

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EV TİPİ BUZDOLAPLARININ BİLGİSAYAR
DESTEKLİ ISIL ANALİZİ

Özgür ÖLMEZ

Mart, 2009
İZMİR

EV TİPİ BUZDOLAPLARININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ ISIL ANALİZİ

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makina Mühendisliği Bölümü, Enerji Anabilim Dalı**

Özgür ÖLMEZ

**Mart, 2009
İZMİR**

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

ÖZGÜR ÖLMEZ, tarafından **DOÇ. DR. DİLEK KUMLUTAŞ** yönetiminde hazırlanan “**EV TİPİ BUZDOLAPLARININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ ISIL ANALİZİ**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Doç.Dr. Dilek KUMLUTAŞ

Yönetici

Prof. Dr. İ. Hakkı TAVMAN

Jüri Üyesi

Yrd. Doç. Dr. M. Turhan Çoban

Jüri Üyesi

Prof.Dr. Cahit HELVACI

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmamda, kendisinden edindiğim bilgiler, proje sürecindeki rehberliği, yüksek lisans ve lisans öğrenimim boyunca ayrıca bu projenin hazırlanması aşamasında manevi desteği ve anlayışı için Sayın Danışmanım Doç. Dr. Dilek KUMLUTAŞ'a; proje süresince çalışma ile ilgili her konuda bilgilerini esirgemeyen ve bölümdeki bilgisayarını çalışmaları gerçekleştirmek için benimle paylaşan ve çalışma süresince sürekli yanımda olduğunu hissettiren Araştırma Görevlisi Ziya Haktan KARADENİZ'e; üç boyutlu model bilgilerinin tarafıma sağlanmasında bana yardımcı olan Vestel Beyaz Eşya Buzdolabı Ar-Ge biriminde çalışan arkadaşım Volkan KAHRAMAN'a, deneyler ve analizler sırasındaki rehberliği ve proje süreci boyunca manevi desteği için Vestel Beyaz Eşya Buzdolabı Teknoloji Geliştirme ve Endüstriyel Tasarım bölümünde çalışan arkadaşım Umut YILMAZ'a, şimdiye kadarki öğrenim hayatımda veya dışında sürekli yanımda olan çok değerli annem ve kardeşime, şu anda aramızda olmayan fakat bu anı görmesini hep istediğim babama ve doğumu ile hayatıma yeni bir anlam daha kazandıran yiğenime teşekkürü bir borç bilirim.

Özgür ÖLMEZ

EV TİPİ BUZDOLAPLARININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ ISIL ANALİZİ

ÖZ

Bu çalışmada ev tipi geleneksel bir buzdolabının soğutucu kısmına iki adet giriş menfezi ve bir adet çıkış menfezi eklenerek oluşturulan bir modelin ve bir adet no-frost dondurucu modelinin sonlu hacimler formülasyonu kullanan özel bir bilgisayarlı akışkanlar dinamiği (CFD) programı yardımıyla ısı ve akış analizleri yapılmış ve sayısal çalışma sonucunda değerlendirmeler yapılmıştır. Öncelikle buzdolabının soğutucu kısmının, Pro-Engineer Wildfire 3.0 (versiyon 3) parametrik modelleme programı yardımıyla üç boyutlu modeli hazırlanmıştır. Üretici firmadan alınan bilgiler yardımıyla sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Daha sonra modeli üretici firmadan alınan bir no-frost dondurucunun yine Pro-Engineer Wildfire 3.0 (versiyon 3) parametrik modelleme programı yardımıyla basitleştirilmiş modeli hazırlanarak sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. ANSYS CFX-Mesh programı kullanılarak yapısal olmayan üçer adet ağ yapısı oluşturulmuştur. Üç ağ yapısı için de simülasyon modeli ANSYS CFX programı yardımıyla hazırlanmış ve ısı ve akış analizleri yapılmıştır. Soğutucu model için karışık taşınım sonuçları incelenmiş, no-frost dondurucu model için hem zorlanmış taşınım hem de karışık taşınım koşulları için analizleri gerçekleştirilmiştir. Hız dağılımları, sıcaklık dağılımları ve sayısal sonuçlar üzerinde tartışılmıştır.

Anahtar Sözcükler: Ev-tipi buzdolabı, no-frost dondurucu, ısı analiz, akış analizi, karışık taşınım, zorlanmış taşınım,

COMPUTER AIDED THERMAL ANALYSIS OF DOMESTIC REFRIGERATORS

ABSTRACT

In the present study, thermal and flow analysis of refrigeration compartment of a domestic traditional refrigerator by adding two inlet vents and an outlet is conducted by the mean of a special computational fluid dynamics (CFD) software which uses control volume formulation and results are considered. At first, the refrigeration compartment of the refrigerator is modelled in three dimensional by the mean of Pro-Engineer Wildfire 3.0 (version 3) which is three dimensional parametric modelling software. A numerical study is conducted by means of the producer company introduction. A numerical study is conducted using simplified model of a frost-free freezer that is prepared by the mean of Pro-Engineer Wildfire 3.0 (version 3) which is three dimensional parametric modelling software, that is taken from the producer company. Three unstructured mesh is generated by the use of ANSYS CFX-Mesh for each model. Simulation model is described for these three mesh by the use of ANSYS- CFX, finally thermal and flow analysis is conducted. Analysis is conducted for mixed convection conditions for refrigerator compartment and either forced convection or mixed convection conditions are considered. Velocity field, temperature field and numerical values about them are discussed.

Keywords: Domestic refrigerators, frost-free freezer, thermal analysis, flow analysis, mixed convection, forced convection,

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT.....	v
BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....	1
1.1 Soğutmanın Tarihi.....	2
BÖLÜM İKİ – SOĞUTMA SİSTEMLERİ VE TERMODİNAMİĞİ.....	7
2.1 Giriş.....	7
2.2 Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları.....	7
2.3 Ters Carnot Çevrimi.....	9
2.4 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	11
2.5 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	15
2.6 Doğru Soğutucu Akışkanın Seçimi.....	17
2.7 Isı Pompası Sistemleri.....	20
2.8 Gelişmiş Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri.....	22
2.8.1 İkili Soğutma Sistemleri.....	22
2.8.2 Çok Kademeli Sıkıştırma Yapılan Soğutma Sistemleri.....	24
2.8.3 Tek Kompresörlü Çok Amaçlı Soğutma Sistemleri.....	25
2.8.4 Gazların Sıvılaştırılması.....	26
2.9 Gaz Akışkanlı Soğutma Çevrimleri.....	27
2.10 Soğurmalı Soğutma Sistemleri.....	31
2.11 Termoelektrik Güç Üretimi ve Soğutma Sistemleri.....	34
2.12 Termoakustik Soğutma.....	39
2.13 Güneş Enerjisi ile Soğutma.....	40
2.13.1 Güneş Enerjisi Soğutma Sistemleri.....	41

BÖLÜM ÜÇ – EV TİPİ BUZDOLAPLARI.....	43
3.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucular.....	43
3.2 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Tasarım Kriterleri ve Genel Performans Karakteristikleri.....	45
3.3 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Isı Yalıtımı.....	47
3.3.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Kullanılan Yapı Malzemeleri.....	49
3.3.2 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Kullanılan Yalıtım Malzemeleri ve Poliüretan (PU).....	50
3.3.2.1 Poliüretan (PU).....	51
3.3.2.2 Poliüretanın Uygulaması.....	54
3.4 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Tüketimi.....	57
3.4.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Verimliliği.....	57
3.4.2 Enerji Testleri Deney Şartları.....	58
3.4.2.1 Test Odası Sıcaklık, Nem ve Hava Dolaşımı Koşulları.....	58
3.4.2.2 Cihazın Hazırlanması ve Enerji Ölçümü.....	59
3.4.2.3 Ölçüm Cihazlarının Özellikleri.....	62
3.4.3 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Verimlilik Sınıfları..	62
3.4.3.1 EU Directive 94/2/EC Standartları.....	63
3.4.3.2 EU Directive 2003/66/EC Standartları.....	65
BÖLÜM DÖRT – METOD VE MATERYAL.....	67
4.1 Amaç.....	67
4.2 Taşınım ile İlgili Kavramlar.....	69
4.2.1 Zorlanmış, Doğal ve Karışık Taşınım.....	69
4.2.2 Benzerlik Yaklaşımları.....	70
4.2.3 Türbülansın Etkileri.....	72
4.3 Yöntem.....	73

BÖLÜM BEŞ – SAYISAL ÇALIŞMA.....	80
5.1 Modelleme.....	80
5.2 Kabuller Sınır Şartları ve Malzeme Özellikleri.....	83
5.3 Ağ Yapısı.....	87
5.4 Analizler.....	90
BÖLÜM ALTI – SONUÇLAR.....	95
6.1 Sayısal Çalışma Sonuçları.....	95
6.1.1 Soğutucu Hacim Sayısal Çalışma Sonuçları.....	95
6.1.2 No-frost Dondurucu Sayısal Çalışma Sonuçları.....	102
6.1.2.1 Zorlanmış Taşınım Çözüm Sonuçları.....	102
6.1.2.2 Karışık Taşınım Çözüm Sonuçları.....	111
KAYNAKLAR.....	120

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Soğutma, katı, sıvı veya gaz halindeki bir maddeden ısıyı çekme işlemidir. Bir maddeden ısı çekmek, onun sıcaklığını düşürür. Sıcaklığı düşürmek için birçok tarihte sadece bir ilgi alanı olarak kalmış birçok metot vardır. Eski metotlardan bir tanesi, sıcaklık düşürme işleminin gazların düşük basınçlar altında hızlı bir şekilde genişletilmesiyle başarılabildiği yöntemdir. Bunun bir sonucu olarak soğuma, havanın sıkıştırılması sırasında üretilen fazla ısının genişleme esnasında verilmesiyle gerçekleşir.

Sıcaklıkların düşürülmesi işlemi, suya sodyum nitrat, sodyum sülfid gibi bazı tuzların karıştırılmasıyla gerçekleştirilebilir. Aynı etki su içerisinde kalsiyum klorid gibi tuzların çözünmesiyle de elde edilebilir.

Bilindiği üzere soğutmanın iki yaygın metodu doğal ve mekanik soğutmadır. Doğal soğutmada, buz eski zamanlardan bu yana soğutma işlemi için kullanılır ve bu halen kullanılmakta olan bir yöntemdir. Bu doğal teknikte, zorlanmış bir hava sirkülasyonu buz blokları üzerinden geçirilir. Dolaşan hava ısısının bir kısmını buza bırakır ve böylece hava soğumuş olur. Mekanik soğutmada ise soğutkan, düşük basınçlarda ve sıcaklıklarda çektiği ısıyı daha yüksek sıcaklıklarda ve basınçlarda yoğunlaşma ortamına bırakabilme kabiliyetine sahiptir. Sıkıştırma ve genişlemenin yardımıyla soğutkan, ısıyı bir maddeden çeker ve soğutma ortamına bu ısıyı transfer eder.

Soğutma, endüstride ürünlerin soğutulması ve dondurulması, buharın yoğunlaştırılması, ortam şartlarının korunması ve soğuk depolama amacıyla kullanılmaktadır. Bazı uygulamalar çok büyüktür ve elektriğin temel tüketicisi konumundadır. Özellikle gıda, içecek ve kimya sektörlerinde, tüm enerji maliyetlerinin içerisinde soğutma için gereken enerji büyük bir oranı oluşturur (Bazı soğutma uygulamalarında % 90 civarlarına kadar ulaşabilmektedir).

Şimdilerde, soğutma endüstrisinin acil olarak, (i) soğutma sistemleri, sistem komponentleri ve teknik ve işletme açısından benzer sistemlerin ve komponentlerin teknik bilgisine, (ii) sistem tasarımı ve optimizasyonu için soğutma sistemlerinin enerji ve ekserji analizlerini yapan bir gruba, (iii) optimum soğutma tekniklerinin uygulanmasına, (iv) komponentlerin performanslarını değerlendirme ve ölçme tekniklerine, (v) verimli ve efektif bir soğutma sistemi tasarlanması ve/veya var olan sistemlerin geliştirilmesi için soğutma datasının kullanımına yönelik metodolojiye ihtiyacı vardır (Dinçer, 2003, Refrigeration Systems and Applications, böl. 3.1).

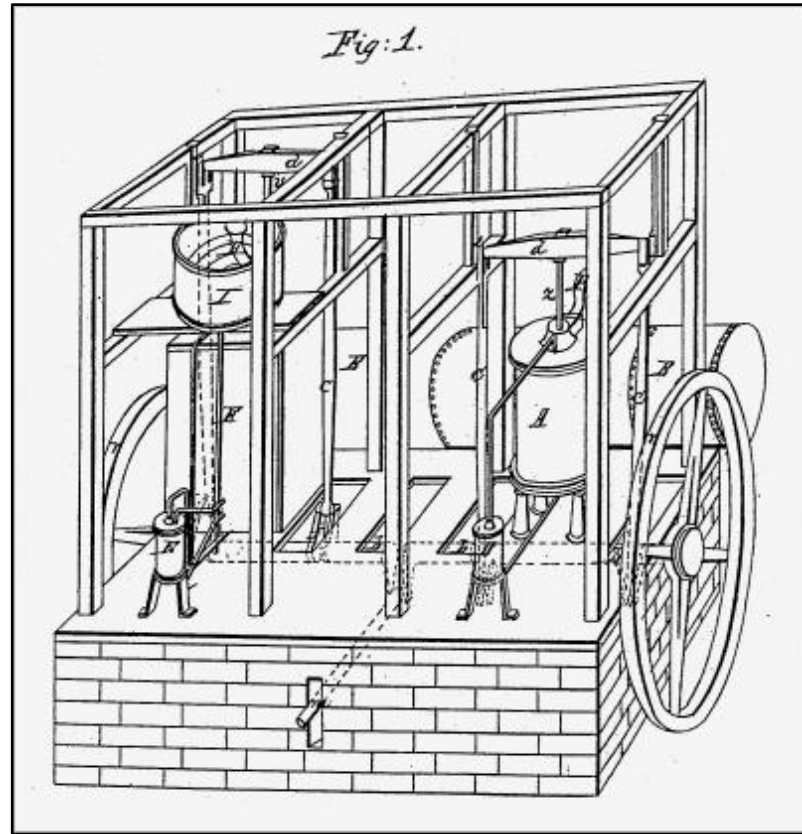
1.1 Soğutmanın Tarihi

İnsanlar suyun buharlaştırılması işleminin soğutma etkisine neden olduğunu yüzyıllardır bilmektedir. Bu etkinin olabilecek en eski kullanımı, Mısır'da su dolu kavanozları soğutmak ve Hindistan'da buz oluşturmak içindi.

Mekanik olarak soğutmanın yapılmasıyla ilgili ilk çalışmalar, suyun buharlaşmasıyla oluşan soğutma etkileri üzerineydi. 1755 yılında İskoç bir fizikçi olan William Collen, buz yapımı için olması gereken sıcaklık derecelerini belirledi. Bunu kapalı bir tank içerisinde bir hava pompası yardımıyla su üzerindeki basıncı düşürerek başardı. Düşük basınçta, sıvı düşük sıcaklıklarda kaynıyor veya buharlaştırılabilirdi. Suyun sıvı halden buhar haline faz değişimini gerçekleştirebilmek için gerekli ısı miktarı, suyun geri kalanından çekiliyordu ve suyun geriye kalan kısmı da buz haline dönüşüyordu.

Cullen'dan bu yana birçok mühendis ve bilim adamı mekanik olarak soğutmanın temel prensiplerini izah edebilmek için birçok buluş yaptılar. 1834'de İngiltere'de oturan bir Amerikalı olan Jacob Perkins, bir komprerör, bir kondenser, bir buharlaştırıcı ve kondenser ile buharlaştırıcı arasında bir musluk kullanarak bir buhar sıkıştırma makinesi üretti ve patentini aldı. Bu işlemi, doğal kauçuğun distile edilmesiyle elde edilen uçucu bir sıvıyı düşük basınçlar altında buharlaştırarak yaptı. Bu makine küçük miktarda buz üretmek için kullanıldı ama makinenin ticari olabilecek bir yanı yoktu. 1850 yılından sonraki 30 yıl artan bir taleple beraber yaratıcı buluşların ve başarıların olduğu bir süreç olarak tarihe geçti. Su ve eterden daha uygun sıvılar olan amonyak ve karbon dioksit, Faraday, Thilorier ve diğerleri

tarafından keşfedildi. Bu kişiler, bu maddelerin sıvılaştırılabildiğini gösterdiler. Mekanik soğutmanın teorik alt yapısı, ısının doğasını araştıran Rumford ve Davy, Sadi Carnot’la başlayan termodinamik biliminin formülasyonuna devam eden Kelvin, Joule ve Rankine tarafından sağlanmıştır. Soğutma makineleri 1850 yılı ile 1880 yılları arasında görüldü ve bu cihazlar soğutkan olarak kullandıkları makinelere göre sınıflandırılıyordu. Soğutkan olarak havayı kullanan makineler, hava sıkıştırılmalı veya soğuk hava makineleri olarak isimlendiriliyordu ve soğutma tarihinde önemli bir rol oynadılar. Bir Amerikan olan Dr. John Gorrie, gerçek ve ticari bir yapısı olan soğuk hava makinesini geliştirdi ve 1850 İngiltere’de 1851’de de Amerika’da patentini aldı. Şekil 1.1’de bu makinenin şematik olarak gösterimi bulunmaktadır.



