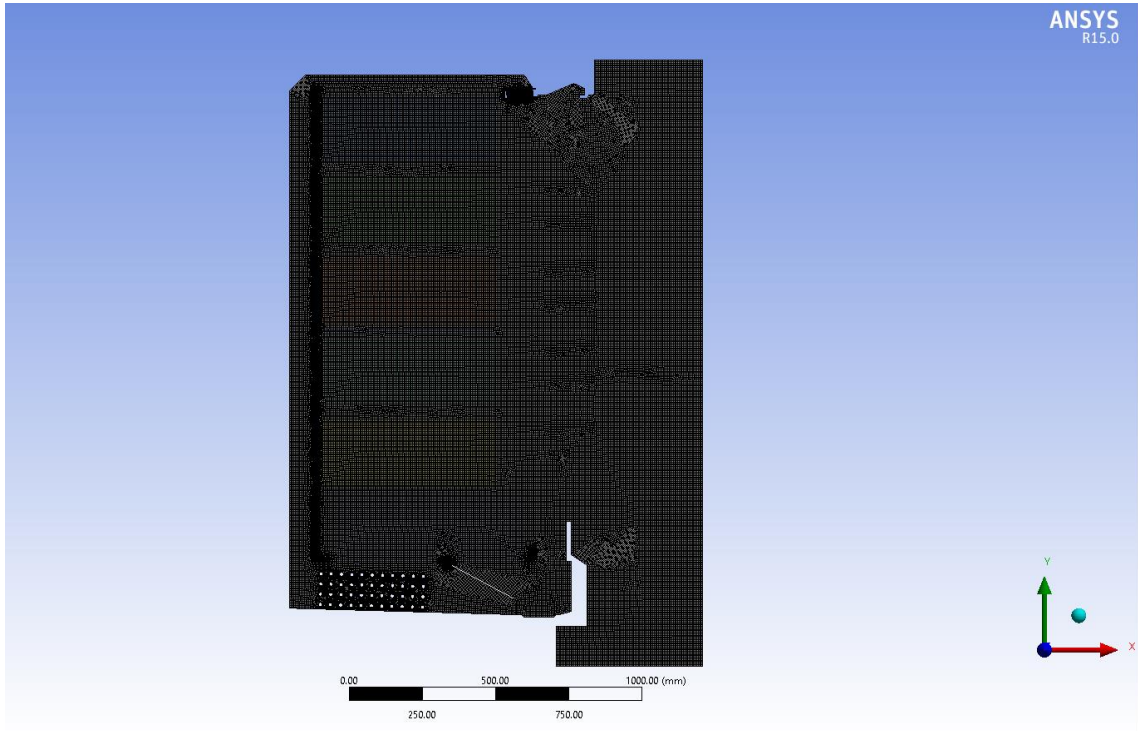
Bu bölümde, açık tip çok raflı soğutuculu teşhir dolabının sıcaklık ve hız parametreleri için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizler ISO23953 (Soğutuculu Teşhir Dolapları Test Standardı) [17] standardı kapsamında, Kaplanlar Soğutma A.Ş. bünyesinde bulunan test laboratuvarında gerçekleştirilen test ve doğrulama süreçlerinden elde edilen verilerle yapılmıştır. Analizler iki aşamadan oluşmakta olup, ilk analiz dolaba ait kararlı (steady) durumdaki hava perdesini gösteren, hava hızı parametresinin incelemesidir. İkinci analizde ise stabil halde (yani hem ürün sıcaklıklarının değişiminin her bir test periyodunda aynı değerlerin görülmesi, hem de dolabın kontrolör tarafında istenen set değerine ulaşması kastedilmektedir) bulunan dolabın buz eritme periyodunun (defrost) ürün sıcaklığına etkisini gösteren zamana bağlı (transient) analizini içermektedir. Dolaba ait test esnasında çekilmiş fotoğraf Şekil 5.1’de görülmektedir.



Şekil 5.1 Dolaba ait test sürecini gösteren fotoğraf

5.1 Dolap Hava Akış Analizi

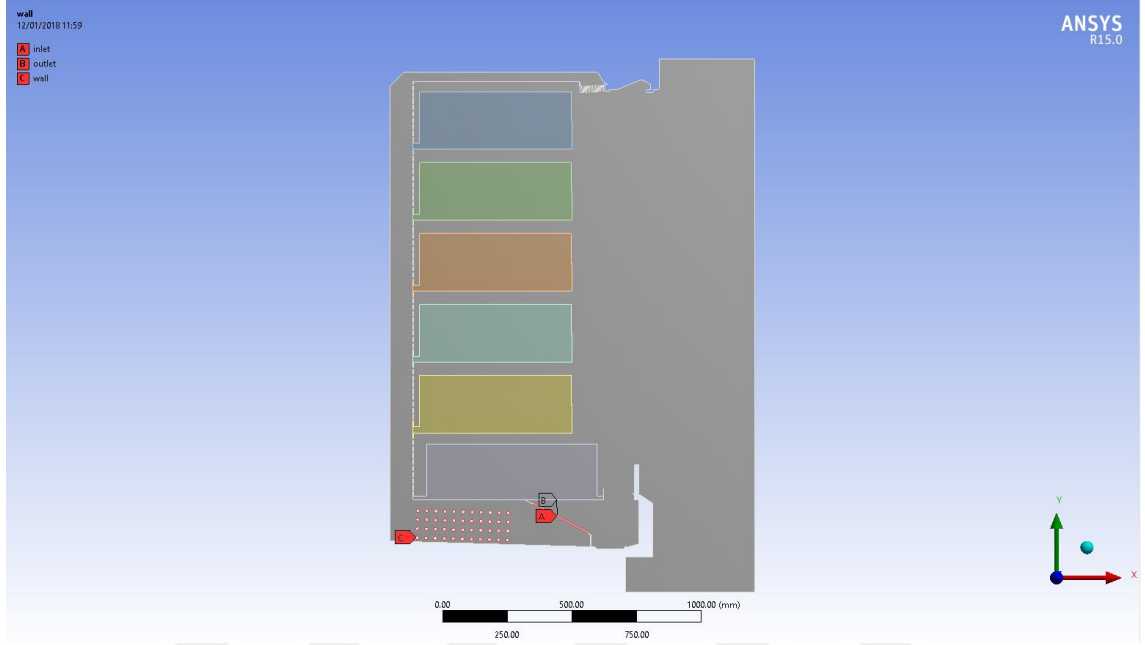
Dolap hava akışının ya da bir diğer deyişle dolap hava perdesinin incelendiği bu analizde, ANSYS SpaceClaim programı ile iki boyutlu model ve ardından ağ yapısı oluşturulmuş (Şekil 5.2) ve oluşturulan model ANSYS Fluent programında sınır şartları girilerek analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.2 Oluşturulan ağ yapısı