Şekil 1.1 John Gorrie gerçek ticari soğuk hava makinesi
(http://www.hvacindia.org.in/DasBlogce/content/binary/gorrie_ice_machine_400px.jpg)

Soğutkan olarak soğuk havayı kullanan soğutma makineleri, kapalı ve açık çevrim olarak iki sınıfa bölünmüşlerdir. Kapalı çevrim makinelerde, makineye atmosfer

basıncından daha yüksek bir basınçta toplanan hava, işletme anında tekrar kullanılmıştır. Açık çevrim makinelerde, hava atmosfer basıncında makineye çekilir ve soğutulduğunda soğutulacak boşluğa bırakılır. Avrupa’da Dr. Alexander C. Kirk 1862’de ticari olarak kapalı çevrim bir soğutma makinesi geliştirdi ve Franz Windhausen kapalı çevrim bir makine icat etti ve 1870’de Amerika’da patentini aldı. 1850’lerin erken dönemlerinde Kelvin ve Rankine tarafından genel hatları oluşturulan açık çevrim soğutma makineleri 1873’de Fransız bilim adamı Paul Giffard tarafından ve 1877’de de İngiltere’de Joseph J. Coleman ve James Bell tarafından keşfedildi.

1860 yılında, Fransız bir mühendis, Ferdinand P. Edmond Carre, amonyağın suya karşı kimyasal afinitesine dayanan sınırlı miktarda buz üretebilen amonyak absorpsiyonlu aparatı icat etti. Sınırlı olmasına karşın, önemli bir gelişim sağladı. Bu mühendisin geliştirdiği cihaz, bir el pompasına sahipti ve 5 dakika içerisinde küçük miktardaki suyu buz haline çevirebiliyordu. Bir süre Paris’te kullanıldı ama su ile karıştığında hızlı bir şekilde sülfirik asit oluşturması ve bu nedenle de amonyağın suya karşı kimyasal afinitesini kaybetmesi nedeniyle hüsrana uğradı. El ile çalıştırılan absorpsiyon makinesinin gerçek mucidi, bu sistem için daha efektif bir pompa tasarlayan H.A. Fluees olmuştur. Göreceli olarak daha büyük boyutlarda bir buz yapma makinesi 1878’de F. Windhausen tarafından üretildi. Bu sistem kimyasal afiniteyi arttırmak amacıyla sülfirik asitten suyu ek bir ısıyla sürekli olarak çeken bir sistemdi.

İlk buhar sıkıştırırmalı makinelerden bir tanesi de 1853’de bir Amerikan profesör olan Alexander C. Twining tarafından keşfedilmiştir. Bu sistemi kullanarak Ohio Clevand’da bir buz üretim tesisi kurmuştur ve bir günde bir ton buz üretmeyi başaramıştır. Bundan sonra bazı mucitler de eter ve bileşenlerini kullanan buhar sıkıştırırmalı makinelerle araştırmalar yapmıştır. Fransa’da F.P.E Carre eter sıkıştırırmalı bir makine geliştirdi ve kurdu. Charles Tellier (mekanik soğutmanın öncüsü olarak kabul edilir) soğutkan olarak metil eter kullanan bir işletme kurdu. 1874’de Carl Linde, Almanya’da bir metil eter birimi kurdu. Bundan önce Linde, soğutma makinelerinin termodinamik veriminin nasıl hesaplanabileceğini ve arttırabileceğini göstererek soğutma makineleri endüstrisinde büyük ilerlemelerin

gerçekleşmesine katkıda bulunmuştu. Sıkıştırılmalı makinelerin mucitleri, en popüler soğutkan haline gelmeye başlayan ve uzun yıllar boyunca geniş bir kullanımı olan amonyak ile bu makineler üzerinde çalıştılar. 1860'larda Tellier bir amonyak sıkıştırılmalı makine geliştirdi. 1872'de David Boyle buz yapımı için ümit vaat eden bir makine üretti ve 1872'de Amerika'da patentini aldı. Bununla beraber amonyak sıkıştırılmalı makinelerin gelişmesinde en önemli gelişmelerden bir tanesi, daha sonraları Linde'nin Trieste bira üretim tesisini kurmasıdır. Bundan sonra Linde modeli, çok popüler olmaya başladı ve bu model mekanik detayları yönünden mükemmel olarak nitelendirilmektedir. Şekil 1.2'de Linde modeli görülmektedir.



Şekil 1.2 Trieste bira fabrikasında kullanılan Linde modeli (<http://www.linde-engineering.com/first-refrigerating-machine.php>)

Sıkıştırılmalı soğutma makinelerinde amonyağın kullanımı ilerisi için önemli bir adımdı. Amonyak kullanan makinelerin, termodinamik avantajlarının yanında, bu makinelerde soğutma için gerekli basıncın kolayca sağlanabilmesi ve boyut olarak küçük makineler olmaları gibi avantajları da vardır. 1860'ların sonlarına doğru, P. H.

Van der Weyde of Philadelphia petrol ürünlerini soğutken olarak kullanarak yaptığı sıkıştırma birimi ile patent aldı. 1875’de R. P. Pictet, Geneva Üniversitesi’nde sülfirik asit kullanan bir makine geliştirdi. 1866’da bir Amerikalı olan T. S. C. Lowe, karbon dioksit kullanan bir soğutma ekipmanı geliştirdi. 1890’lara kadar karbon dioksit sıkıştırılmalı makineler, karbondioksitin, kurulum sırasında birincil kural olan güvenlik kuralına uygunluğundan dolayı önemli bir hale geldiler. 1880 ve 1890 arasında amonyak sıkıştırılmalı birimlerin kurulması, daha da yaygınlaştı. 1890 ile birlikte mekanik soğutmanın gıda soğutma endüstrisinde ekonomik ve pratik olarak kullanılabileceği kanıtlanmıştır. Avrupalılar, mekanik soğutmanın gelişimi için teorik alt yapının büyük bir kısmını tamamladılar. Ancak, Amerikanlar ise yaratıcı aktivitelerini 1850 ile 1880 arasında gerçekleştirdiler.

Mekanik soğutma alanında kararlı teknik süreç, 1890 yılından sonraki yıllara damgasını vurdu. Birçok ülkede soğutma birimlerinin temel komponentleri olan kompresörlerin, buharlaştırıcıların, yoğuşurucuların ve soğutma birimlerinin kendisinin tasarımı ve üretimi alanında birçok buluş yapıldı (Dinçer, 2003, Refrigeration Systems and Applications, böl. 3.2).

BÖLÜM İKİ

SOĞUTMA SİSTEMLERİ VE TERMODİNAMİĞİ

2.1 Giriş

Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından biri soğutmadır. Soğutma, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişidir. Soğutma, soğutma makineleri veya ısı pompaları tarafından gerçekleştirilir. Bu makinelerin dayandıkları çevrimlere de soğutma çevrimleri adı verilir. En yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir. Bu çevrimde, aracı akışkan dönüşümlü olarak buharlaşır, yoğunur ve buhar fazındayken sıkıştırılır. Çok kullanılan bir başka soğutma çevrimi de gaz akışkanlı soğutma çevrimidir. Bu çevrimde aracı akışkan çevrim boyunca gaz fazında kalır. Bu bölümde incelenen diğer soğutma çevrimleri, genellikle iki farklı akışkanın iki ayrı çevrimde dolaştığı ikili soğutma, soğutucu akışkan buharının sıkıştırılmadan önce bir sıvıya karıştırıldığı soğurmalı soğutma ve iki farklı malzemeden bir elektrik akımının geçmesiyle oluşan termoelektrik soğutmadır. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, s.525) Ayrıca bu bölüm kapsamında termoakustik soğutma ve güneş enerjisi ile soğutma uygulamalarından da bahsedilecektir.

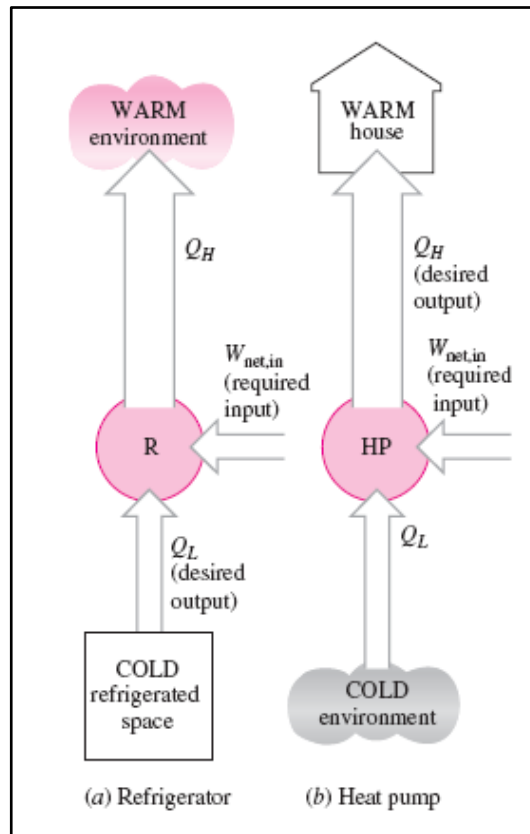
2.2 Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları

Isı geçişinin azalan sıcaklık yönünde, başka bir deyişle sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama olduğu, bilinen bir gerçektir. Bu yönde ısı geçişi doğada kendiliğinden olur. Fakat bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi kendiliğinden olamaz, bunun bir soğutma makinesi aracılığıyla yapılması gerekir.

Soğutma makineleri bir çevrime göre çalışır, soğutma çevrimlerinde dolaşan akışkanlara da soğutucu akışkan adı verilir. Bir soğutma makinesinin genel çizimi Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Burada Q_L , soğutulan ortamdan çekilen ısı, Q_H ise daha sıcak ortama verilen ısıdır. T_L , soğutulan ortamın sıcaklığı, T_H ısı verilen ortamın sıcaklığı ve $W_{net,g}$ çevrimde dolaşan akışkan üzerinde yapılması gereken sıkıştırma işini göstermektedir. Q_L ve Q_H ’nın yönleri indislerinden anlaşılmaktadır, bu nedenle her ikisi de artıdır.

Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi, ısı pompası aracılığıyla da gerçekleşebilir. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrime göre çalışırlar, fakat kullanım amaçları farklıdır. Soğutma makinesinin amacı çevre sıcaklığından daha düşük sıcaklıkta olan bir ortamdan ısı çekerek, ortamı düşük sıcaklıkta tutmaktır. Daha yüksek sıcaklıktaki ortama ısı verilmesi sadece çevrimin tamamlanabilmesi için gerekli olan bir işlemdir. Isı pompasının amacı ise, ısıtılan bir ortamı istenen sıcaklıkta tutmaktır. Bunun için düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan çekilen ısı, daha yüksek sıcaklıktaki ortama verilir. Örneğin, ısı çekilen kaynak, kuyu suyu veya soğuk dış hava, sıcak ortam ise bir evin içi olabilir (Şekil 2.1).

Bir soğutma makinesi veya ısı pompasının ısıl değerlendirmesi, etkinlik katsayısı (COP) ile yapılır. Etkinlik katsayısı 2.1 ve 2.2 denklemleri ile verilmiştir.



Şekil 2.1 Soğutma makinesi ve ısı pompası gösterimi (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{\text{soğutma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net,g}}} \quad (2.1)$$

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{\text{ısıtma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net,g}}} \quad (2.2)$$

Bu bağıntılarda hem COP_{SM} , hem de COP_{IP} 'nin değeri 1'den büyük olabilir. 2.1 ve 2.2 denklemleri karşılaştırıldığı zaman, belirli Q_L ve Q_H değerleri için,

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \text{COP}_{\text{SM}} + 1 \quad (2.3)$$

olduğu görülür. Bu bağıntı ısı pompasının etkinlik katsayısının 1'den büyük olduğunu göstermektedir. Çünkü COP_{SM} her zaman sıfırdan büyüktür. Başka bir deyişle, bir ısı pompası en kötü durumda bir elektrikli ısıtıcının etkinliğinde olacak, tükettiği elektrik kadar ısı enerji sağlayacaktır. Bununla birlikte gerçek uygulamada Q_H 'nin bir bölümü borulardan ve kanallardan çevreye geçebilir ve dış hava sıcaklığı çok düşük olduğu zamanlarda ısı pompasının etkinlik katsayısı 1'in altına düşebilir. Bu durum gerçekleştiğinde ısı pompası, elektrikli ısıtıcı gibi çalıştırılır.

Bir soğutma sisteminin soğutma kapasitesi, soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı diye tanımlanır ve çoğu kez ton soğutma birimiyle ifade edilir. Bir ton soğutma, 0 C sıcaklıkta 1 ton (2000 libre, lbm) suyu 24 saatte 0 C sıcaklıkta bir ton buza dönüştürmek için çekilmesi gereken ısı enerjiye eşittir. Bir ton soğutma 211 kJ/dakika veya 200 Btu/dakika'ya eşdeğerdir. 200 m² kullanma alanı olan bir evin soğutma yükü yaklaşık 3 ton (10 kW) dolaylarındadır (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.1).

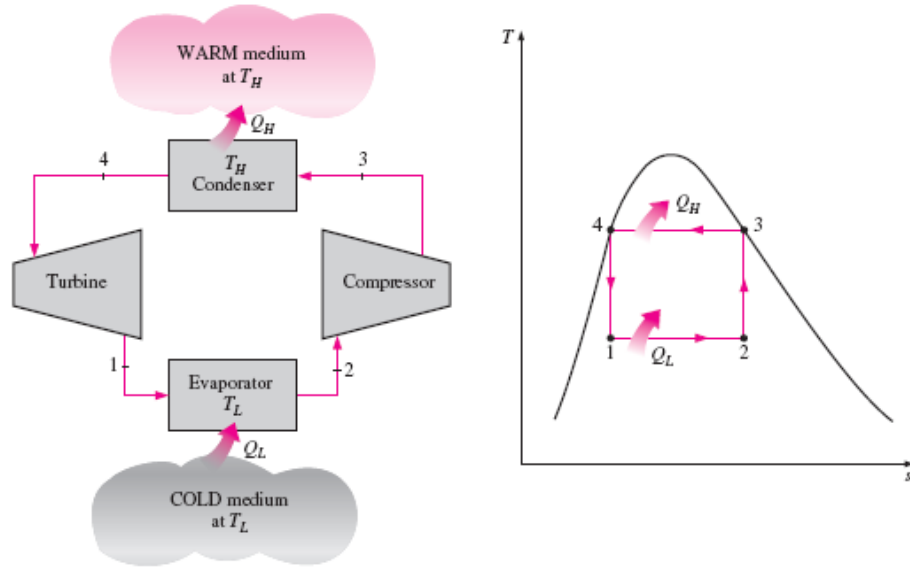
2.3 Ters Carnot Çevrimi

Carnot çevrimi, verilen bir sıcaklık aralığında en yüksek ısı verime sahip çevrimdir. Bu nedenle, gerçek güç çevrimlerinin karşılaştırılabileceği bir standart oluşturur.

Tersinir bir çevrim olduğu için, Carnot çevrimini oluşturan hal değişimleri ters yönde de gerçekleşebilir. Hal değişimlerinin ters yönde gerçekleşmesi, ısı ve iş

etkileşimlerinin yönlerinin değişmesi anlamına gelir. Bu şekilde çalışan Carnot çevrimine, ters Carnot çevrimi adı verilir. Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi veya Carnot ısı pompası, Carnot soğutma makinesi veya Carnot ısı pompası diye bilinir.

Bir soğutucu akışkanın doyma bölgesi içinde gerçekleşen ters Carnot çevrimi ele alınsın. Şekil 2.2’de görüldüğü gibi, 1-2 hal değişimi sırasında, soğutucu akışkana, T_L sıcaklığındaki soğuk ortamdan, sabit sıcaklıkta Q_L miktarında ısı geçişi olur. Akışkan daha sonra izantropik bir hal değişimiyle 3 haline sıkıştırılır ve hal değişimi sonunda sıcaklığı T_H olur. 3-4 hal değişimi sırasında, soğutucu akışkandan T_H sıcaklığındaki ortama, sabit sıcaklıkta ısı geçişi olur ve daha sonra akışkan, 1 haline izantropik olarak genişleyerek çevrimi tamamlar. 4-1 hal değişimi sonunda akışkanın sıcaklığı T_L olur. 3-4 hal değişimi sırasında soğutucu akışkan, yoğusturucuda doymuş buhardan doymuş sıvıya dönüşür.