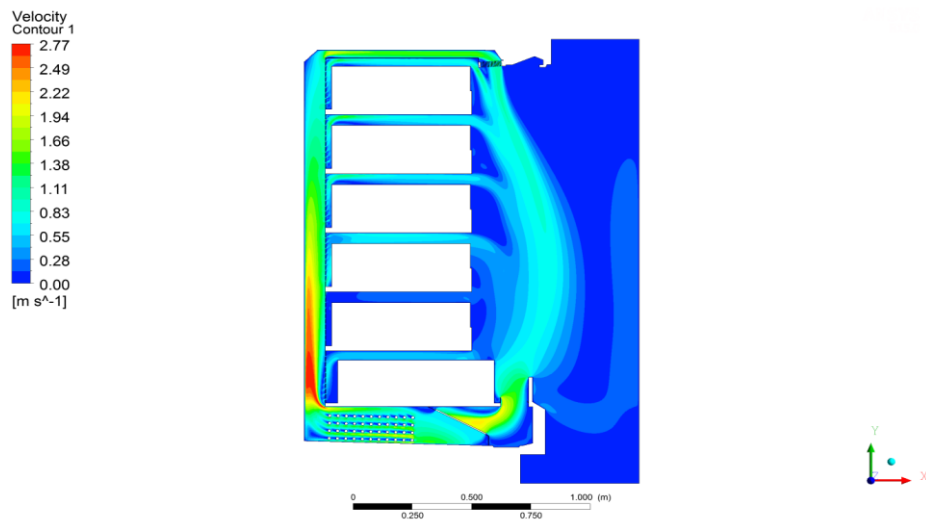
Hava akışının tanımlanması için nümerik çalışma ile deneysel çalışmalara en yakın sonucu veren k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Analizde yerçekimi, sıcaklık, yoğunluk gibi gradyenleri içerdiği için Tam Yüzdürme Etkisi (Full Buoyancy Effect) seçeneği kullanılmıştır. Tanımlanan sınır koşulları (Şekil 5.3) dolap test sürecinde, dolap üzerinden direkt olarak ölçülmüş değerlerdir. Alınan bu değerlere göre, fan tedarikçisinden alınan ΔP -Q eğrisinden elde edilen verilere göre, hava çıkış hızı (velocity inlet) 0,6 m/s, fan hava çıkış sıcaklığı 2 °C, fan hava giriş (pressure outlet) sıcaklığı 2°C ve soğutucu çeper sıcaklığı (wall) -5 °C olarak girilmiştir. Ayrıca soğutucu boru malzemesi olarak bakır olarak tanımlanmış ve sistem içerisinde

dolanan hava, sıkıştırılamaz ideal gaz (incompressible ideal gas) olarak tanımlanmıştır. Çözüm methodu olarak, hem kararlı (steady) hem de zamana bağlı (transient) analizlerde hızlı e doğru yakınsama değeri verdiği için COUPLED modülü uygulanmıştır.



Şekil 5.3 Dolap üzerinde tanımlanan sınır koşulları

Yapılan analiz sonucunda dolaba ait hava perdesinin de görüldüğü, dolap hava hızı dağılımı Şekil 5.4'te görülmektedir.



Şekil 5.4 Dolap hava hızı dağılımı kontur grafiği

Dolap hava hızı dağılımında deşarj /üfleme kısmındaki hava hızı temel alınan en önemli noktalardan biridir. Üfleme hava hız hesabında Tassou'nun dolap aerodinamik tasarımında bulduğu ampirik formül (5.1) kullanılmıştır [18].

$$D_m = \frac{(\rho_0 b_0 u_0^2)}{g H^2 (\rho_c - \rho_w)} \quad (5.1)$$

$$D_m = \frac{(b_0 u_0^2)}{g H^2 \left(\frac{T_0}{T_c} - \frac{T_0}{T_w} \right)} \quad (5.2)$$

$$u_0^2 = \frac{0.18 g H^2 \left(\frac{T_0}{T_c} - \frac{T_0}{T_w} \right)}{b_0} \quad (5.3)$$

Eşitliklerde;

H: dolabın ön açık yüksekliğini

b₀: hava perdesi yatay genişliğini

u₀ : üfleme noktasındaki hızı

ρ₀: üfleme noktasındaki hava yoğunluğu

ρ_w : ortamdaki hava yoğunluğu

ρ_c : dolap içindeki soğuk hava yoğunluğu

T₀ : Üfleme noktasındaki hava sıcaklığı

T_w : Ortamdaki hava sıcaklığı

T_c : Dolap içindeki soğuk hava sıcaklığı

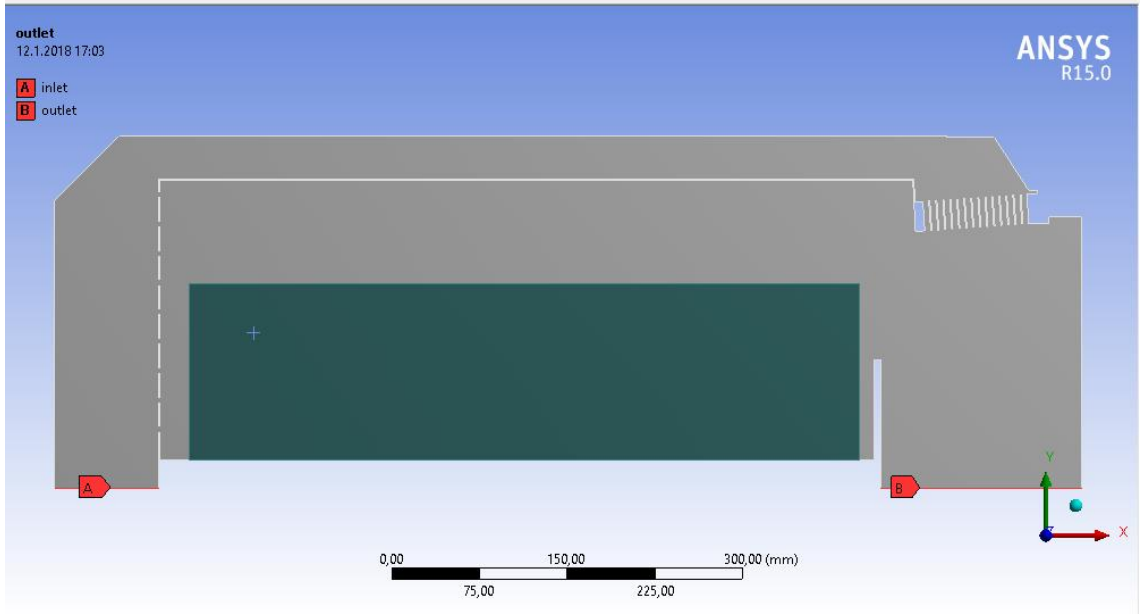
Uygun hava hız değerinin eldesi için sapma modülünün (deflection module) 0,14 ile 0,18 arasında olması gereken bu değer için D_m değeri 0,16 seçilerek üfleme kısmındaki hava hız değerinin yaklaşık 1,1 m/s olması gerektiği (5.3) eşitliğinden

hesaplanmıştır [18]. İstenilen hava hız değerinin eldesiyle ve dolaptaki stabilizasyonun tamamlanmasıyla ikinci analize geçilmektedir.