Şekil 2.2 Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevriminin T-s diyagramı (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

Carnot soğutma makinesinin ve Carnot ısı pompasının katsayıları;

$$\text{COP}_{\text{SM,Carnot}} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (2.4)$$

$$\text{COP}_{\text{IP,Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \quad (2.5)$$

Her iki etkinlik katsayısının da, sıcaklık aralığı azaldıkça, başka bir deyişle T_L yükseldikçe veya T_H düştükçe yükseldiği not edilmelidir.

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısı enerji deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir. Bu nedenle soğutma makineleri ve ısı pompaları için ideal çevrim olarak önce Carnot çevriminin incelenmesi doğaldır. Uygulanabilir olması durumunda Carnot çevriminin ideal çevrim olarak seçilmesi gerekir, ancak aşağıda belirtilen nedenlerle Carnot çevriminin uygulamaya aktarılması olanaksızdır.

Isı geçişinin olduğu iki izotermal hal değişimi uygulamada gerçekleştirilebilir, çünkü doyma bölgesinde basıncın sabit kalması, sıcaklığın da doyma sıcaklığında sabit kalmasını sağlar. Bu bakımdan 1-2 ve 3-4 hal değişimleri buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcılardaki gerçek duruma yakındır. Fakat 2-3 ve 4-1 hal değişimlerinin uygulamada gerçekleştirilmesi zordur. Çünkü 2-3 hal değişimi bir sıvı buhar karışımının sıkıştırılmasını, başka bir deyişle iki fazlı akışkanla çalışan bir kompresörü gerektirir. 4-1 hal değişimi ise sıvı oranı yüksek bir karışımın genişlemesidir.

Bu sorunların, Carnot çevrimini doyma bölgesinin dışında gerçekleştirerek çözüleceği düşünülebilir, ancak bu kez ısı geçişi işlemlerinde sabit sıcaklık koşulunun yerine getirilmesi zorluk çıkaracaktır. Bu nedenlerle ters Carnot çevriminin uygulamada gerçekleştirilemeyeceği ve soğutma çevrimleri için ideal bir model oluşturamayacağı sonucuna varılır. Bununla birlikte ters Carnot çevrimi, gerçek soğutma çevrimlerinin karşılaştırılabileceği bir standart oluşturur. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.2)

2.4 İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi

Ters Carnot çevriminin uygulanmasındaki güçlükler, buharı sıkıştırmadan önce tümüyle buharlaştırarak ve 4-1 hal değişimindeki genişlemeyi bir kısılma işlemiyle gerçekleştirerek aşılabılır. Kısılma işlemi, sıvıyı bir kısılma vanasından veya kılcal borulardan geçirerek yapılabilir. Bu şekilde elde edilen çevrim, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi diye bilinir. Bu çevrimin genel çizimi ve T-s diyagramı

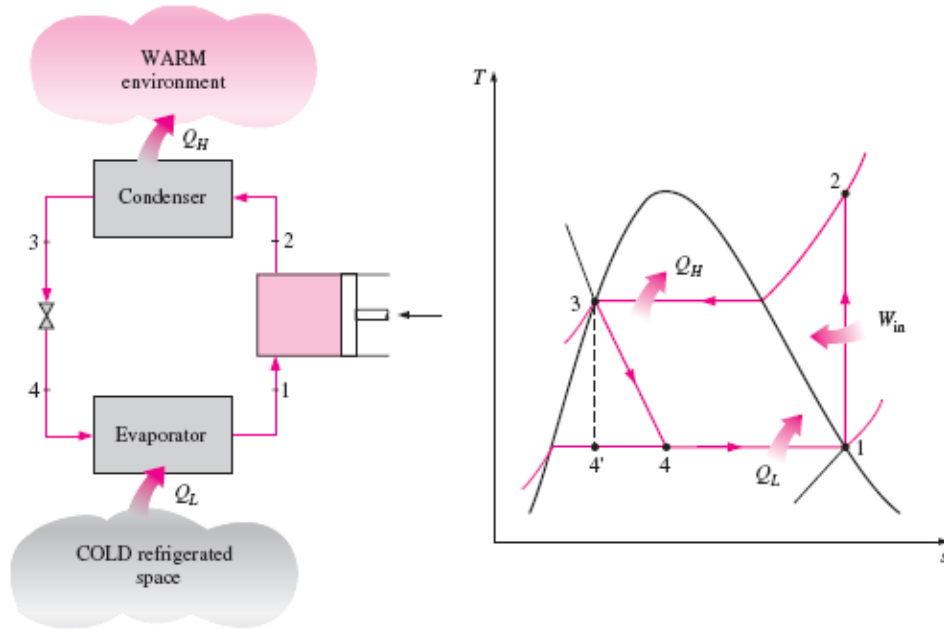
Şekil 2.3’de verilmiştir. Buhar sıkıştırmalı çevrim soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir. Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri şöyledir.

1-2 Kompresörde izantropik soğutma

2-3 Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ($P = \text{sabit}$) ısı geçişi

3-4 Kısılma (genişleme ve basıncın düşmesi)

4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ($P = \text{sabit}$) ısı geçişi

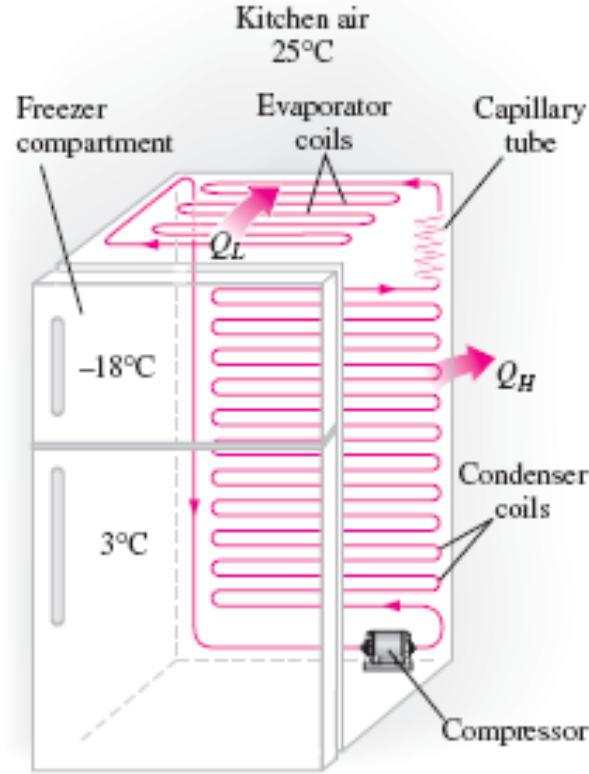


Şekil 2.3 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir.

Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar.

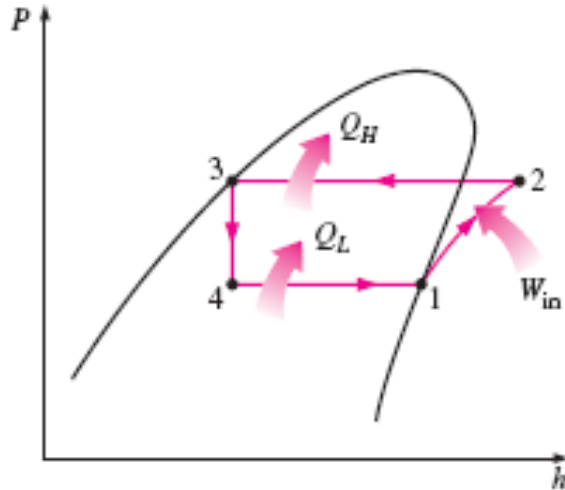
Bir ev buzdolabında, soğutucu akışkandan ısı çekilen buzluk, buharlaştırıcı işlevi görür. Buzdolabının arkasında görülen borular, soğutucu akışkandan mutfak ortamına ısı geçişinin olduğu yoğuşturucudur. (Şekil 2.4)



Şekil 2.4 Bir ev buzdolabı (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

T-s diyagramında içten tersinir bir hal değişiminin eğrisi altında kalan alan ısı geçişini simgeler. Bu nedenle 4-1 hal değişimi eğrisi altında kalan alan, buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın aldığı ısıyı, 2-3 hal değişimi eğrisi altında kalan alan da yoğuşturucuda soğutucu akışkanın çevreye verdiği ısıyı gösterir. Yaklaşık bir kural olarak, buharlaştırıcı sıcaklığındaki her 1 C artma veya yoğuşturucu sıcaklığındaki her 1 C azalma için etkinlik katsayısının yüzde 2 ile 4 arasında arttığı söylenebilir.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin çözümlemesinde kullanılan bir başka diyagram da Şekil 2.5'te gösterilen P-h diyagramıdır. Bu diyagramda dört hal değişiminden üçü birer doğru olarak görünmektedir. Ayrıca buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda olan ısı geçişleri, bu hal değişimlerini gösteren doğruların uzunluklarıyla orantılıdır.



Şekil 2.5 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

Dikkat edilirse, ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi içten tersinir bir çevrim değildir. Çünkü kısılma işlemi tersinmez bir hal değişimidir. Bu hal değişiminin çevrimde bulunması, ideal çevrimin gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine benzer olması içindir. Eğer kısılma vanasının yerini bir izantropik türbin almış olsaydı, soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 hali yerine 4' halinde girerdi. Böylece

soğutma kapasitesi, 4'-4 altında kalan alan kadar artar, net iş ise türbinden elde edilen iş kadar azalmış olurdu. Fakat kısılma vanası yerine bir türbin kullanmak hem daha masraflı olacağı hem de sistemi karmaşık yapacağı için uygulanmaz.

Buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevriminde içinde sürekli akışın olduğu elemanlar yer alır. Bu nedenle çevrimi oluşturan dört hal değişimi de sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınabilir. Soğutucu akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri, iş ve ısı geçişi terimlerine oranla küçük olduğu için, ihmal edilebilir. Bu durumda, sürekli akışlı açık sistemin enerji korunumu denklemi birim akışkan kütlesi için ifade edilirse,

$$q - w = h_c - h_g \quad (2.6)$$

biçimini alır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda iş etkileşimi yoktur. Kompresör adyabatik kabul edilir. Bu durumda, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi ve ısı pompasının etkinlik katsayıları aşağıdaki gibi yazılır.

$$COP_{SM} = \frac{q_L}{W_{net,g}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.7)$$

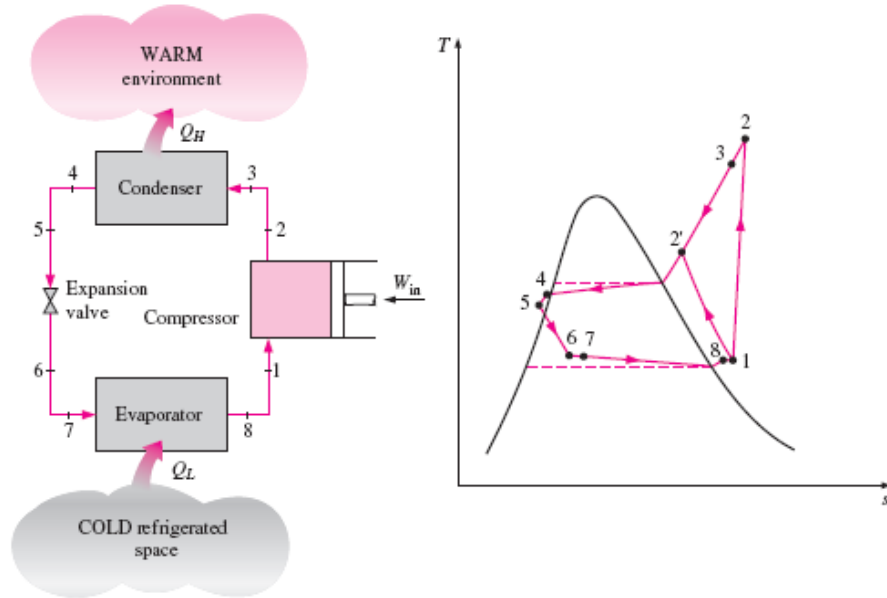
$$COP_{IP} = \frac{q_H}{W_{net,g}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.8)$$

İdeal çevrimde, h_1 buharlaştırıcı basıncında doymuş buharın entalpisi, h_3 ise yoğuşturucu basıncında doymuş sıvının entalpisi olur. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.3)

2.5 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, ideal çevrimden birkaç bakımdan farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. Gerçek bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı Şekil 2.6'da gösterilmiştir.

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez. Çünkü soğutucu akışkanın halini hassas bir biçimde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Burada amaç, akışkanın kompresöre girişinde tümüyle buhar olmasını güvenceye almaktır. Ayrıca, buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanabilir. Yukarıda sıralanan etkilerin toplam sonucu, soğutucu akışkanın özgül hacminin ve buna bağlı olarak kompresör işinin artmasıdır, çünkü sürekli akış işi, özgül hacimle doğru orantılıdır.



Şekil 2.6 Gerçek buhar sıkıştırma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, başka bir deyişle izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Bu iki etkiye bağlı olarak, soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi sırasında artabilir (1-2 hal değişimi) veya azalabilir (1-2' hal değişimi). Sıkıştırmanın izantropik olmaktansa, 1-2' hal değişimine göre olması tercih edilir, çünkü kompresör işi bu durumda daha az olacaktır. Bu bakımdan

soğutucu akışkanın sıkıştırma işlemi sırasında soğutulması, ekonomik ve uygulanabilir olduğu sürece yararlıdır.

İdeal çevrimde, soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali, kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla kısılma vanası girişi arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini uygulamada tam bir hassaslıkla gerçekleştirmek zor olduğundan, yoğuşturucudan çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur, başka bir deyişle aşırı soğutulur. Bunun bir sakıncası yoktur, çünkü bu durumda soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdan daha çok ısı çekebilir. Kısılma vanasıyla buharlaştırıcı birbirine çok yakındır, bu nedenle aradaki basınç düşmesi küçüktür. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.4)

2.6 Doğru Soğutucu Akışkanın Seçimi

Bir soğutma sistemini tasarlarken kullanılabilecek birçok aracı akışkan vardır. Bunlar arasında Freonlar veya kloroflorokarbonlar (CFC), amonyak, propan, etan, etilen gibi hidrokarbonlar, karbon dioksit, uçakların iklimlendirilmesinde kullanılan hava ve donma noktasının üzerindeki bazı uygulamalarda kullanılan su sayılabilir. Soğutucu akışkanın seçimi uygulamaya göre değişir. Yukarıda belirtilen soğutucu akışkanlardan freonlar (R-11, R-12, R-22, R134a ve R-502) piyasada kullanılan soğutucu akışkanların en büyük bölümünü oluşturmaktadır.

İlk ticari soğutucu akışkan, 1850'lerde yapılan buhar sıkıştırma sistemlerinde kullanılan etil eter'di. Bunu amonyak, karbon dioksit, metil klorid, kükürt dioksit, bütan, etan, propan, izobütan, benzin, freonlar ve diğerleri izlemiştir.

Endüstriyle ve ticari kesimlerde, zehirleyici olmasına karşın, amonyak yaygın olarak kullanılmıştır. Amonyakın iyi tarafları arasında, ucuzluğu, daha yüksek etkinlik katsayılarına olanak sağlaması ve bu nedenle işletim giderlerinin az olması, termodinamik ve ısı geçişi özelliklerinin üstünlüğü, buna bağlı olarak daha küçük ve ucuz ısı değiştiricileri gerektirmesi, sızma durumunda kolayca belirlenmesi ve ozon tabakasına zarar vermemesi sayılabilir. Fakat, amonyakın zehirleyici olması

kullanımını kısıtlayıcı bir unsurdur. Amonyak evlerde kullanılmaz ve daha çok meyve, sebze, et, balık gibi ürünlerin saklandığı soğutma depolarında, süt, peynir, bira ve şarap depolarında, düşük sıcaklıklarda soğutmanın gerektiği ilaç ve diğer endüstriyel soğutma uygulamalarında kullanılır. Yıllar önce küçük çaplı endüstri uygulamalarında ve evlerde kullanılan kükürt dioksit, etil klorid ve metil klorid gibi soğutucu akışkanların zehirleyici olmaları şaşırtıcıdır. 1920'lerde hastalık ve ölümle sonuçlanan olaylardan sonra, bu soğutucu akışkanların yasaklanması ve zehirleyici olmayan yenilerinin bulunması için bir kamuoyu oluşmuştu. 1928 yılında Frigidaire Şirketi'nin isteği üzerine R-21 adlı soğutucu akışkan General Motors araştırma laboratuvarlarında, üç gün gibi kısa bir süre içinde geliştirildi. CFC ailesinin ilk üyesi olan R-21'den sonra, çeşitli soğutucu akışkanlar üzerinde çalışan araştırma ekibi, ticari kullanım açısından en uygun akışkan olarak R-12'de karar kıldı ve CFC ailesine 'Freon' ticari adını verdi. R-11 ve R-12'nin seri üretimine 1931 yılında, General Motors ve E.I. du Pont de Nemours şirketlerinin kurduğu bir ortaklık tarafından başlandı. CFC'lerin uygulama esnekliği ve ucuzluğu kısa sürede yaygın olarak kullanılmalarını sağladı. CFC'ler ayrıca spreylerde, köpük yalıtım malzemesinin üretiminde ve elektronik endüstrisinde temizleyici diye kullanılmaktadır.