5.2 Buz eritme (Defrost) Periyodunun Ürün Sıcaklığına Etkisini Gösteren HAD Analizi

Soğutuculu teşhir dolaplarında optimum hava perdesinin oluşturulmasıyla birlikte, dolap içindeki ürünlerin gıda saklama koşullarına uygun sıcaklıklarda tutulması daha kolay sağlanmaktadır. Bilindiği üzere dolap soğutucuları üzerinde havanın zorlanmış taşınımıyla dolaşımı sonucunda, dış ortamdan gelen havanın ve yüksek nemin etkisiyle zamanla soğutucu üzerinde karlanma/buzlanma oluşmaktadır. Soğutucu üzerinde meydana gelen bu durum, dolabın çalışma performansını doğrudan etkilemekte ve enerji tüketimini (soğutucu içerisinde ısı transferi negatif yönde etkilediği için) arttırmaktadır. Belirli aralıklarla gerçekleştirilmesi gereken buz eritme periyodu süresince dolap içerisine giren ısıyla birlikte, ürün sıcaklıklarında da bir miktar artış görülmektedir. Bu bölümde yapılan analizde, stabil durumda bulunan dolabın, buz eritme periyodu süresince ürün sıcaklığının ne kadar yükseldiğini gözlemlemek ve bununla birlikte tekrar aynı stabilizasyon sıcaklığına düşme süresi üzerine çalışılmıştır.

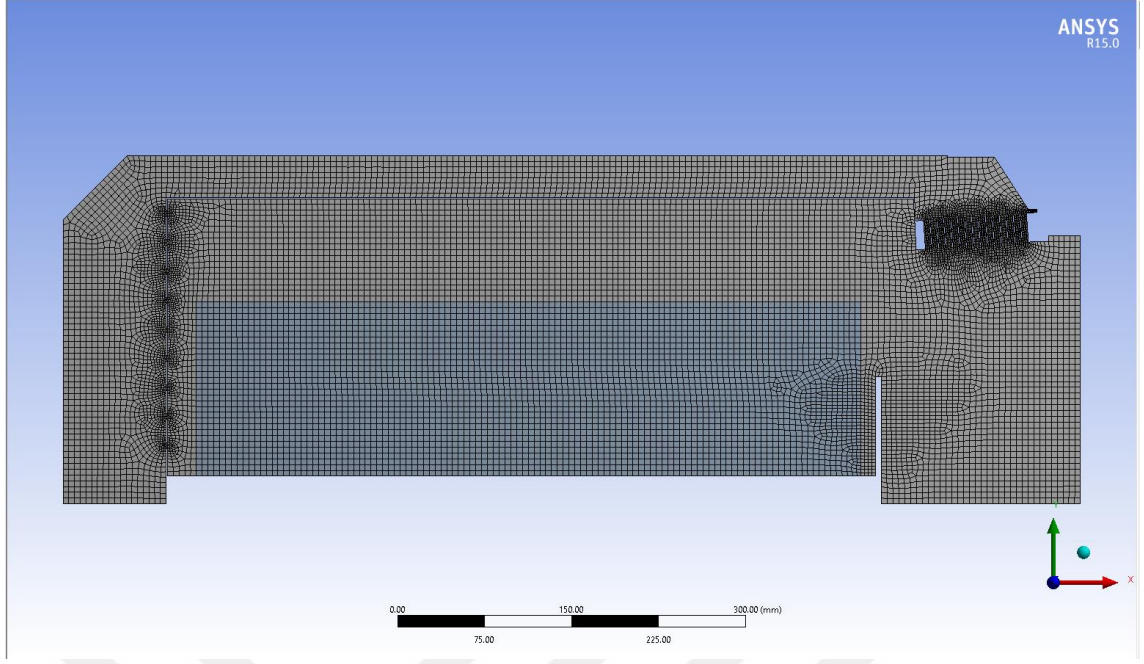
Dolaba ait optimum hava perdesi bir önceki bölümde elde edilmiş, ikinci adım olarak ise ürün sıcaklığı etkisini görmek adına aynı model üzerinden soğutucuya en uzak noktada bulunan, birinci rafta üst ürünleri içeren kesit (Şekil 5.5) alınarak, ürün (M-paketleri) termofiziksel özellikleri (Tablo 5.1) tanımlanmasının ardından, bu ürün sıcaklığının buz eritme periyodundan etkilenme miktarı ve tekrar buz eritme periyodu öncesi sıcaklığına ulaşma süresi elde edilmiştir.



Şekil 5.5 Ürün sıcaklık değişiminin analiz edildiği model ve tanımlanan sınır koşulları

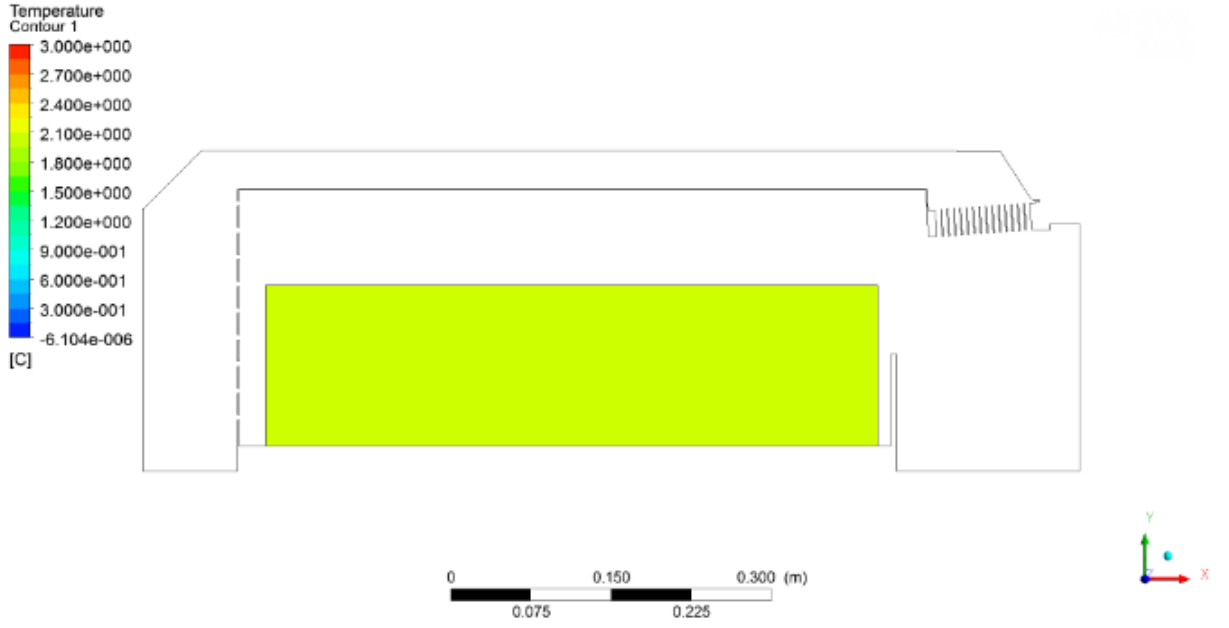
Tablo 5.1 Ürün (M-paket) termofiziksel özellikleri

Parametre	Birim	Değer
Yoğunluk	kg/m ³	1110
Özgül ısı	J/kgK	370
Termal İletkenlik Katsayı	W/mK	0,39