R-11 daha çok, bina soğutma sistemlerinde yer alan büyük kapasiteli su soğutucularında kullanılmaktadır. R-12 buzdolaplarında, dondurucularda ve otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılmaktadır. R-22 pencere tipi iklimlendirme sistemlerinde, ısı pompalarında, büyük binaların ve endüstriyel kuruluşların soğutma sistemlerinde kullanılmakta ve amonyakla yarışmaktadır. R-115 ve R-22'nin bir karışımı olan R-502, süpermarketler gibi büyük ticari kuruluşlarda en çok kullanılan soğutucu akışkandır, çünkü tek kademe sıkıştırma ile oldukça düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarına olanak vermektedir.

Ozon krizi, soğutma ve iklimlendirme endüstrisinde bir dalgalanmaya yol açmış ve soğutucu akışkanların dikkatle gözden geçirilmesine neden olmuştur. 1970'lerin ortalarında CFC'lerin atmosferin ozon tabakasına zarar vererek mor ötesi ışınların geçmesini kolaylaştırdıkları ve kızıl altı ışınların geçmesini engelledikleri belirlenmiştir. Böylece CFC'lerin atmosferin sera etkisine ve yeryüzünün ısınmasına

katkıda bulundukları anlaşılmıştır. Bunun sonucu olarak, birçok ülkede bazı CFC'lerin kullanımı giderek azaltılmaktadır veya yasaklanmıştır. Ozon tabakasına en büyük zararı R-11, R-12 ve R-115 verirken, R-22'nin verdiği zarar R-12'nin yüzde 5'i kadardır. Soğutucu akışkan seçiminde etkili olan iki parametre, soğutucu akışkanın ısı alışverişinde bulunduğu iki ortamın, başka bir deyişle soğutulan ortamın ve çevrenin, sıcaklıklarıdır.

Birim zamanda yeterli ısı geçişi sağlayabilmek için, soğutucu akışkanla, ısı alışverişinde bulunduğu ortam arasında 5 ile 10 C kadar bir sıcaklık farkının bulunması gerekir. Örneğin, soğutulan ortam -10 C sıcaklıkta ise, buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkanın sıcaklığı -20 C dolaylarında olmalıdır. Bir soğutma çevriminde en düşük basınç buharlaştırıcıda gerçekleşir ve çevrime hava sızmasını önlemek için bu basıncın atmosfer basıncının üzerinde olması gerekir. Bu nedenle, verilen örnekte soğutucu akışkanın -20 C sıcaklıktaki doyma basıncı 1 atm ve daha büyük olmalıdır. Amonyak ve R-12 (genellikle ticari adı olan Freon 12 adıyla bilinir.) bu koşulu sağlamaktadır.

Yoğuşucuda, soğutucu akışkanın sıcaklığı (ve böylece basıncı) ısı verilen ortamın sıcaklığıyla belirlenir. Yoğuşturucuda soğutma, hava yerine suyla yapılırsa daha düşük yoğuşma sıcaklıkları ve buna bağlı olarak daha yüksek etkinlik katsayıları elde edilir. Fakat büyük endüstriyel soğutma sistemleri dışında suyla soğutma ekonomik değildir. Soğutucu akışkanın yoğuşturucudaki sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının altına düşemez, bu değer bir ev buzdolabı için 20 C dolaylarındadır. Soğutucu akışkanın bu sıcaklığa karşı gelen doyma basıncı, kritik basıncın çok altında olmamalıdır. Böylece ısı verme işleminin yaklaşık izotermal olması sağlanabilir. Eğer akışkan tek başına belirtilen sıcaklık kıstaslarını sağlayamıyorsa, farklı akışkanlarla çalışan iki soğutma çevriminden oluşan bir sistem bu görevi yapabilir. Bu tür bir soğutma sistemi ikili soğutma sistemi diye adlandırılır.

Soğutucu akışkanın zehirleyici olmaması, pas yapmaması, yanıcı olmaması, kimyasal bileşiminin sabit olması, buharlaşma entalpisinin yüksek olması ve doğal olarak ucuz ve kolaylıkla bulunabilir olması, gözönüne alınması gereken diğer etkenlerdir.

Isı pompalarında, soğutucu akışkanın en düşük sıcaklığı (ve basıncı) çok daha yüksek olabilir, çünkü ısı çekilen ortamın sıcaklığı genellikle soğutma sistemlerinde karşılaşılan sıcaklıklardan daha yüksektir. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.5)

2.7 Isı Pompası Sistemleri

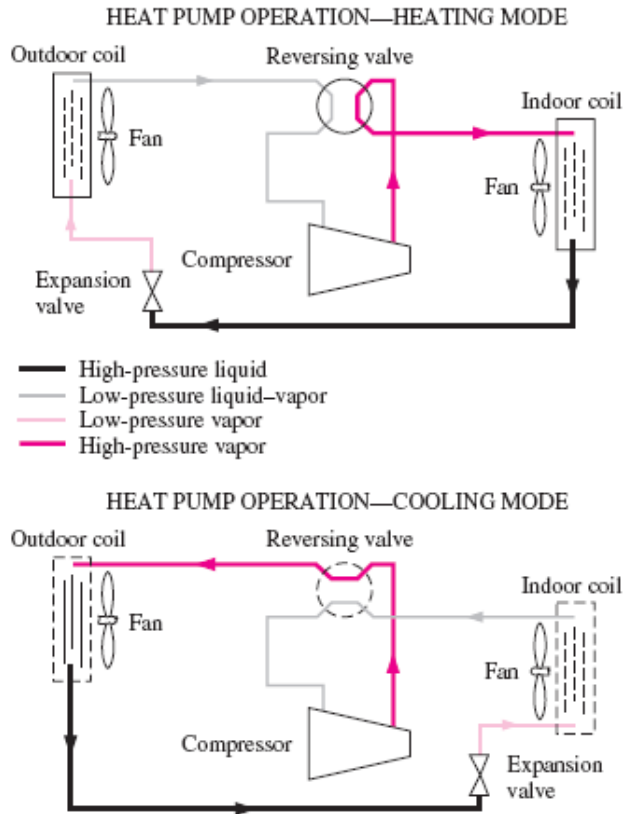
Isı pompalarının satın alma ve kurma bedelleri, diğer ısıtma sistemlerine oranla genellikle daha yüksektir, fakat uzun dönemde ısıtma faturalarının daha düşük olması, bu sistemlerin bazı bölgelerde kazançlı olmasını sağlar. Yüksek ilk yatırım giderlerine karşın ısı pompalarının kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. 1984 yılında ABD’de yapılan her üç evden birinde ısıtma sistemi olarak ısı pompası kullanılmıştır.

Isı pompaları için en çok kullanılan enerji kaynağı çevre havadır. Bu tür sistemler, hava kaynaklı ısı pompası sistemleri diye adlandırılır. Isı kaynağı olarak bazen su ve toprak da kullanılır. Kaynak olarak çevre havayı kullanan sistemlerde en büyük sorun, özellikle nemli yörelerde sıcaklık 2 ile 5 C’nin altına düştüğü zaman ortaya çıkan karlanmadır. Buharlaştırıcı boruları üzerinde karlanma istenmeyen bir olgudur, çünkü ısı geçişini önemli ölçüde engeller. Karlanma, sistemi soğutma düzeninde çalıştırarak düzelebilir (Şekil 2.7). Ancak bu durum, sistemin etkinliğinin azalmasına neden olur. Su kaynaklı sistemler, genellikle 80 m’ye kadar inebilen derinliklerde bulunan 5 ile 18 C sıcaklıkları arasındaki yer altı veya kuyu sularından yararlanırlar. Bu sistemlerde karlanma sorunu yoktur ve etkinlik katsayıları daha yüksektir. Ancak, sistem olarak daha karmaşık olup, yer altı suyu gibi büyük miktarda bir su kütlesine kolay erişim gerektirirler. Toprak kaynaklı sistemler de karmaşıktır, çünkü yer altında toprak sıcaklığının sabit kaldığı derinliklerde uzun boruların yerleştirilmesini gerektirirler. Isı pompalarının etkinlik katsayıları, ısı kaynağına ve kullanılan sisteme bağlı olarak genelde 1,5 ile 4 arasındadır. Hız kontrollü elektrik motorları kullanan yeni kuşak ısı pompalarının, eskilerine oranla en az iki kat daha etkin olduğu bildirilmektedir.

Hava kaynaklı ısı pompalarının ısıtma kapasitesi ve etkinliği, çevre sıcaklığının düşmesiyle hızla azalır. Bu bakımdan, bu tür ısı pompalarının kullanıldığı ısıtma

sistemlerinde elektrikli ısıtıcı veya doğal gaz ısıtıcısı gibi ek bir sisteme gerek duyulur. Su ve toprak sıcaklıkları çok fazla değişmediği için, su kaynaklı veya toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde ek bir ısıtıcıya gerek yoktur. Fakat bu durumda ısı pompası, en yüksek ısı gereksinimini karşılayacak büyüklükte tasarlanmalıdır.

Isı pompaları ve klima sistemlerinin mekanik parçaları aynıdır. Bu nedenle bir evin ısıtma ve soğutmasını ayrı sistemlerle yapmak ekonomik değildir. Aynı sistem kışın ısıtma amacıyla, yazın da soğutma amacıyla kullanılabilir. Bunun için sisteme Şekil 2.7’de gösterildiği gibi bir dönüştürme vanası konur. Bu düzenlemeyle, ısı pompasının içeride bulunan yoğuşturucusu, yazın soğutma sisteminin buharlaştırıcısı olarak görev yapar. Benzer biçimde, ısı pompasının dışarıda bulunan buharlaştırıcısı da yazın soğutma sisteminin yoğuşturucusu olarak görev yapar. Bu özelliği ısı pompasının diğer sistemlere göre bir üstünlüğüdür. Pencerelelere yerleştirilen bu tür çift amaçlı sistemler apart otellerde kullanılmaktadır.



Şekil 2.7 Isı pompasının çalışması – ısıtma ve soğutma düzeni (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

Isı pompalarının ekonomik açıdan en kazançlı olduğu yöreler, yazın soğutma yükünün büyük, kışın ısıtma yükünün küçük olduğu yörelerdir. Bu yörelerde ısı pompası konutların ve iş yerlerinin ısıtma ve soğutma yüklerinin tümünü karşılayabilir. Öte yandan, yazın soğutmanın az, kışın ise fazla olduğu yörelerde ısı pompasının ekonomik olması zordur. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.6)

2.8 Gelişmiş Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri

Yukarıda incelenen basit buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi en yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi olup soğutma uygulamalarının büyük çoğunluğu için yeterlidir. Basit buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri, ucuz ve güvenli olmalarının yanı sıra hemen hemen hiç bakım gerektirmez. Fakat endüstri uygulamalarında basitlikten çok etkinlik önem kazanır. Bazı uygulamalar için basit buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi yetersizdir ve iyileştirilmesi gerekir. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.7)

2.8.1 İkili Soğutma Sistemleri

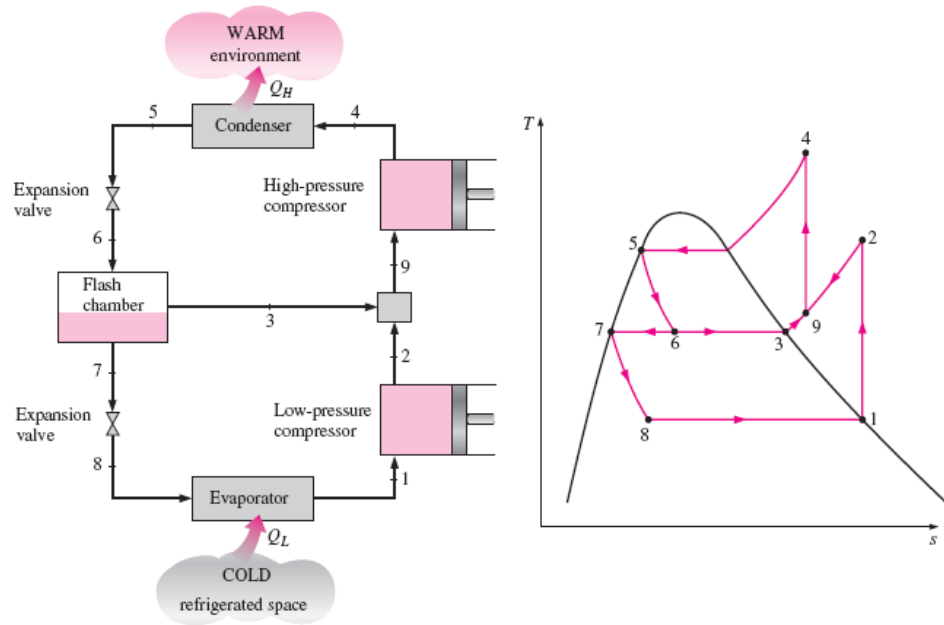
Bazı endüstri uygulamalarında düşük sıcaklıklarda soğutma gerekir ve uygulamanın sıcaklık aralığı, basit buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin etkin çalışabilmesi için çok büyük olabilir. Büyük bir sıcaklık aralığı aynı zamanda daha çok basınç kayıplarına yol açacak ve pistonlu kompresörün daha düşük bir verimle çalışmasına neden olacaktır. Bu gibi durumlarda başvurulacak yöntemlerden biri soğutmayı iki kademe gerçekleştirmektir. Başka bir deyişle, birbiriyle bağlantılı çalışan iki soğutma çevrimi kullanmaktır. Bu çevrimlere ikili soğutma çevrimleri adı verilir.

İkili bir soğutma çevrimi Şekil 2.8’de gösterilmiştir. İki çevrimin bağlantısı, üst çevrimin (çevrim A) buharlaştırıcısı, alt çevrimin de (çevrim B) yoğuşturucusu işlevini gören, bir ısı değiştiricisi aracılığıyla olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilir ve ısı değiştiricisinin iyi yalıtıldığı kabul edilirse, ısı değiştiricisinde alt çevrim akışkanının verdiği ısı, üst çevrim akışkanının aldığı ısıya eşit olacaktır. Buradan yola çıkarak her iki çevrimdeki soğutucu akışkan debileri ve ikili çevrimin etkinlik katsayısı hesaplanabilir:

nedenle etkinlik katsayısı da artar. Bazı soğutma sistemlerinde birbiriyle bağlantılı çalışan çevrim sayısı ikiden çok olabilmektedir. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.7.1)

2.8.2 Çok Kademeli Sıkıştırma Yapılan Soğutma Sistemleri

İkili soğutma sisteminde, çevrimlerde aynı akışkan dolaşıyorsa, çevrimleri birbirine bağlayan ısı değiştiricisi yerine ısı alışverişinin daha iyi sağlandığı bir karışma odası veya buharlaşma odası kullanılabilir. Bu tür sistemler çok kademeli sıkıştırma yapılan soğutma sistemleri diye adlandırılır. İki kademeli sıkıştırma yapılan bir soğutma sistemi Şekil 2.9’da gösterilmiştir.



Şekil 2.9 Buharlaşma odalı, iki kademeli sıkıştırmalı bir soğutma sistemi (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

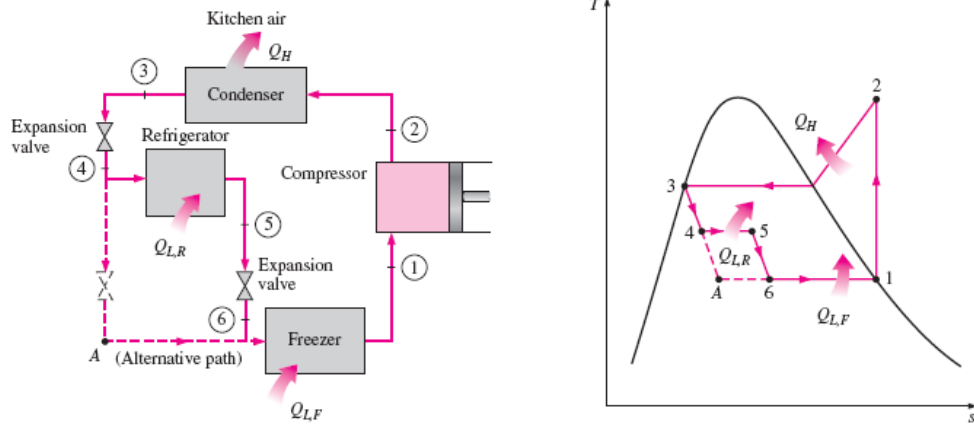
Bu sistemde, sıvı soğutucu akışkan, birinci kısılma vanasında buharlaşma odası basıncına genişler. Bu basınç iki sıkıştırma kademesi arasındaki basınca eşittir. Ani genişlemeden dolayı, sıvının bir bölümü buharlaşır. Buharlaşma odasından alınan doymuş buhar (3 hali), alçak basınç kompresöründen çıkan aynı basınçtaki kızgın buharla (2 hali) karıştırılarak, 9 halinde yüksek basınç kompresörüne girer. Bu bir bakıma, buharlı güç çevrimlerindeki ara buhar alma (rejenerasyon) işlemini andırır.

Buharlaştırma odasının altında biriken doymuş sıvı (7 hali), ikinci kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcıya girer ve burada soğutulan ortamdan ısı çeker.

Bu sistemdeki sıkıştırma işlemi, ara soğutmalı, iki kademeli bir sıkıştırmaya benzemektedir. Bunun sonucu olarak kompresör işi azalır. T-s diyagramındaki alanları yorumlarken dikkatli olmak gerekir, çünkü çevrimin iki bölümünde dolaşan akışkan debileri farklıdır. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.7.2)

2.8.3 Tek Kompresörlü Çok Amaçlı Soğutma Sistemleri

Bazı uygulamalarda, aynı soğutma sistemi içinde, farklı sıcaklıklarda birden çok ortamın soğutulması gerekebilir. Akla ilk gelen çözüm her buharlaştırıcı için ayrı bir kısılma vanası ve ayrı bir kompresör kullanmaktır. Fakat bu çözüm karmaşık ve hacimli bir sisteme yol açacak, büyük bir olasılıkla ekonomik olmayacaktır. Daha uygun bir çözüm, buharlaştırıcılardan çıkan tüm akışları tek bir kompresöre yönlendirmek ve sistemin tüm sıkıştırma işini bu kompresörde gerçekleştirmektir.



Şekil 2.10 Dondurucu olan tek kompresörlü bir soğutma makinesinin düzeni ve T-s diyagramı (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

Bir soğutucu-dondurucu birimi (buzdolabı) ele alınsın. Birimin basitleştirilmiş bir genel çizimi ve çevrimin T-s diyagramı Şekil 2.10'da gösterilmiştir. Soğutucu bölümde soğutulan ürünlerin çoğunun içerdikleri su miktarı fazladır ve ortamın donma sıcaklığının üzerinde, yaklaşık 5 C sıcaklıkta tutulması gerekir. Dondurucu bölümünde ise sıcaklık yaklaşık -15 C'dir. İyi bir ısı geçişinin olması için soğutucu

akışkanın dondurucuya yaklaşık -25 C sıcaklıkta girmesi gerekir. Eğer bir kısılma vanası ve bir buharlaştırıcı kullanılırsa, soğutucu akışkan soğutucu bölümünde de -25 C sıcaklıkta dolaşacak, akışkanın geçtiği boruların çevresinde buz oluşarak gıda maddelerinin su yitirmesine yol açacaktır. İstenmeyen bu durum, soğutucu akışkanı iki aşamalı bir kısılma işleminden geçirerek önlenabilir. Soğutucu akışkan önce soğutucu bölme içindeki sıcaklığa karşı gelen daha yüksek bir basınca, daha sonra da dondurucu basıncına (buna bağlı olarak sıcaklığına) kısılabılır. Dondurucu bölümden çıkan soğutucu akışkan daha sonra tek bir kompresör tarafından yoğunlaştırıcı basıncına sıkıştırılır. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.7.3)

2.8.4 Gazların Sıvılaştırılması

Gazların sıvılaştırılması, soğutma uygulamalarının her zaman önemli bir bölümünü oluşturmuştur, çünkü bilimsel araştırma ve mühendislikle ilgili birçok işlem (proses), kriyojenik sıcaklıklarda (-100 C'nin altında) gerçekleşir ve sıvılaştırılmış gazların kullanılmasına dayanır. Örnek olarak, oksijen ve azotun havadan ayrılması, roketler için sıvı yakıtların hazırlanması, çok düşük sıcaklıklarda malzemelerin özelliklerinin araştırılması, süper iletkenlikle ilgili araştırmalar gösterilebilir.

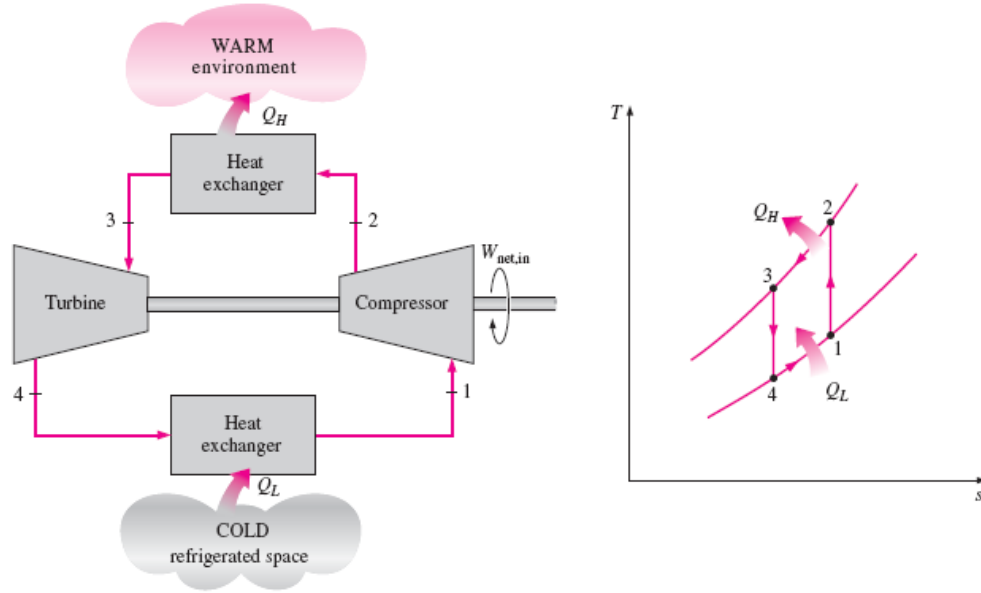
Kritik sıcaklığın üzerindeki sıcaklıklarda, bir madde sadece gaz fazında bulunabilir. Sıvılaştırılarak kullanılan üç önemli gaz, helyum, hidrojen ve azotun kritik sıcaklıkları sırasıyla, -268 C, -240 C, -147 C'dir. Bu nedenle bu maddelerden hiçbiri çevre koşullarında sıvı değildir. Daha da önemlisi, yukarıda belirtilen çok düşük sıcaklıkların yaygın olarak kullandığımız soğutma yöntemleriyle elde edilmesi olanaksızdır. Bu durumda gazların sıvılaştırılmasıyla ilgili olarak yanıtlanması gereken soru şudur. Bir gazı kritik sıcaklığının altındaki bir sıcaklığa nasıl soğutabiliriz?

Gazların sıvılaştırılması için başarıyla kullanılan bazıları basit, diğerleri daha karmaşık birkaç çevrim vardır. Şekil 2-11'de genel çizimi ve T-s diyagramı gösterilen Linde-Hampson çevrimine bir göz atmak gerekebilir.

Çevrimde dolaşan gaz (9 hali) ile, çevrimden çekilen sıvılaştırılmış gazın yerine çevrime eklenen tamamlama gazı (1 hali) karıştırılarak, 2 halinde çok kademeli

gerçekleştirilerek, soğutma çevrimi olabilecekleri düşünülebilir. Gerçekten de, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, ters yönde çalışan bir Rankine çevriminin benzeridir. Bir başka örnek, Stirling soğutma makinelerinin dayandığı ters Stirling çevrimidir.

Gaz akışkanlı soğutma çevrimi Şekil 2.12’de gösterilmiştir. Çevre sıcaklığı T_0 olup, soğutulan ortam T_L sıcaklığındadır. Gaz 1-2 hal değişimi sırasında sıkıştırılır. Kompresörden çıktığında (2 hali), basıncı ve sıcaklığı yüksek olan gaz, daha sonra sabit basınçta çevreye ısı vererek T_0 sıcaklığına soğur. Bu işlemi, türbinde genişleme izler ve genişleme sonucunda gazın sıcaklığı T_4 ’e düşer. Son olarak gaz, soğutulan ortamdaki ısı çekerek T_1 sıcaklığına yükselir. Şekil 2.12’de gösterilen sistem gaz akışkanlı soğutma çevrimi diye bilinen ters Brayton çevrimidir.



Şekil 2.12 Basit gaz akışkanlı soğutma çevrimleri (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

Yukarıda belirtilen hal değişimlerinin tümü içten tersinirdir, bu nedenle çevrim ideal gaz akışkanlı soğutma çevrimi diye bilinir. Gerçek gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinde, sıkıştırma ve genişleme izantropik değildir, ayrıca sonlu büyüklükte bir ısı değiştiricisi için, T_3 sıcaklığı T_0 sıcaklığından daha yüksek olur.

T-s diyagramında 4-1 eğrisi altında kalan alan, soğutulan ortamdaki çekilen ısıyı göstermektedir. 1-2-3-4-1 hallerinin çevrelediği alan ise çevrime giren net işi

simgeler. Bu alanların birbirine oranı, çevrimin etkinlik katsayısıdır ve 2.11 denklemiyle ifade edilir.

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{q_L}{w_{\text{net,g}}} = \frac{q_L}{w_{\text{k,g}} - w_t} \quad (2.11)$$

Burada,

$$q_L = h_1 - h_4 \quad (2.12)$$

$$w_t = h_3 - h_4 \quad (2.13)$$

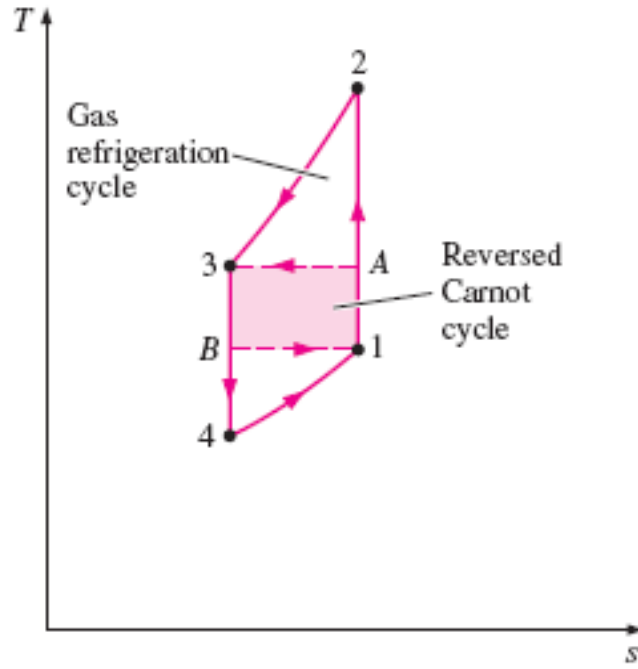
$$w_{\text{k,g}} = h_2 - h_1 \quad (2.14)$$

olmaktadır.

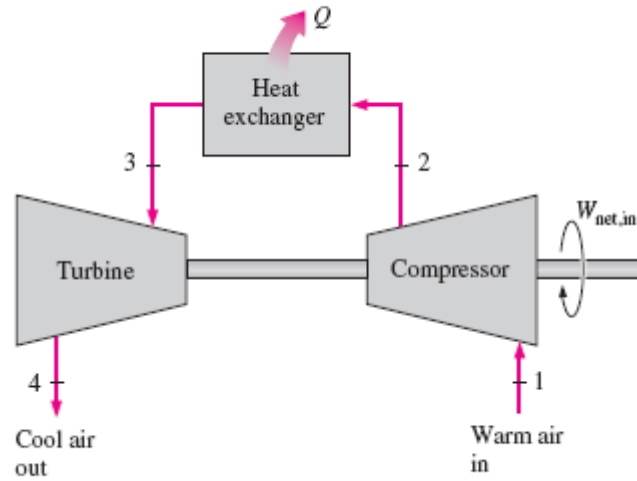
Gaz akışkanlı soğutma çevrimi, ters Carnot çevriminden farklıdır, çünkü ısı geçişinin olduğu hal değişimleri sabit sıcaklıkta değildir. Hatta gaz sıcaklığı ısı geçişi sırasında önemli ölçüde değişir. Bunun bir sonucu olarak, gaz akışkanlı soğutma çevriminin etkinlik katsayısı, gerek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminden, gerekse ters Carnot çevriminden daha düşüktür. Bu durum Şekil 2.13’de verilen T-s diyagramından da açıkça görülmektedir. Ters Carnot çevrimi daha az net iş gerektirirken (1A3B1 alanı), daha çok soğutma yapmaktadır (B1 altındaki alan).

Gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinin etkinlik katsayıları düşüktür, fakat bu çevrimlerin iki önemli özelliği vardır. İlk olarak, bu çevrime göre çalışan makineler daha basit ve hafif elemanlar gerektirirler, bu bakımdan uçaklarda soğutma için elverişlidirler.

İkinci olarak rejeneratör eklenerek gazların sıvılaştırılması veya kriyojenik uygulamalar için kullanılabilirler. Açık çevrime göre çalışan bir uçak soğutma sistemi Şekil 2.14’de gösterilmiştir. Bu sistemde çevre hava kompresörde sıkıştırıldıktan sonra çevreye ısı vererek soğutulur ve bir türbinde genişledikten sonra uçağın içine (kabine) gönderilir.

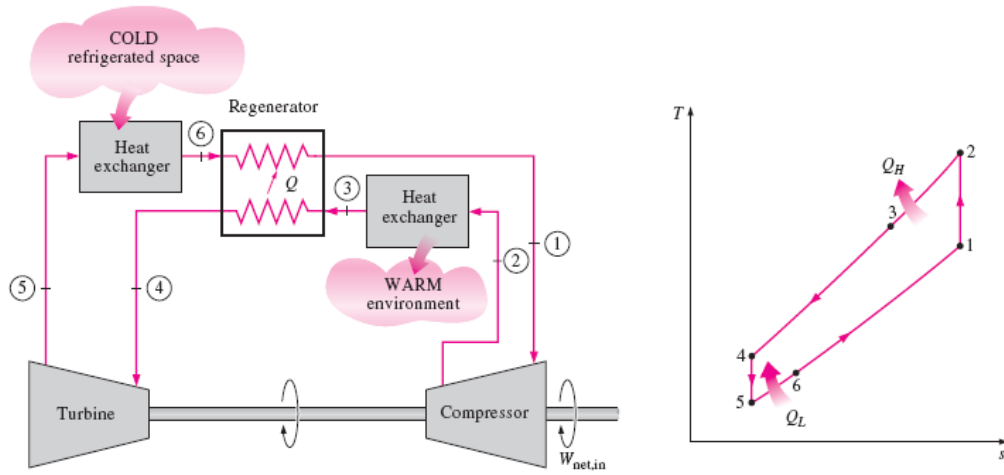


Şekil 2.13 Ters Carnot çevrimi ve gaz soğutma çevriminin karşılaştırılması (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)



Şekil 2.14 Açık çevrime göre çalışan uçak kabin soğutma sistemi (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

Rejeneratörlü gaz akışkanlı soğutma çevrimi, Şekil 2.15’de gösterilmiştir. Çevrime eklenen ters akışlı bir ısı değiştiricisi (rejeneratör) ile çevrim içinde soğutma sağlanmaktadır. Çevrim içinde soğutma yapılmadan elde edilebilecek en düşük türbin giriş sıcaklığı, çevre veya daha başka bir soğutma ortamının sıcaklığı T_0 ’dır. Çevrim içinde soğutma yapıldığı zaman, yüksek basınçlı gazın sıcaklığı, türbindeki genişlemeden önce T_4 sıcaklığına kadar düşürülebilir. Türbin giriş sıcaklığının düşürülmesi türbinin en düşük sıcaklığı olan türbin çıkış sıcaklığının da kendiliğinden düşmesine neden olur. Bu işlem tekrarlanarak çok düşük sıcaklıklar elde edilebilir. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.8)



Şekil 2.15 Rejeneratörlü gaz akışkanlı soğutma çevrimi (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

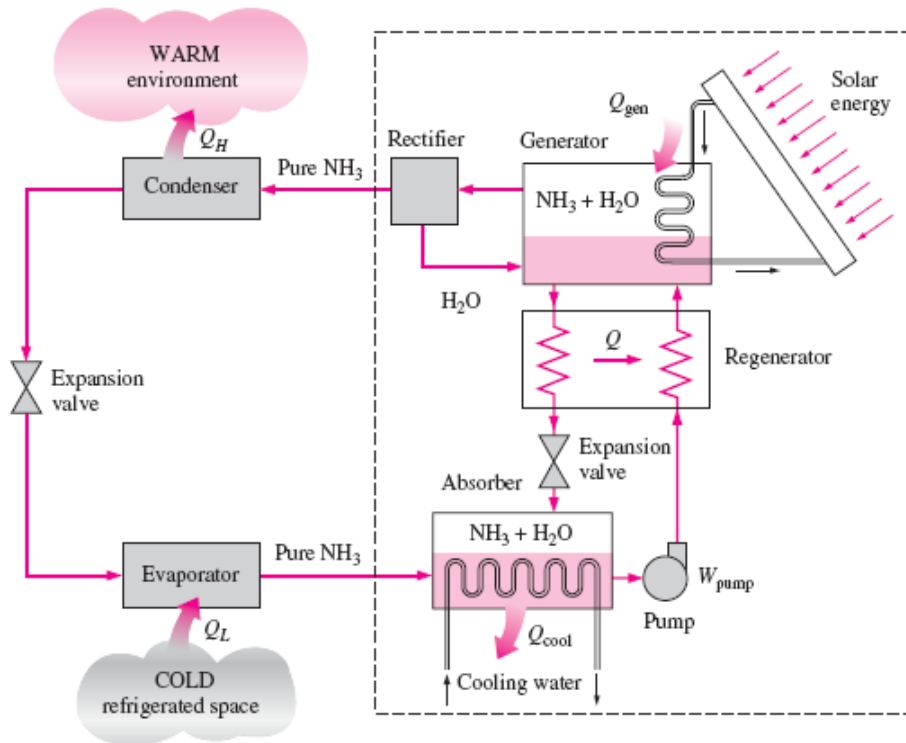
2.10 Soğurmalı Soğutma Sistemleri

Sıcaklığı 100 C ile 200 C arasında olan ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman, ekonomik açıdan kazançlı olabilecek bir başka soğutma yöntemi soğurmalı (abzorpsiyonlu) soğutmadır. Ucuz ısı kaynakları arasında, jeotermal enerji, güneş enerjisi, buhar santrallerinin atık ısıları sayılabilir.