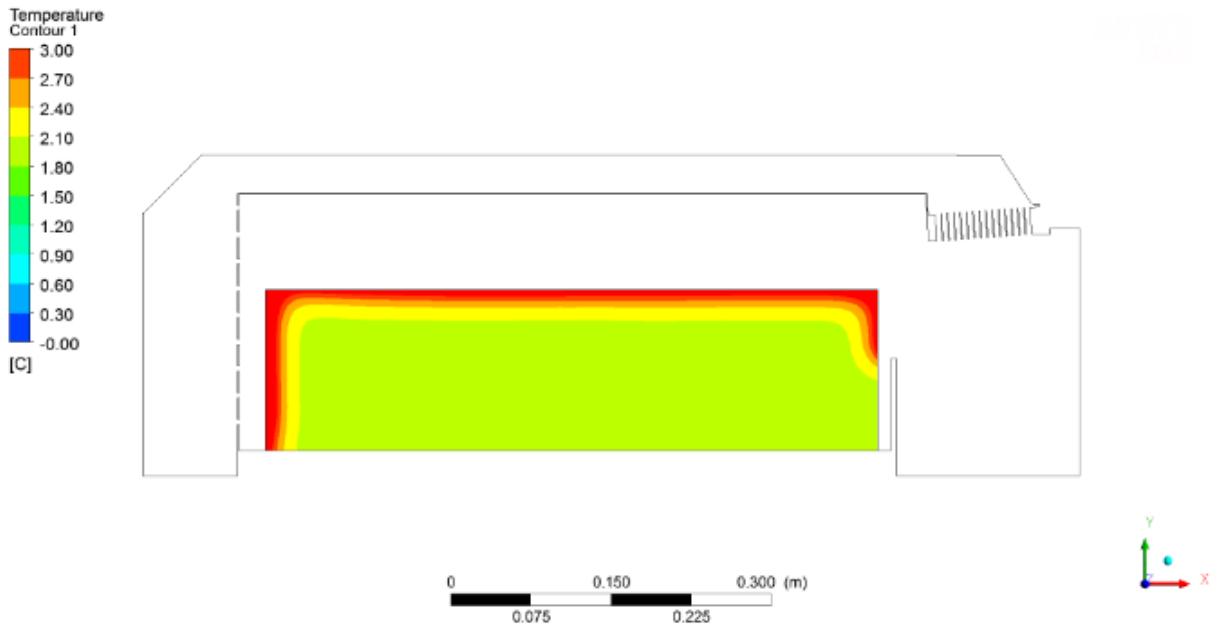


Şekil 5.6 Ürün sıcaklık değişiminin analiz edildiği modele ait ağ yapısı

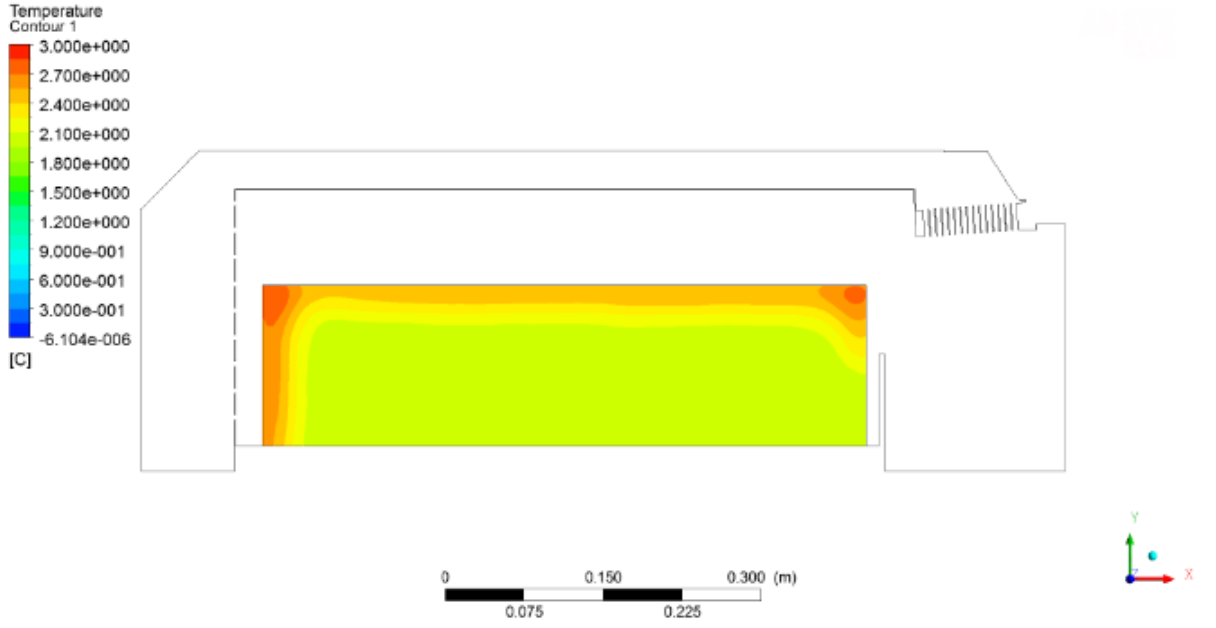
Model ağ yapısı oluşturulmasının ardından (Şekil 5.6), HAD analiz parametreleri aynı kalacak şekilde, 6 saatlik süreci içeren analizde; ilk 2 saat stabil ürün sıcaklığını içeren periyodu, sonraki 30 dakika dolap defrost süresini (bu süreçte dolabın soğutma süreci geçici durdurulmuş sonrasında ortama açık olan dolabın kademeli bir şekilde emiş sıcaklığının artması sonucu fan hava giriş sıcaklığı 8 °C'ye kadar kademeli olarak yükseltilmiştir) ve kalan zaman diliminde ise soğutmanın tekrar başlayarak (yine fan hava giriş sıcaklığı eski değeri olan 2°C'ye düşürülerek) ürün sıcaklığının defrost öncesindeki haline gelme durumu analiz edilmiştir. Analiz sonucuna ait ürün sıcaklık değişimlerini gösteren kontur grafik çıktıları, Şekil 5.7'de $t=0-7200$ saniye arasında yani ürün buz eritme periyodu öncesi, Şekil 5.8'de $t=9000$ saniyedeki buz eritme periyodu sonundaki ürün sıcaklık dağılımını, Şekil 5.9'da $t=10800$ saniyedeki buz eritme periyodunun bitmesinin soğutmanın başladığı ara anlardaki sıcaklık dağılımını, Şekil 5.10'da ise ürün sıcaklık düşme eğilimini görmek adına $t=12600$ saniyedeki ürün sıcaklık dağılımını, Şekil 5.11'de $t=12600$ saniyedeki anlık ürün sıcaklığını görmek amacıyla oluşturulan sıcaklık dağılımını, son olarak Şekil 5.12'de ise $t=21600$ saniyedeki 6 saatlik analiz periyodu sonunda ürün sıcaklarının stabil olduğu andaki sıcaklık dağılımını göstermektedir.