Adından da anlaşılacağı gibi, soğurmalı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın bir ikinci akışkan içinde soğurulması söz konusudur. En yaygın kullanılan soğurmalı soğutma sistemi, amonyak-su sistemidir. Bu sistemde soğutucu akışkan olan amonyak (NH_3), su (H_2O) tarafından soğurulur. Diğer soğurmalı soğutma sistemleri arasında suyun soğutucu akışkan olduğu, su-lityum bromür ve su-lityum

klorür sistemleri vardır. Son iki sistemin uygulama alanı, soğutma sıcaklıklarının 0 C'nin üzerinde olduğu yaz iklimlendirmesi ile sınırlıdır.

Soğurmalı soğutmanın temel ilkeleri, Şekil 2.16'da gösterilen $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sistemi üzerinde açıklanabilir. Amonyak-su soğutma makinesinin patenti, 1859 yılında Fransız Ferdinand Carre tarafından alınmıştır. Birkaç yıl içinde ABD'de de bu tür makineler buz yapmak ve gıdaları soğutmak amacıyla yapılmaya başlanmıştır. Şekil 2.15 incelendiği zaman bu sistemin buhar sıkıştırma soğutma sistemine çok benzediği sadece kompresörün yerini karmaşık bir soğurma mekanizmasının aldığı görülür. Soğurma mekanizması içinde soğurucu, pompa, ısıtıcı, ısı değiştirici, kısılma vanası ve ayırıcı vardır. Tüm bu mekanizmanın NH_3 'ün basıncını yükseltmek için biraraya getirildiği gözlenmektedir, gerçekten de amaç sadece budur. NH_3 , basıncı bu kutu içinde yükselttikten sonra yoğunlaştırıcıda soğutulmuş olarak yoğunlaştırılmakta, buharlaştırıcı basıncına kısılmakta ve buharlaştırıcıdan geçerken soğutulan ortamdaki ısı çekmektedir.



Şekil 2.16 Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

Şekil 2.16’da görüldüğü üzere amonyak buharı, buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra soğurucuya girer. Burada su içinde soğurularak ve suyla kimyasal reaksiyona girerek $\text{NH}_3\cdot\text{H}_2\text{O}$ çözeltisini oluşturur. Bu reaksiyon ekzotermik, başka bir deyişle ısı veren bir reaksiyondur. H_2O içinde soğurulabilen NH_3 miktarı, sıcaklıkla ters orantılıdır. Bu nedenle soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak ve buna bağlı olarak soğurulabilen NH_3 miktarını arttırmak için soğurucudan ısı çekilir. Amonyak bakımından zengin olan $\text{NH}_3\cdot\text{H}_2\text{O}$ çözeltisi daha sonra ısıtıcıya pompalanır. Çözelti ısıtıcıda dış kaynaktan sağlanan ısıyla buharlaştırılır ve ayırıcıya girer. Burada su amonyak bakımından zengin olan buhardan ayrılarak ısıtıcıya geri döner. Saf amonyak buharı ise yoğuşturucuya geçerek çevrimi sürdürür. Isıtıcıda kalan amonyak bakımından zayıf $\text{NH}_3\cdot\text{H}_2\text{O}$ çözeltisi, bir ısı değiştiricisinden geçer, pompadan çıkan çözeltiye bir miktar ısı verir ve daha sonra soğurucu basıncına kısılır.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemiyle karşılaştırıldığı zaman soğurmalı sistemin önemli bir üstünlüğü göze çarpmaktadır. Bu sistemde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Sürekli akış işi özgül hacimle orantılı olduğu için soğurmalı sistemin gerektirdiği iş çok küçüktür. Bu sistemlerin çalışması dış kaynaktan sağlanan ısıya dayanır. İş ısıtıcıda çevrime sağlanan ısıнын yüzde biri mertebesinde olup çevrimin termodinamik çözümlemesinde genellikle ihmal edilir. Soğurmalı sistemlerde çevrimi çalıştıran enerji ısıdır. Oysa buhar sıkıştırırmalı sistemlerde çevrimi çalıştıran enerji elektriktir. Bu üstünlüğe karşılık soğurmalı soğutma sistemleri büyük hacimli, karmaşık ve pahalıdır. Ancak ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman ekonomik açıdan kazançlı olabilirler. Bu sistemler genellikle endüstri uygulamalarında kullanılır.

Soğurmalı sistemin etkinlik katsayısı 2.15 denklemi ile hesaplanabilir.

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{ısıtıcı}} + W_{\text{pompa,g}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{ısıtıcı}}} \quad (2.15)$$

Soğurmalı sistemin sahip olabileceği en büyük etkinlik katsayısı çevrimin tümünden tersinir olması durumunda sağlanır. Bu durumda çevrimde tersinmezlikler yoktur ve çevrimin ısı alışverişi diferansiyel sıcaklık farklarında gerçekleşir. Çevrime dış

kaynaktan sağlanan ısıнын ($Q_{\text{ısıtıcı}}$) bir Carnot ısı makinesine verildiği düşünölsün. Bu makinenin ürettiğı iş ($W = \eta_{\text{th,C}} Q_{\text{ısıtıcı}}$) ile bir Carnot soğutma makinesi çalıştırılarak soğutulan ortamdan,

$$Q_L = W \times \text{COP}_{\text{SM,C}} = \eta_{\text{th,C}} Q_{\text{ısıtıcı}} \text{COP}_{\text{SM,C}} \quad (2.16)$$

miktarda ısı çekilebilir. Bu durumda tümnden tersinir soğurmalı soğutma sisteminin etkinlik katsayısı,

$$\text{COP}_{\text{SM,tr}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{ısıtıcı}}} = \eta_{\text{th,C}} \text{COP}_{\text{SM,C}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{ısıtıcı}}}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \quad (2.17)$$

olur. Burada T_L , T_0 ve $T_{\text{ısıtıcı}}$ sırasıyla soğutulan ortamın, çevrenin ve ısıtıcının sıcaklıkları olmaktadır. $T_{\text{ısıtıcı}}$ sıcaklığındaki bir kaynaktan ısı sağlayıp, T_L sıcaklığındaki bir ortamdan ısı çeken ve T_0 sıcaklığındaki bir çevrede çalışan soğurmalı soğutma makinesinin etkinlik katsayısı 2.17 numaralı denklemlle hesaplanan değerdan daha küçük olacaktır. Örnek olarak ısı kaynağının sıcaklığı 120 C, soğutulan ortamın sıcaklığı -10 C, çevre sıcaklığı 25 C alınırsa, soğurmalı soğutma sisteminin etkinlik katsayısı 1,8 olabilir. Gerçek soğurmalı soğutma sistemlerinin etkinlik katsayıları genellikle 1'in altındadır. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.9)

2.11 Termoelektrik Güç Üretimi ve Soğutma Sistemleri

Yukarıda incelenen soğutma sistemlerinin tümü hareketli parçalardan oluşan ağır ve karmaşık sistemlerdir. Bu da şu soruyu akla getirmektedir: Soğutma etkisinin doğrudan ve daha basit bir biçimde sağlanabileceğı bir başka yol yok mudur? Bu sorunun yanıtı olumludur. Elektrik enerjisini, soğutucu ve akışkanlara ve hareketli parçalara gerek duymadan, doğrudan kullanmak mümkündür. Aşağıda bu amacı gerçekleştiren sistemlerden biri termoelektrik soğutucu incelenecektir.

Farklı metallerden yapılmış iki tel alınsın ve uçlarından birleştirilsin, böylece kapalı bir devre oluşacaktır. Başlangıçta devrede elektrik akımı gözlenmeyecektir, fakat uçlardan biri ısıtıldığı zaman devrede Şekil 2.17'deki gibi bir elektrik akımı oluşacaktır. Bu olguya 1821 yılında gözlemi ilk kez yapan Thomas Seebeck'in adı verilerek Seebeck etkisi denir. Hem ısı hem de elektriksel etkilerin bir arada

bulunduğu devreye termoelektrik devre, bu devreyle çalışan bir sisteme de termoelektrik sistem adı verilir.

Seebeck etkisinin iki önemli uygulama alanı vardır. Bunlardan birisi sıcaklık ölçümleri bir diğeri de güç üretimidir. Şekil 2.17’de gösterildiği üzere termoelektrik devre açıldığı zaman devrede bir akım olmayacak fakat devrenin ürettiği elektromotiv kuvvet veya voltaj voltmetrede okunabilecektir. Üretilen voltaj, iki uç arasındaki sıcaklık farkına ve tellerin yapıldığı malzemelere bağlı olacaktır. Bu nedenle sıcaklık, voltajı ölçerek belirlenebilir. Sıcaklığı bu yöntemle ölçmek için kullanılan iki tele ısıl çift veya termokupl adı verilir. Isıl çiftler, hemen her sıcaklık ölçümüne uygun olduklarından çok yaygın bir biçimde kullanılmaktadırlar. Örneğin T tipi bir termokupl, bakır ve konstantan telleri birleştirilerek yapılır ve bir Celcius sıcaklık farkı için yaklaşık 40 μV voltaj üretir.



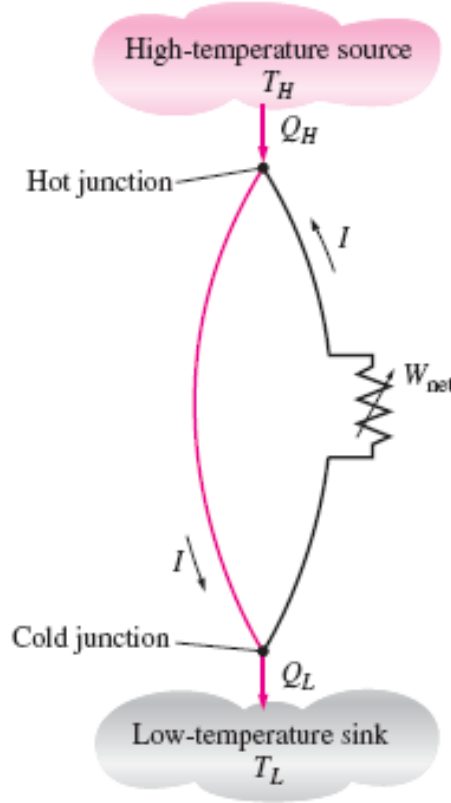
Şekil 2.17 Seebeck etkisi şematik gösterimi (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

Seebeck etkisinden yararlanarak güç üretimi de yapılabilir. Bir termoelektrik güç üreticisinin genel çizimi şekil 2.18’de verilmiştir. Q_H miktarında ısı, yüksek sıcaklıktaki kaynaktan sıcak uca geçmekte, Q_L miktarında ısı da soğuk uçtan çevreye verilmektedir. Bu iki değer arasındaki fark net işi gösterir ve denklem 2.18 ile ifade edilir.

$$W_e = Q_H - Q_L \quad (2.18)$$

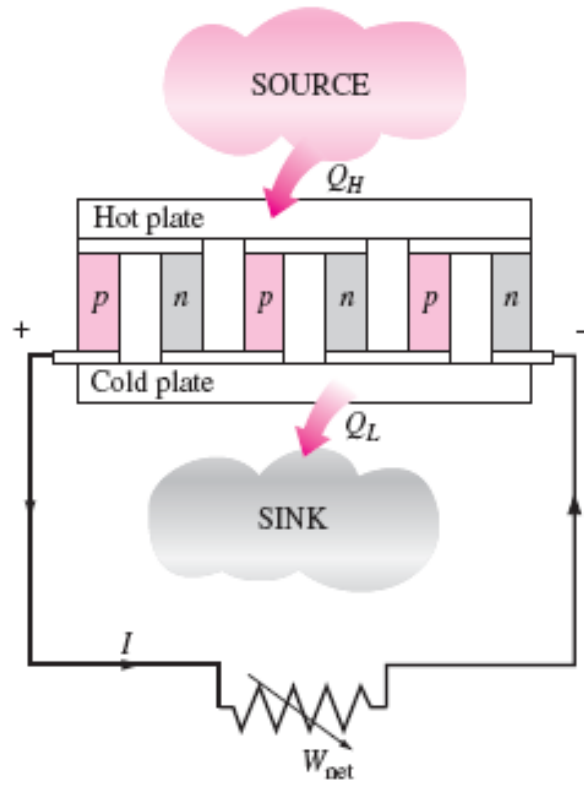
Şekil 2.18’den açıkça görüldüğü gibi, termoelektrik güç çevrimi bir ısı makinesi çevrimine benzetilebilir, sadece burada akışkanın yerini elektronlar almaktadır. Bu nedenle T_H ve T_L sıcaklık sınırları arasında çalışan bir termoelektrik güç üreticisinin ısı verimi, aynı sıcaklıklar arasında çalışan bir Carnot çevriminin ısı verimiyle sınırlıdır. Tersinmezlikler olmadığı zaman, termoelektrik güç üreticisinin ısı verimi

Carnot verimine eşit olacaktır. Bir elektrik devresindeki tersinmezliğe örnek olarak I^2R ile ifade edilen ısı üretimi gösterilebilir. Burada I akım, R direnç olmaktadır.

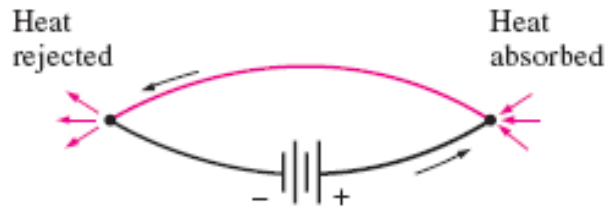


Şekil 2.18 Basit bir termoelektrik güç üreticisinin genel çizimi (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

Termoelektrik güç üreticilerinin ısı verimleri düşüktür. Termoelektrik güç üreticilerinde metal çiftlerin yerine yarı iletkenlerin kullanılmasıyla voltaj üretimi birkaç kat artmıştır. n tipi (fazla elektronu olan ve p tipi (eksik elektronu olan) iletkenlerin seri bir biçimde bağlanmasıyla yapılan bir termoelektrik güç üreticisi Şekil 2.19’da gösterilmiştir. Düşük ısı verimlerine karşın, termoelektrik güç üreticileri günümüzde kırsal alanlarda ve uzay uygulamalarında kullanılmaktadır. Örneğin, bilimsel araştırmalar için uzaya gönderilen Voyager uzay araçlarının silikon germanyum malzemelerine dayanan termoelektrik güç üreticileri 1980 yılından beri bu araçlara güç sağlamaktadır ve daha uzun yıllar çalışmaları beklenmektedir.



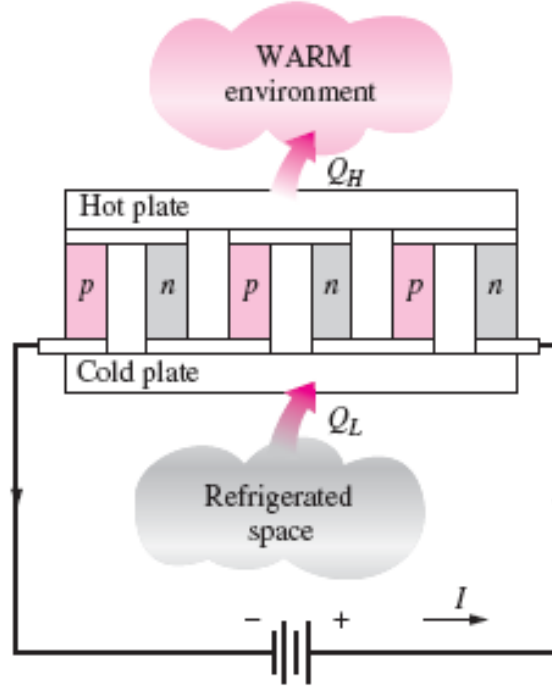
Şekil 2.19 Bir termoelektrik güç üreticisi (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)



Şekil 2.20 Peltier etkisinin şematik çizimi (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

Seebeck, dışarıdan bir potansiyel farkı uygulayarak, termoelektrik devrede elektronların akış yönünü değiştirmeyi ve böylece soğutma etkisi elde etmeyi düşünmedi. Fakat 1834 yılında Jean Charles Athanese Peltier bu olguyu gözlemledi. Yaptığı deneyler sırasında farklı malzemelerden yapılmış iki telin oluşturduğu uçtan zayıf bir akım geçirildiği zaman Şekil 2.20’de gösterildiği gibi ucun soğuduğunu

gördü. Bu olguya Peltier etkisi adı verilir ve termoelektrik soğutmanın temellerini oluşturur.



Şekil 2.21 Bir termoelektrik soğutucu (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005)

Yarı iletken malzeme kullanılarak yapılan bir termoelektrik soğutma devresi Şekil 2.21’de gösterilmiştir. Soğutulan ortamdan Q_L miktarda ısı çekilmekte, çevreye Q_H miktarda ısı verilmektedir. Bu değerler arasındaki fark, sağlanması gereken net elektrik işidir ve denklem 2.19 ile ifade edilir.

$$W_e = Q_H - Q_L \quad (2.19)$$

Termoelektrik soğutma sistemlerinin etkinlik katsayıları çok düşüktür, bu nedenle buhar sıkıştırırmalı sistemlerle rekabet etmeleri söz konusu değildir. Ancak, üretimleri yapılmaktadır ve küçük boyutları, sessiz çalışmaları, güvenilir olmaları bazı uygulamalarda tercih edilmelerine neden olmaktadır. (Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., çev., 1996, böl.10.10)

2.12 Termoakustik Soğutma

Garret and Hofler (1992) 21 yüzyılın başlamasından önce soğutmada yeni bir çağın başlamasına sebep olabilecek iki önemli olaya dikkat çekmişlerdir. Bunlardan en önemlisi CFC'lerin üretimi ve kullanımının stratosferik ozon tabakasına zararlı bulan uluslar arası bir antlaşmanın imzalanmasıdır (Montreal Protokolü). Diğer önemli olay ise yüksek sıcaklık süper iletkenlerinin keşfi ve buna bağlı olarak aktif soğutma ve bundan dolayı da soğutmaya yeni bir bakış açısı veya Ağustos 1983'de Wheatley ve diğerleri tarafından keşfedilen termoakustik soğutmaya kazandıracak olan yüksek hızlı ve yoğunluklu elektronik devrelerin gelişmesidir. 1990'ların ortalarında S.L. Garrett ve öğrencileri uzay mekiği için iki adet termoakustik soğutucu geliştirdiler. Bunlardan birincisi elektronik komponentleri soğutmak için tasarlandı. İkincisi ise biomedikal deneylerde kullanmak üzere astronotlardan alınan kan ve idrar örneklerini korumak amacıyla soğutucu-dondurucu olarak tasarlandı.

Termoakustik soğutma soğutucu akışkanlara ihtiyaç duymadan soğutma yapabilmesiyle yeni bir teknoloji olarak değerlendirilir. Temel mekanizması basit ve verimlidir. Bir hoparlör, içi gazla dolu bir boruda ses oluşturur. Aslında, termoakustik soğutma ısıyı transfer etmek için yüksek yoğunluklu ses dalgaları kullanır. Bundan dolayı, burada çalışan akışkan boru içinde bulunan gazdır. Proses kapalı bir boşluk içerisinde duran akustik dalgaları, çalışan akışkanın mekanik olarak sıkıştırılması ve genişletilmesinde kullanır. Teknik, mekanik olarak hareketli parçalar içermemesi ve soğutma sıvılarına ihtiyaç duymaması bakımından yüksek verimli bir işlem için potansiyele sahiptir. Bu faktörler elektronik komponentlerin ısı yönetimi için soğutucuların minyatür hale getirilmesine olanak sağlar.

Son zamanlarda, termoakustik soğutucuların verimi % 20 ile % 30 arasındadır. Düşük verimin sebebi ısı taşınımı sırasındaki içten tersinmezliklerdir. Bu tersinmezliklerin mekanik olarak basitlik yaratması çevrimin iyi bir yönüdür. Var olan termoakustik soğutucuların verimli olmayışının önemli bir nedeni de teknik sebeplerdir. Zamanla ısı değiştiricilerindeki ve diğer alt sistemlerindeki gelişmeler bu boşluğu daraltacaktır. Termoakustik bir soğutucunun, soğutma kapasitesi kolayca ve sürekli olarak kontrol edilebilir ve böylece değişen yükleme koşullarına göre sistemin çıktı değeri ayarlanabilir. Bu özellik sadece on/off kontrolü yapılabilen

geleneksel buhar sıkıştırma çevrimlerinden daha yüksek verimle çalışmasını sağlayacaktır. Oransal kontrol, geleneksel kompresörlerin açılma anındaki kayıplarını engelleyecek ve ısı değiştiricilerindeki verimsizlikleri azaltacaktır.

Pennsylvania State Üniversitesi Termoakustik Laboratuvarı'nın Los Alamos Araştırma Laboratuvarı ile ortak olarak yürüttüğü çalışmaların temel amacı akustik araçlarla ısı taşınımıdır. Amaçları, termoakustik prosesinin temel taşlarını anlamak, yeni termoakustik soğutucular ve ısı makineleri geliştirmek ve bu cihazların ticarileşmesini sağlamaktır. Bu çevreye duyarlı soğutma sistemini anlamak için gerekli temel prosesler üzerinde yapılan araştırmaları desteklemek için altyapıyı bu laboratuvar sağlamaktadır. Bu hizmet aynı zamanda gıda soğutması/dondurulması, iklimlendirme sistemleri gibi endüstriyel ve askeri alanda kullanılabilecek birebir ölçekte termoakustik soğutma sistemlerini üretmek için gerekli olan testleri ve fabrikasyonu da kapsamaktadır. Üretilen prototipler bir uzay mekiğinde ve Amerikan savaş gemisinin radar elektroniğini soğutmak amacıyla kullanıldı. Termoakustik soğutucuların güçleri birkaç watt'dan başlayarak 10 kW'ın üzerindeki soğutma kapasitelerine kadar değişiklik göstermektedirler.

Her ne kadar termoakustik soğutucular henüz ticarileşmemiş ve halen gelişme aşamasında olsalar da, herhangi bir soğutma için bir gün kullanılacaklardır. Geleneksel, tek kademeli, elektrikle çalıştırılan termoakustik soğutucular çevre sıcaklığının 2/3'ü ile 3/4'ü arasındaki sıcaklıklara ulaşabilmektedir, bu nedenle de -40 C 'nin altındaki kreojenik uygulamalar için uygun değildir. Bununla birlikte, termoakustik olarak çalışan soğutuculardan bazıları havayı ve doğal gazı sıvılaştırmak için gereken kreojenik sıcaklıklara ulaşabilmektedir. (Dinçer, 2003, Refrigeration Systems and Applications, böl.3.15)

2.13 Güneş Enerjisi ile Soğutma

Gelişen dünya ile beraber petrolün azalması pahalı olmayan ve temiz olan alternatif enerji kaynaklarına ihtiyaç olduğunu göstermektedir. 1970'lerde enerji krizi ile karşılaşılmasından bu yana alternatif enerji kaynaklarına ve yüksek bir oranda kullanılmasına büyük bir ilgi duyulmaktadır. Geçen 10 yıl boyunca, araştırma ve geliştirme bazında güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, dalga enerjisi, bio-gaz, jeotermal

enerji, hidrojen enerjisi gibi yenilebilir enerji kaynaklarının kullanımı üzerinde yoğunlaşmış giderek artan bir çaba görülmektedir. Bu enerji kaynaklarının arasından güneş enerjisi kullanılarak soğutma yapılması çok popülerdir çünkü güneş doğrudan kullanılabilir, yenilebilir, kolay kullanımı olan, sürekli ve aynı kalitede olan, çevreye saygılı, güvenli ve bedava bir enerji kaynağıdır.

Güneşin yeryüzüne sürekli olarak sağladığı enerji miktarı 100.000 TW civarındadır. Yaklaşık olarak bu enerjinin üçte biri dünya yüzeyine çarpmaktadır. Bu enerji 2 saatten az bir sürede biriktirilebilseydi tüm dünyanın 1 yıllık öncelikli enerji ihtiyacını veya başka bir anlatımla dünya üzerinde binaları ısıtmak ve soğutmak, sıcak su sağlamak amacıyla tüketilen enerjinin %25'ini karşılayabilirdi. Bundan dolayı, bu özel enerji ihtiyacının alternatif enerji kaynaklarına yönlendirilmesi dünyanın fosil yakıtlara olan bağımlılığında önemli bir azalma sağlayacaktı. Güneş enerjisinin ABD'deki binalara bıraktığı enerji bu binaları ısıtmak için gerekli olan enerjinin birkaç katıdır ve yaklaşık olarak 10^{15} kWh'dır. 2020 yılında binaların ısıtma ihtiyaçlarının % 25'inden % 50'ye kadar olan bölümü güneş enerjisi ile sağlanacaktır. Bu nedenle güneş enerjisi elektrik üretiminden gıda soğutmaya kadar bir çok uygulama için enerji kaynağı olabilecek kaynaktır. (Dinçer, 2003, Refrigeration Systems and Applications, bölüm.3.17)

2.13.1 Güneş Enerjisi Soğutma Sistemleri

Birçok gıda ürünü, haftalarca 0 ile 4 C sıcaklık aralığında tazeliklerini ve kalitesini koruması, bozulmasını engellemek amacıyla soğutma ünitelerinde depolanmaktadır. Gıda dondurma sistemleri ise daha uzun süre -18 C ile -35 C arasında çalışmaktadırlar. Güneş enerjisi ile soğutmaya özellikle gelişmekte olan ülkelerde büyük bir ilgi duyulmaktadır.

Enerji tasarrufu açısından bakıldığında, güneş enerjisi ile soğutma yapan bir sistem, geleneksel su soğutmalı soğutma sistemleri ile karşılaştırıldığında % 25 ile % 40 arasında elektrik enerjisinden tasarruf sağlamaktadır. Bundan dolayı, güneş enerjisi ile soğutma yapan sistemlerin kullanılması özellikle yaz sezonunda enerji tasarrufu sağlayacaktır. Bu sistemlerin gıda sektörüne dolayısıyla da ülke ekonomisine katkısı olacaktır.

Güneş enerjisi kaynaklı mekanik soğutma hangi tip olursa olsun, gelişme aşamasındadır. Teknoloji hazırdır ama maliyet faktörleri etkin bir pazarlama yapılabilmesinin önünde engeldir. Şu anda aktif güneş enerjisi ile soğutma yapan sistemler, geleneksel soğutma sistemleri ile rekabet edebilecek düzeyde henüz değildirler. (Dinçer, 2003, Refrigeration Systems and Applications, böl.3.17.1)

BÖLÜM ÜÇ

EV TİPİ BUZDOLAPLARI

3.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucular

TS 87 EN ISO 7371 de ev tipi buzdolabı; enerji kullanan bir veya daha çok donanımla soğutulan ve gıda maddelerinin muhafazası için amaçlanmış bir veya daha çok bölmesi bulunan, bunlardan en az bir tanesi taze gıda depolamasına uygun olan evlerde kullanılmak için uygun hacimli, yalıtılmış bir dolap ve donanım olarak tanımlanır.

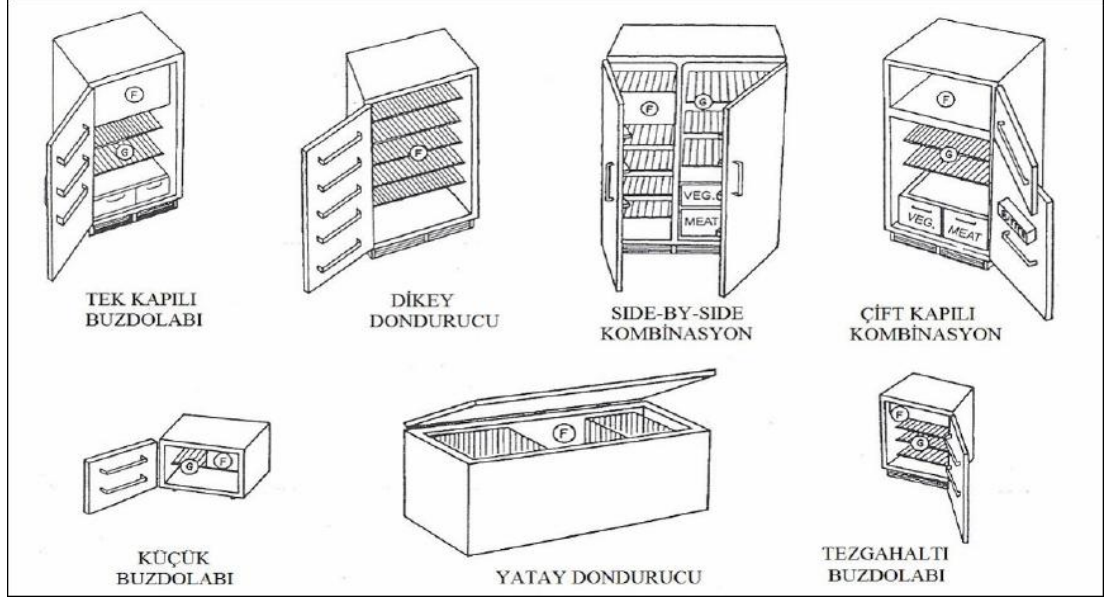
TS 7596 EN ISO 5155 de ev tipi dondurucu; ev tipi kullanım için enerji kullanan tertibatla soğutulan ve taze gıdayı donduran bir veya daha çok bölmesi bulunan yalıtılmış uygun hacimli dolap ve donanımdır. Standartta belirtilen deney şartlarında 24 saatte hiçbir şekilde 2 kg'dan az olmamak üzere depolama hacminin 100 litresi başına 4,5 kg miktardaki deney paketlerini SN, N ve ST sınıfı cihazlarda +25°C den -18 C'ye ve T sınıfı cihazlarda +32 C'den -18 C'ye dondurmak için “üç yıldızlı” depolama şartlarında donmuş gıdanın depolanmasına uygun bölme şeklinde tanımlanmaktadır.

Farklı bölgelerde, değişik ihtiyaçlar için çok çeşitli tiplerde soğutucuların kullanımı söz konusudur. Birçok ev tipi buzdolabı ve dondurucu çeşidi, üreticiler tarafından gelenekselleşmiş modellerde üretilmektedir. ASHRAE 2002'de ev tipi buzdolabı ve dondurucu tipleri yedi ana grupta verilmiştir. Bu tipler ticari olarak pazarda en çok paya sahip olan modellerdir ve ASHRAE, 2002 de “Refrigeration Handbook Chapter 49 – Household Refrigerators and Freezers” başlıklı bölümde şu şekilde gruplandırılmıştır.

1. Tek kapılı buzdolapları
2. Dikey Dondurucular
3. Side-By-Side kombinasyon
4. Çift kapılı kombinasyon
5. Küçük buzdolapları

6. Yatay dondurucular
7. Tezgah altı buzdolapları

Bu modellere ait örnek çizimler şekil 3.1’de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.1 Günümüzde yaygın olarak üretilen ev tipi buzdolabı ve dondurucu tipleri (ASHRAE,2002)

Günümüz teknolojisi ile üretilen ev tipi buzdolapları ve dondurucuların neredeyse tamamına yakın bir bölümünde soğutma işlemi buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile gerçekleştirilmektedir. Bunun yanı sıra soğutma işlemi absorpsiyonlu soğutma ve termoelektrik soğutma ile de sağlanmaktadır. Fakat bu üç sistemin ısı verimlerini (COP'lerini) -18 C soğutucu iç hacim ve 32 C ortam sıcaklığında çalışan bir dondurucu için karşılaştırmak gerekirse,

Termoelektrik soğutma: $0.09 W_{\text{soğutma}}/W_{\text{elektrik}}$,

Absorbsiyonlu soğutma: $0.44 W_{\text{soğutma}}/W_{\text{elektrik}}$,

Buhar sıkıştırırmalı soğutma: $1,39 W_{\text{soğutma}}/W_{\text{elektrik}}$,

olduğu görülür. Görüldüğü üzere şu an için birim soğutma yükü başına birim elektrik enerjisinin en verimli şekilde harcandığı sistem buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleridir. Bazı durumlarda, gaz ile çalıştırılacak absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, birim enerji tüketimi düşük maliyetlerde olabilir. Fakat soğutucunun üretim maliyeti, boyutları ve ağırlığı gibi olumsuz sebepler, elektrik enerjisinin

sağlandığı bir yerde buhar sıkıştırılmalı sistemleri yine daha avantajlı kılmaktadır. (ASHRAE, 2002)

3.2 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Tasarım Kriterleri ve Genel Performans Karakteristikleri

Ev tipi buzdolapları ve dondurucuların soğutma sistemlerinin tasarımındaki en temel parametrelerden biri cihazın çalıştığı dış ortam sıcaklığıdır. Bu sıcaklık değeri, soğutucunun hem mekanik tasarımı hem de soğutma sistemi tasarımında birinci derecede etkilidir.