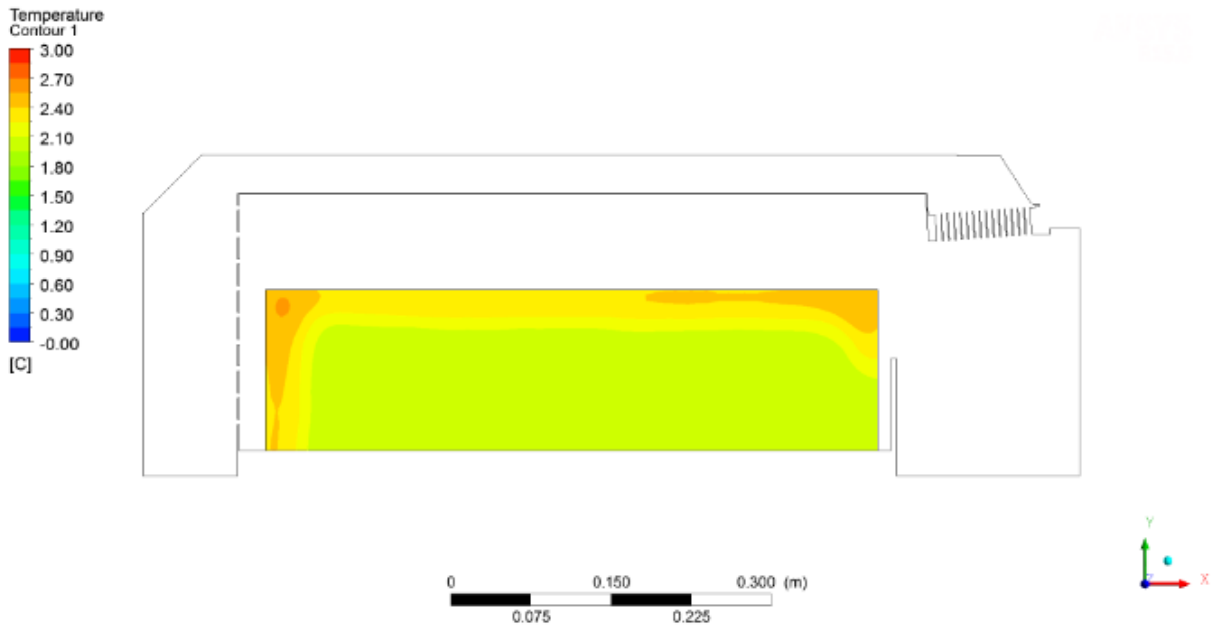
Şekil 5.7 Ürün buz eritme periyodu öncesi $t=0$ ile $t=7200$ saniyedeki sıcaklık dağılımı



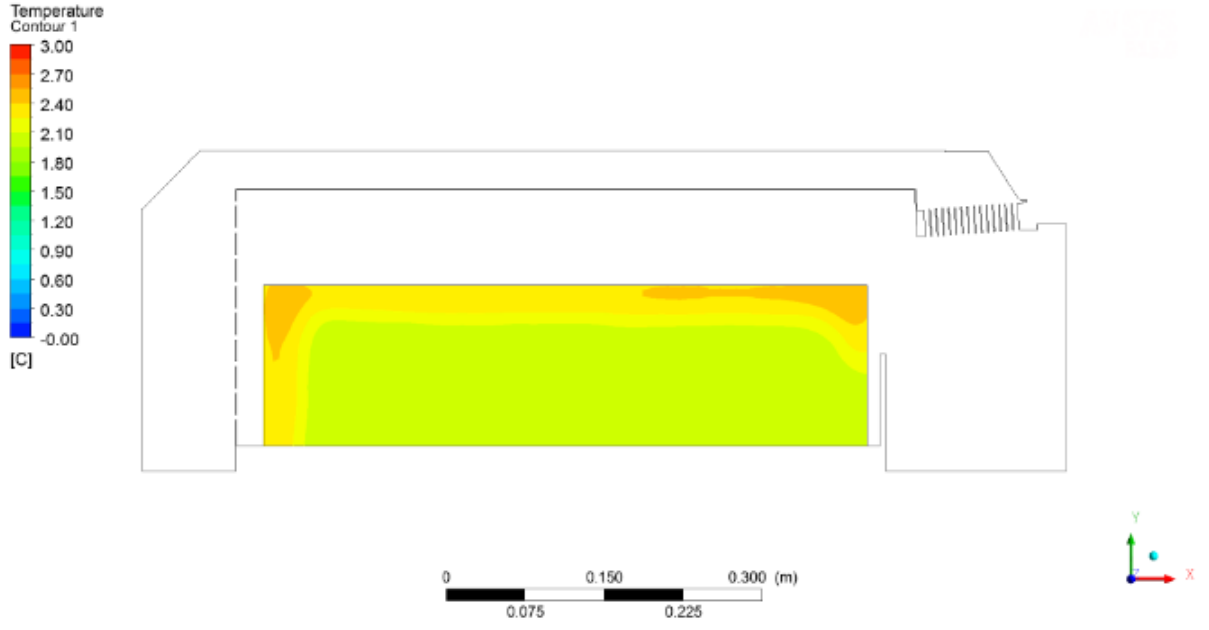
Şekil 5.8 Buz eritme periyodu sonunda elde edilen sıcaklık $t=9000$ saniye sonundaki sıcaklık dağılımı



Şekil 5.9 Buz eritme periyodunun bitmesinin ardından soğutmanın başlatıldığı süreç itibariyle $t=10800$ saniyedeki sıcaklık dağılımı



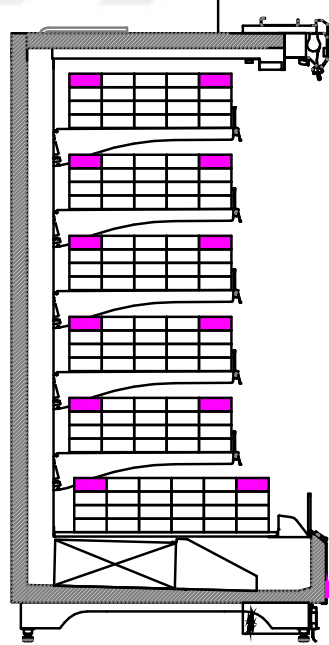
Şekil 5.10 Ürün sıcaklık düşüşünü görmek adına $t=12600$ saniyedeki sıcaklık dağılımı



Şekil 5.11 6 saatlik analiz periyodunun sonunda ürün sıcaklıklarının stabil olduğu andaki $t=21600$ saniyedeki sıcaklık dağılımı

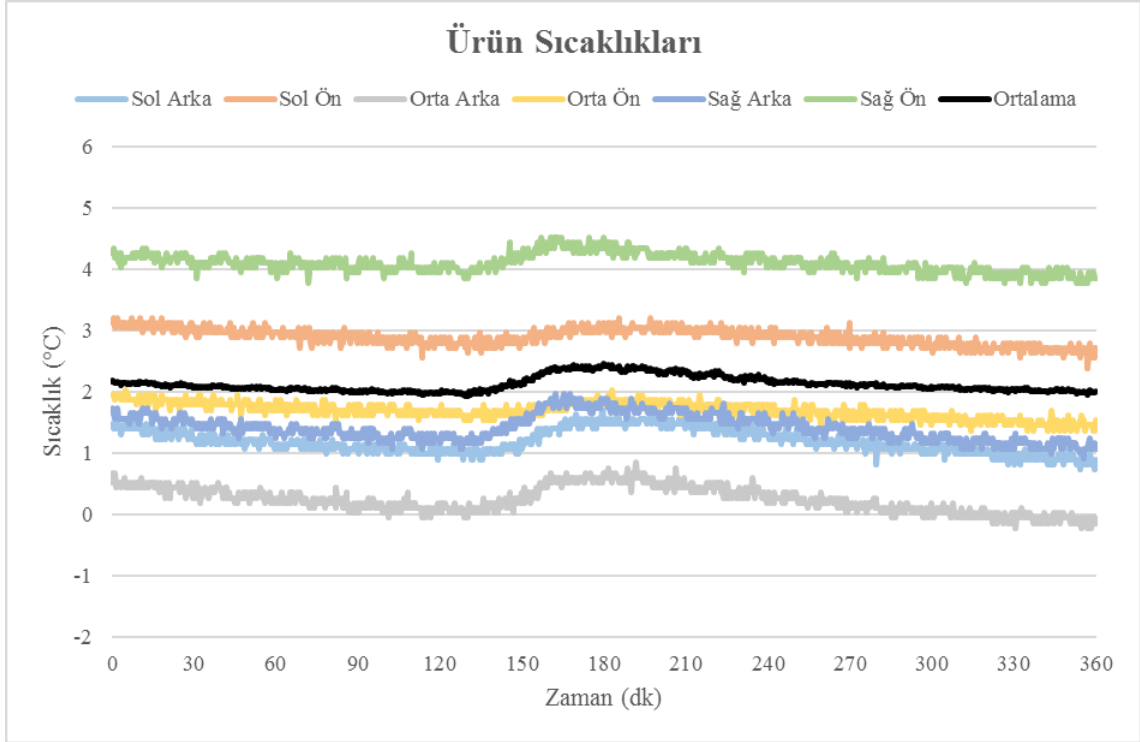
Bu bölümde, fiziki test laboratuvarı ortamında gerçekleştirilen veri toplama ve elde edilen verilerin analiz sonuçlarının karşılaştırılması yapılmıştır. Kaplanlar Soğutma A.Ş. bünyesinde bulunan test laboratuvarlarına ilgili dolap yerleştirilmiş, ISO23953 standardına göre veriler toplanmıştır.

Dolabın soğutmasının sağlanması amacıyla R744 (CO₂) soğutucu akışkanı kullanılmış ve evaporasyon sıcaklığı olarak analizlerde de belirtildiği üzere (soğutucu boru çeper sıcaklığı) -5 °C olarak ayarlanmıştır. Laboratuvar koşulları standartta belirtildiği üzere 3 nolu iklim sınıfına; ortam sıcaklığı 25°C, bağıl nem %60 ve 0,2 m/s oda içerisindeki hava akışı olacak şekilde, şartlandırılmış ve dolap yine aynı standarda göre özel M-paketleri yüklenmiştir. Dolap yükleniş şekli, Şekil 6.1’de görülmektedir.



Şekil 6.1 Dolabın standarda göre yüklenmesi ve veri alımı gerçekleştirilen (pembe) noktalar

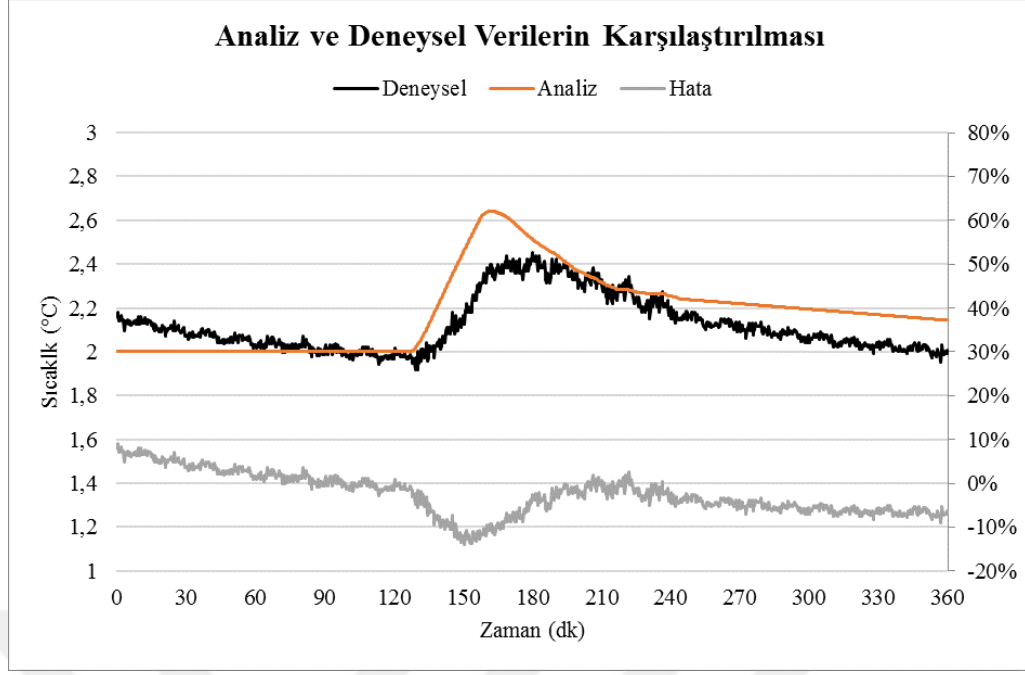
M-paketlerinin geometrik ortasından PT1000 sensörleri vasıtasıyla 60 saniyede bir veri alımı gerçekleştirilmiştir. Ürün sıcaklıkları, her rafın sol, orta ve sağ bölgelerinde ön ve arka noktalarından alınmış ve değerlendirmeler evaporatöre en uzak noktada bulunan, 1. raf ortalama ürün sıcaklığı (Şekil 6.2) referans alınmıştır. Veri toplama esnasında bilgisayar destekli bir veri toplama sistemi kullanılmış (RDM, Data Manager PR0510 & PR0662) sensör ölçümlerinde ölçme belirsizliği (sensör tedarikçisi tarafından) $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ olarak beyan edilmiştir.



Şekil 6.2 Ürün sıcaklıklarının 6 saatlik zaman periyodu içerisinde değişimi

Yapılan analizler sonucu elde edilen sıcaklık değeri, sonrasında deneysel ortamındaki sıcaklık ortalaması ile karşılaştırılmış ve hata oranı tespit edilmiştir. Analiz ve deneysel verilerin karşılaştırıldığı grafik Şekil 6.3'te görülmektedir. Hata oranı (6.1) eşitliği kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\%hata = \frac{T_{deneyse} - T_{analiz}}{T_{deneyse}} \times 100 \quad (6.1)$$



Şekil 6.3 Deneysel ve analiz sonucunda elde edilen ürün sıcaklıkları ve hata oranının karşılaştırılması

6.1 Belirsizlik Analizi

Test laboratuvarlarında kullanılan ekipmanların ölçüm belirsizliklerinin hesaplanması ölçüm sonuçlarının güvenilir olması açısından belirleyici olmaktadır. Bu nedenle ölçüm belirsizliklerini tespit etmek amacıyla ölçüm elemanları için belirsizlik hesaplamaları yapılmıştır. Ölçüm belirsizliği hesabında Kline ve McClintock'un ileri sürmüş oldukları yöntem kullanılmıştır. Buna göre, eğer deney düzeneğinde yapılan ölçümler sonucu elde edilen büyüklük P ise ve bu büyüklüğe etki eden $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olmak üzere n adet bağımsız değişken bulunuyor ise ölçüm büyüklüğü P (6.2) fonksiyonu şeklinde ifade edilebilir. Her bir değişkene ait belirsizlik değerleri $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ şeklinde ifade edilmesi durumunda P sonuç fonksiyonunun toplam belirsizliği (Denklem 6.3) ifadesi ile hesaplanmaktadır.

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (6.2)$$

$$w_p = \pm \left[\left(\frac{\delta p}{\delta x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\delta p}{\delta x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\delta p}{\delta x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta p}{\delta x_n} w_n \right)^2 \right] \quad (6.3)$$

Bağımsız değişkenlerin $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ belirsizlikleri $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ise (6.4) eşitliği ile belirlenmektedir.

$$\pm w = \sqrt{(A_1)^2 + (A_2)^2 + \dots + (B_1)^2 + (B_2)^2 + \dots} \quad (6.4)$$

Burada $A_1, A_2, \dots$ rastgele hataları $B_1, B_2, \dots$ sistematik hataları ifade etmektedir. [19]. Yapılan ölçüm belirsizliği hesabına göre her PT1000 sensörünün ölçme belirsizliği Tablo 6.1’de görülmektedir.

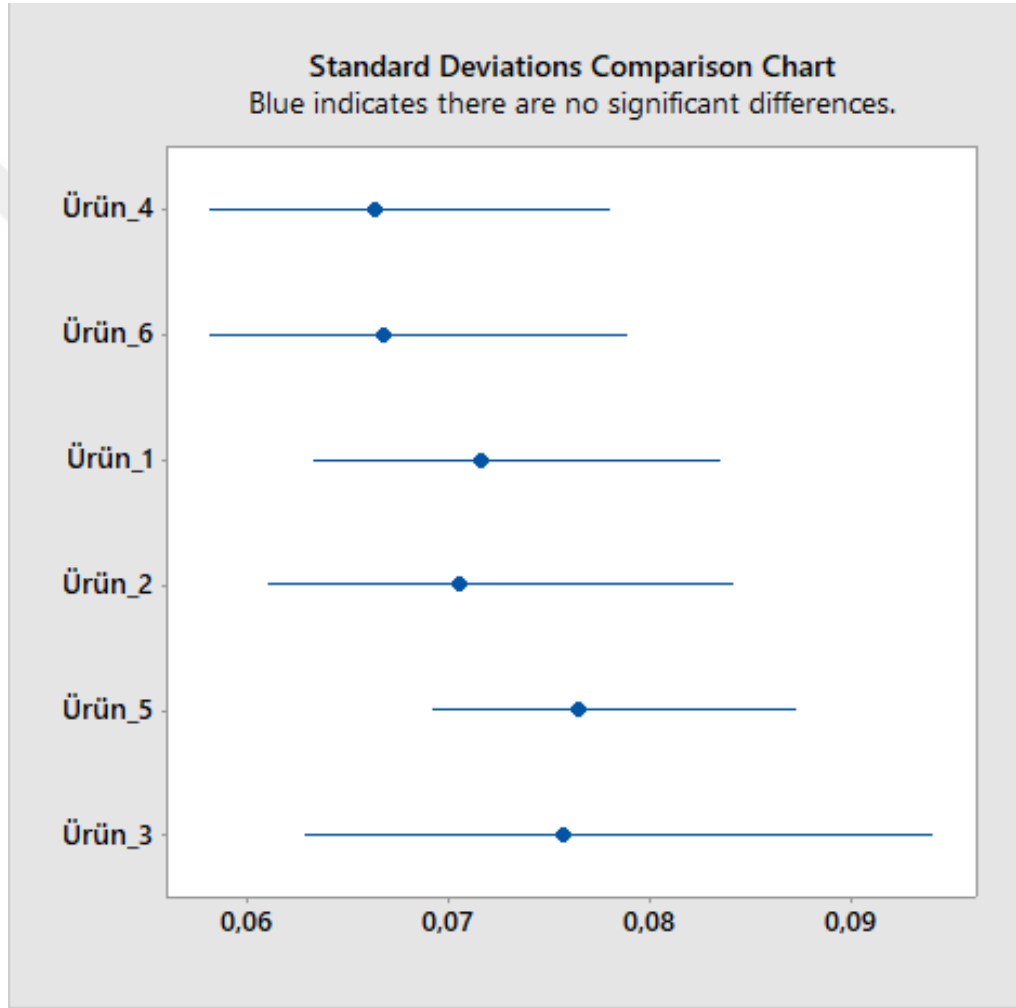
Tablo 6.1 Ölçüm belirsizlik hesap değerleri

No	Sensör Adı	Toplam Belirsizlik
1	Sağ Ön	0,27
2	Sağ Arka	0,29
3	Orta Ön	0,26
4	Orta Arka	0,29
5	Sol Ön	0,26
6	Sol Arka	0,30

6.2 Regresyon Modelinin İncelenmesi

Regresyon, iki ya da daha çok değişken arasında doğrusal bir ilişki olup olmadığının bulunması ve bu doğrusal ilişkinin bir doğrusal denklemle nasıl

ifade edildiğinin gösterilmesi olarak ifade edilir. Regresyon modeli içerisinde, bağımlı ve bağımsız değişkenlerin net bir biçimde ayırt edilmiş olması gerek modelin doğruluğu gerekse problemin sağlıklı bir şekilde çözümü için gerekli bir şarttır. Bu bölümde, regresyon analizi için Minitab programından yararlanılmıştır. Analizler için 91 adet deney datası kullanılmıştır. Yapılan analiz sonucuna göre hata oranı %0,83 olmaktadır. Ürün sıcaklık değerlerinin karşılaştırıldığı analiz sonuç grafiğini Şekil 6.4'te görülmektedir. Regresyon analizi Minitab rapor çıktısı Ek-A'da görülmektedir.



Şekil 6.4 Ürün sıcaklığına bağlı regresyon analiz grafiği

Sonuç ve Öneriler

HAD üzerinde gerçekleştirilen analizlerle, ilk analizde istenilen ürün sıcaklıklarının elde edilmesi için önemli bir tasarım parametresi olan dolap hava perdesinin uygunluğu doğrulanmış, doğrulanan veriler ışığında ikinci analize geçilerek soğutucuya en uzak ve en sıcak ürünlerin bulunduğu birinci raf ortalama ürün sıcaklığı üzerinden gidilerek, ürün sıcaklığının buz eritme periyodu süresince değişimi incelenmiştir. Hava perdesi ile ilgili elde edilen çıktılar, analizin ilk bölümünde gerçekleştirilen kararlı durumda (steady-state) değerlendirilmiş ve ürün sıcaklıklarını rejim koşullarında muhafaza edebilecek bir hava perdesi gözlemlenmiştir. Elde edilen ürün sıcaklık analiz çıktıları ise fiziki test ortamında veri toplama işlemi gerçekleştirilerek sıcaklık değerleri ile karşılaştırıldığında maksimum %14 (ortalama %3) oranında hata bulunmuştur. Bulunan oranın kabul edilebilir bir değerde olduğu, deneysel ve analiz sıcaklık veri çıktıları noktasal olarak en fazla 0,2°C'lik bir fark olduğu görülmüştür. Yapılan analizde ve sonrasında gerçekleştirilen doğrulama işleminde buz eritme periyodu esnasında ürünlerde ortalama 0,4K'lık bir artış gözlemlenmiştir. Mevcut standartta (ISO23953) ürün sıcaklıklarının (paketlenmemiş et teşhiri gerçekleştirilen dolaplar için) -1/+4°C arasında yani M0 ürün koşullarını sağlaması gerekmektedir. Bu durum standartta bahsi geçen ürün sıcaklık sınıflarına uygun bir durum sergilemektedir. Yapılan bu analiz ve doğrulama süreçleri, test esnasında yapılacak herhangi bir değişikliğin öngörüsü açısından fayda sağlamakla birlikte, firma test süreçlerinin kısılmasında da katkı sağlamaktadır.

- [1] Cortella, G. (2002). CFD-aided retail cabinet design. *Computers and Electronics in Agriculture*, 34(1), pp. 43-66.
- [2] Orlandi, M., Visconti, F.M. ve Zampini, S., (2013). CFD asisted design of closed cabinets. 2nd IIR International Conference on Sustainability and Cooled Chain, Paris, France.
- [3] Hadawey, A.F., Jaber, T.J., Ghaffar, W.A., Hasan, A.H.A.M. (2012). Air curtain design optimization of refrigerated vertical display cabinet using CFD. *International Journal of Scientific Engineering and Technology*, pp. 76-88.
- [4] Cortella, G., Manzan, M., Comini, G., (2000). CFD simulation of refrigerated display cabinets, *Elsevier International Journal of Refrigeration*, pp. 250-260.
- [5] Güngüneş, H.M., (2007). Hava perdeli bir ticari soğutma kabinin sayısal analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [6] Foster, A.M., Madge M., ve Evans, J.A., (2005). The use of CFD to improve the performance of a chilled multi-deck retail cabinet, *International Journal of Refrigeration*, 28(2005), pp. 698-705.
- [7] Ge, Y.T., Tassou, S.A., (2011). The impact of geometric structure and flow arrangement on the performance of CO₂ evaporators in multi-deck medium temperature display cabinets, *International Journal of Refrigeration*, 35(2012), pp. 142-149.
- [8] Chen, Y., Yuan, X., (2013). Experimental study of the performance of single-band air curtains for a multi-deck refrigerated display cabinets, *Journal of Food Engineering*, 69(2005), pp. 261-267.
- [9] Wu, X., Chang, Z., Yuan, P., Lu, Y., Ma, Q., Yin, X., (2013). The optimization and effect of back panel structure on the performance of refrigerated display cabinet, *Elsevier-Food Control*, 40(2014), pp. 278-285, 2013.
- [10] Artico, G., Mousset, S., ve Fortini, D., (2008). Performance Evaluation and Design Optimization of Refrigerated Display Cabinets Through Fluid Dynamic Analysis, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University.
- [11] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., ve Pitarma, R.A., (2012). Detailed CFD modelling of open refrigerated display cabinets, *Hindawi Publishing Corporation Modelling and Simulation in Engineering*.
- [12] Özdemir, S., (2011). Karbondioksit kullanılan soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan tarafının modellenmesi ve performans parametrelerinin belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [13] Çengel, Y.A., ve Boles, M.A., (2011). Thermodynamics: An Engineering approach, Second Edition, Mc Graw Hill, New York.
- [14] Polat, C., (2015). Karbondioksit Soğutkanlı Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi Deney Seti Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- [15] Kurtuluş, O., (2011). Soğutucu Akışkan Olarak Karbondioksit Kullanılan Transkritik Çevrimlerin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [16] Evans, C.L., (2009). CO2 Unit Coolers for Supermarket Refrigeration Systems”, Bohn The Cold Standard, White Paper, September.
- [17] ISO23953-2(2017). Refrigerated Display Cabinets-Part2:Classification, Requirements and Test Condition.
- [18] Tassou, S., (2007). Refrigerated display cabinets; progress made and research and development issues, Brunel University.
- [19] Kline, S.J. ve McClintock, F.A. (2015). Describing uncertainties in single-sample experiment, ASME Summer Meeting.

Minitab Project Report**Test for Equal Variances: Ürün_1; Ürün_2; Ürün_3; Ürün_4; Ürün_5; Ürün_6**

Method

Null hypothesis All variances are equal

Alternative hypothesis At least one variance is different

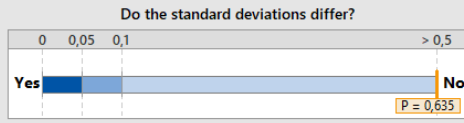
Significance level $\alpha = 0,05$

95% Bonferroni Confidence Intervals for Standard Deviations

Sample	N	StDev	CI
Ürün_1	91	0,0716370	(0,0602835; 0,0876704)
Ürün_2	91	0,0706124	(0,0576649; 0,0890486)
Ürün_3	91	0,0757558	(0,0594958; 0,0993396)
Ürün_4	91	0,0663507	(0,0553715; 0,0818808)
Ürün_5	91	0,0765334	(0,0661528; 0,0911866)
Ürün_6	91	0,0667543	(0,0551896; 0,0831530)

Individual confidence level = 99,1667%

Standard Deviations Test for Ürün_1; Ürün_2; Ürün_3; Ürün_4; Ürün_5; Ürün_6 Summary Report

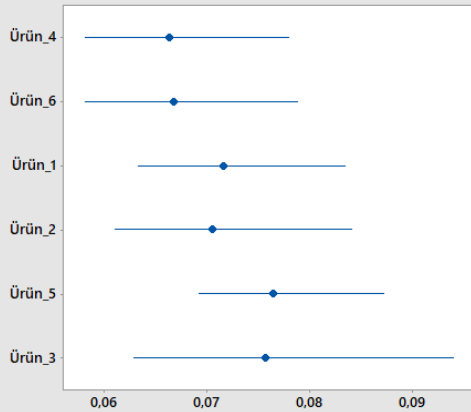


Differences among the standard deviations are not significant ($p > 0,05$).

Which standard deviations differ?

#	Sample	Differs from
1	Ürün_4	
2	Ürün_6	
3	Ürün_1	
4	Ürün_2	None Identified
5	Ürün_5	
6	Ürün_3	

Standard Deviations Comparison Chart Blue indicates there are no significant differences.



Comments

- Test: There is not enough evidence to conclude that there are differences among the standard deviations at the 0,05 level of significance.
- Comparison Chart: Blue intervals indicate that the standard deviations do not differ significantly.

Tests

	Test	
Method	Statistic	P-Value
Multiple comparisons	—	0,635
Levene	0,81	0,545

Standard Deviations Test for Ürün_1; Ürün_2; Ürün_3; Ürün_4; Ürün_5; Ürün_6 Descriptive Statistics Report

Sample	Sample Size	Statistics		
		Mean	StDev	Individual 95% CI for StDev
Ürün_1	91	1,5692	0,071637	(0,063082; 0,083143)
Ürün_2	91	4,1940	0,070612	(0,060820; 0,083786)
Ürün_3	91	0,45395	0,075756	(0,063398; 0,092515)
Ürün_4	91	1,8588	0,066351	(0,058069; 0,077482)
Ürün_5	91	1,3611	0,076533	(0,068738; 0,087088)
Ürün_6	91	3,0684	0,066754	(0,058021; 0,078493)

Tezden Üretilmiş Yayınlar

İletişim Bilgisi: aladagcigdem@gmail.com

Konferans Bildirileri

1. Ç. Aladağ, H. Demir, “Bir Açık Tip Çok Raflı Soğutuculu Teşhir Dolabında Sıcaklık ve Hız Parametreleri için HAD Analizinin Gerçekleştirilmesi”, 4. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, Edirne, 2018.