Dış ortam sıcaklıklarına bağlı olarak ev tipi soğutucular ve dondurucular dört farklı sıcaklık aralığı ve bu sıcaklık aralıklarına bağlı olarak da dört iklim sınıfı standart olarak belirlenmiştir. Soğutucuların tasarımı öncelikli olarak bu iklim sınıflarına göre yapılmaktadır. Bu iklim sınıfları Tablo 3.1’de görüldüğü gibidir. Bu değerler Şekil 3.1’de görülen tüm ev tipi buzdolabı, dondurucu ve her ikisinin kombinasyonundan oluşan soğutucular için geçerlidir.

Tablo 3.1 Ev tipi soğutucularda iklim sınıfları (TS 7596 EN ISO 5155)

Sınıf	Sembol	Ortam Sıcaklığı Aralığı (C)
Genişletilmiş ılıman iklim	SN	+10 ila +32
İlman İklim	N	+16 ila +32
Alt Tropikal	ST	+18 ila +38
Tropikal	ST	+18 ila +43

Ev tipi soğutucuların tasarımı sırasında çok büyük önemi olan diğer bir karakteristik özellik de soğutucu iç hacminin sıcaklık değeri ya da diğer bir deyişle depolama sıcaklığıdır. Depolama sıcaklıklarının depolanacak olan gıdanın özelliklerine ve saklanması istenen süreye göre belirlenmesi soğutma tekniği açısından en doğru yöntemdir. Fakat ev tipi soğutucularda gerek iç hacmin küçük olması gerekse bu küçük hacimde çok farklı gıda maddelerinin bir arada saklanması nedeniyle soğutucu, dondurucu ve özel bölmelerin sıcaklıkları ile ilgili bazı standart depolama sıcaklık değerleri kabul edilmiştir. Tablo 3.2’de ev tipi buzdolapları ve

Tablo 3.3’de ev tipi buzdolapları ve dondurucular için depolama sıcaklıkları verilmektedir.

Tablo 3.2 Ev tipi buzdolaplarında depolama sıcaklıkları (TS 87 EN ISO 7371)

İklim sınıfı	Ortam sıcaklıkları (C)	Taze gıda depolama bölümü (C)		Üç yıldızlı bölme	İki yıldızlı bölme	Bir yıldızlı bölme	Özel bölme (C)
		t1,t2,t3	tm,max	t***	t**	t*	t,cm
SN	+10 ila +32	$0 \leq t1,t2,t3 \leq +10$	+5	≤ -18	≤ -12	≤ -6	$+8 \leq t,cm \leq +14$
N	+16 ila +32						
ST	+18 ila +38						
T	+18 ila +43						

Tablo 3.3 Ev tipi dondurucularda depolama sıcaklıkları (TS 7596 EN ISO 5155)

İklim Sınıfı	Ortam Sıcaklıkları (C)	Üç yıldızlı bölme (C)	İki yıldızlı bölme (C)
		t***	t**
SN	+10 ila +32	≤ -18	≤ 12
N	+16 ila +32		
ST	+18 ila +38		
T	+18 ila +43		

Görüldüğü üzere soğutucu içerisinde yer alan her bir bölme ve bu bölmenin özelliklerine bağlı olarak standartlaştırılmış depolama sıcaklığı değerleri tanımlanmıştır. Kısa süreli saklamaların gerçekleştirildiği ve 0 C’nin üzerinde saklamanın yapıldığı soğutucu bölümde sağlanması gereken sıcaklık değeri + 5 C dir. 0 C’nin altında ve uzun süreli gıda saklama işlemlerinin yapıldığı bölmelerin depolama sıcaklıkları dondurucunun veya dondurucu bölmenin özelliğine bağlıdır. Tablo 3.2 ve 3.3’de de görüldüğü üzere dondurucu bölmelerin özellikleri bir yıldızlı, iki yıldızlı veya üç yıldızlı olmalarına göre belirlenmektedir.

Dondurucuların veya dondurucu bölmelerin özelliklerinin tanımlanması sırasında kullanılan bir kavram olan “yıldız” kavramı doğrudan depolama sıcaklığı ile ilgilidir. TS 87 EN ISO 7371’de bu kavramlar şu şekilde açıklanmaktadır.

Bir Yıldızlı Bölme: Depolama sıcaklığı standartta belirtilen yöntemlere göre ölçülen ve -6 C 'den daha sıcak olmayan bölmedir.

İki Yıldızlı Bölme: Depolama sıcaklığı standartta belirtilen yöntemlere göre ölçülen ve -12 C 'den daha sıcak olmayan bölmedir.

Üç Yıldızlı Bölme: Depolama sıcaklığı standartta belirtilen yöntemlere göre ölçülen ve -18 C 'den daha sıcak olmayan bölmedir.

3.3 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Isı Yalıtımı

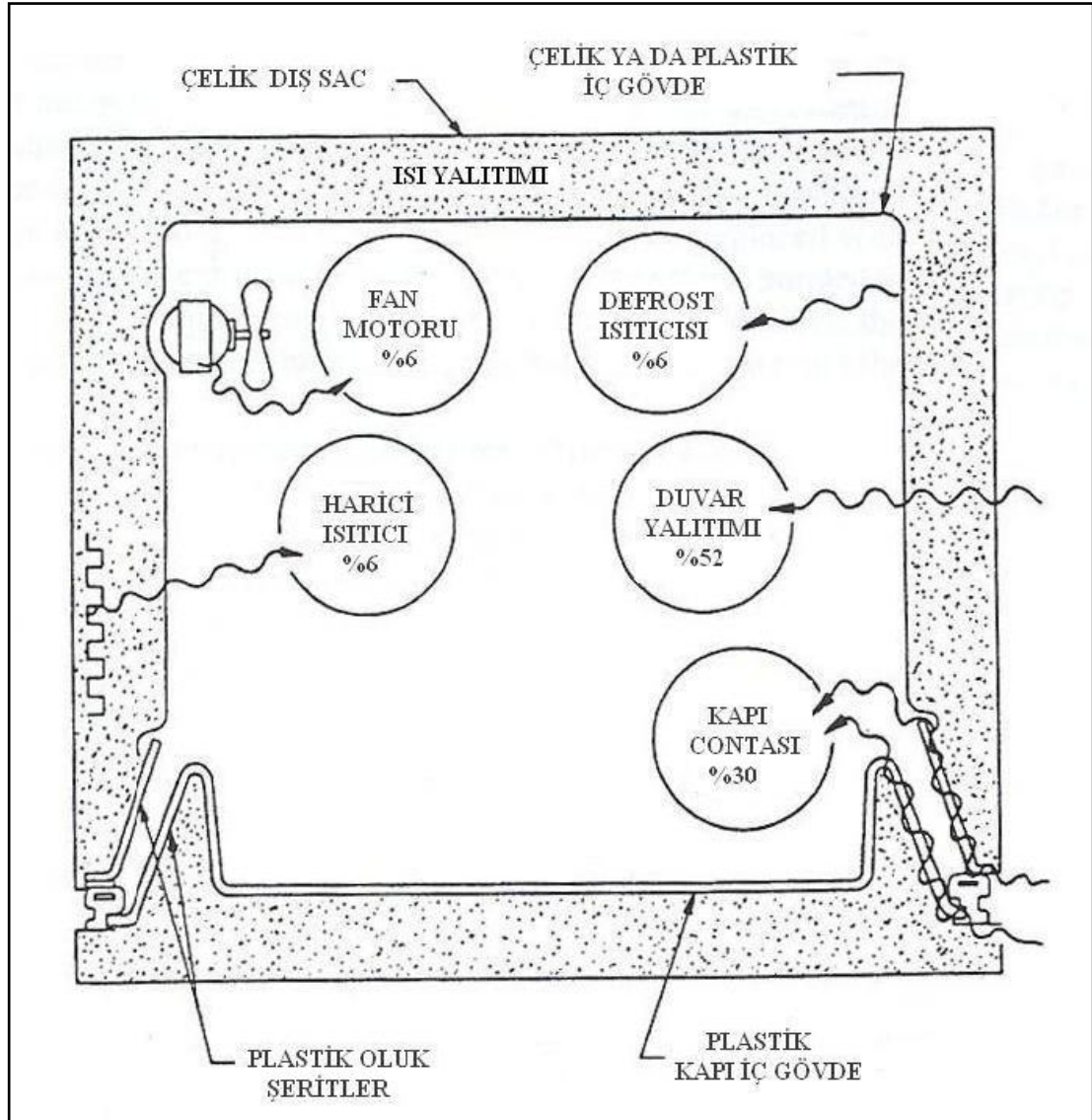
Ev tipi buzdolaplarında ve dondurucularda kararlı çalışma durumu için ısı kazancı hem dış hem de iç ısı kaynakları sayesinde gerçekleşir. En büyük ısı kazancı ise, soğutucuyu çevreleyen dış duvarlardan olur. Diğer önemli bir ısı geçiş noktası da, soğutucunun kapısı ile gövdesi arasında yer alan kapı contasıdır. Ayrıca defrost ısıtıcıları ve fan motorları diğer önemli ısı kaynaklarıdır. Kararlı çalışma durumundaki bir soğutucuda gerçekleşen farklı ısı kazançlarının, toplam ısı kazancına oranı Şekil 3.2'de görülmektedir (ASHRAE,2002).

Şekil 3.2'ye göre, ev tipi bir soğutucuda toplam ısı kazancı dağılımının;

- Duvarlardan % 52,
- Kapı contasından % 30,
- Fan motorundan % 6,
- Defrost ısıtıcısından % 6,
- Harici ısıtıcıdan % 6,

kaynaklandığı kabul edilir (ASHRAE,2002).

Kararlı çalışma durumuna gelene kadarki çalışma periyodunda soğutucu iç hacminde bulunan besinlerden kaynaklanan ısı yük, özellikle dondurucularda, büyük önem teşkil eder. Soğutucu içerisinde en büyük yükler, bu zaman diliminde oluşur. Ayrıca kullanıma bağlı olarak kapıların açılıp kapatılması ve buz üretimi de yine diğer ısı kazançları nedenleridir.



Şekil 3.2 Ev tipi soğutucularda toplam ısı kazançlarının oransal dağılımı (ASHRAE,2002)

Soğutucu gövdelerinde terlemeyi önlemek amacıyla dış duvarla iç gövde arasında bazı dış ısıtıcılar kullanılır. Yine aynı amaçla kondenserin bir kısmının bu bölgelerden geçmesi sağlanır. Örneğin dondurucu bölmelerde gövde içerisinde, contaların karşısında gelen bölgelerden kondenserin devamı niteliğinde olan sıcak gaz boruları geçer. Bu ısıtıcılar sayesinde dış ortam sıcaklığı ile soğutucu gövdesi arasındaki sıcaklık farkı en aza indirilmeye çalışılır. Örneğin 32 C dış ortam şartı için, soğutucu gövdesi üzerindeki bir noktanın sıcaklığının 29 C altına düşmemesi istenir (ASHRAE,2002)

Her ne kadar soğutma yükü ile ilgili hesaplamalara göre ön tasarım yapılsa da, prototip üzerinde standartlarda belirtilen testler uygulanmalı ve bu testler sonunda son ürün tasarımına gidilmelidir.

3.3.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Kullanılan Yapı Malzemeleri

Ev tipi buzdolapları ve dondurucuların en dış katmanında paslanmaz çelikten imal edilmiş saclar kullanılmıştır. İç gövde malzemesi olarak ise genellikle plastik tercih edilir. Plastik malzemenin yanı sıra yine paslanmaz çelik veya alüminyum kullanımı da söz konusu olmaktadır. İç gövde plastiği ile dış sac arasında yer alan boşluk ise poliüretan köpükle doldurulur. Soğutucu kapısı için kullanılan malzemeler, gövde grubunda kullanılan malzemelerle aynıdır. Kapı ile gövde arasında bulunan contalar ve tutucular ise yine plastik esaslı malzemelerdir. Tablo 3.4’de ev tipi buzdolapları ve dondurucularda kullanılan malzemelerin genel özellikleri görülmektedir (ASHRAE,2002)

Tablo 3.4 Ev tipi soğutucuların kabinlerinde kullanılan yapı malzemeleri (ASHRAE,2002)

Bölge		Malzeme	Kalınlık (mm)
Dış gövde	Yan duvarlar ve üst	Düşük karbonlu soğuk	0,61-0,91
	Arka	şekillendirilmiş	0,56-0,84
	Alt	paslanmaz çelik	0,41-0,64
İç gövde		Parlatılmış demir	0,61-0,91
		Paslanmaz çelik	0,61-0,91
		Alüminyum	0,61-0,91
		Plastik (HIPS, ABS)	1,3-5,1
Kapı iç gövde		Plastik (HIPS, ABS)	19,-2,4

Dış sac olarak kalınlığı 1 mm’nin altında olan, soğuk şekillendirilmiş, düşük karbonlu paslanmaz çelik kullanılır. İç gövde plastiği malzemesi olarak HIPS (high impact polystrene) veya ABS (acrylonitile butadiene styrene) kullanılır. Yine bazı bölgelerde PP (polipropilen) ve PET (polietilen) kullanımı da söz konusudur. Contalar ise vinil adı verilen malzemelerden yapılırlar. İç kısmında hava boşlukları kalacak şekilde katmanlı bir yapıya sahiptirler (ASHRAE,2002).

3.3.2 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Kullanılan Yalıtım Malzemeleri ve Poliüretan (PU)

Günümüzde üretilen ev tipi buzdolabı ve dondurucularda yalıtım malzemesi olarak hücreleri ağır bir gazla doldurulmuş poliüretan köpük (PU) kullanılmaktadır. PU, yalıtım özelliği, düşük maliyet, mukavemet ve seri üretime uygunluk gibi kriterler göz önüne alındığında, diğer birçok konvansiyonel yalıtım malzemesine göre büyük avantajlara sahiptir. PU, dış sac ve iç gövde plastiği arasında yalnızca yalıtım işlevi sağlamakla kalmayıp soğutucuya mukavemet ve sağlamlık da kazandırmaktadır. Akışkan özelliği sayesinde gövde içerisindeki tüm detaylara yayılmakta ve soğutucunun ayakta kalmasını sağlamaktadır. Tablo 3.5’de ev tipi buzdolapları ve dondurucularda PU kullanımı ile ilgili bazı kriterler verilmektedir.

Tablo 3.5 Isı yalıtımının soğutucu gövdesi duvar kalınlıklarına etkisi (ASHRAE,2002)

Yalıtım Tipi	Isı İletim Katsayısı (W/mK)	Duvar Kalınlığı (mm)			
		32 C ve % 75 RH ortamda dış yüzeyde terlemeyi önlemek için gereken yalıtım kalınlığı		Pratikte kullanılan yalıtım kalınlığı	
		-18 C iç hacim	+ 3 C iç hacim	-18 C iç hacim	+3 C iç hacim
Mineral ya da cam fiber, hava dolu	0,032-0,040	50-70	33-44	75-90	60-70
Püskürtme üretilen köpük, ağır gazla dolu	0,019	32	22	48	40
Levah formunda üretilen köpük, ağır gazla dolu	0,023	38	25	50	38

Dondurucu ve soğutucu bölme arasında ısı yalıtım malzemesi olarak PU kullanımının tercih edilmediği durumlarda strafor kullanımı söz konusudur. Ayrıca, bazı eski model soğutucularda cam yünü kullanımı da yaygındır.

3.3.2.1 Poliüretan (PU)

Günümüzde ev tipi buzdolabı ve dondurucularda yalıtım malzemesi olarak ağır bir gazla doldurulmuş poliüretan köpük (PU) kullanılmaktadır (ASHRAE,2002).

Poliüretan köpükler ya da poliüretan esaslı ürünler iki ana malzeme ile bunları kimyasal reaksiyona sokan katalistler ve kabarmalarını (köpürme) sağlayan ajanlardan oluşur. Yapısında iki ana malzeme bulunur. Bunlar,

- Bileşen 1: Poliöl
- Bileşen 2: İzosiyanat

dır (Yılmaz, 2008). Poliöl sistem, polieter veya polyester bazlı poliollerle, bunların içerisine uygun oranlarda konulan katalist, silikon, renklendirici, kabartıcı ajan ve diğer kimyasalların oluşturduğu bir karışımdır. Bu karışımlar bünyelerinde serbest hidroksil (OH) taşırlar. Polioller, serbest OH sayısı (hidroksil) ya da molekül ağırlıklarına (mgKOH/g) göre tanımlanırlar. Poliollerde hidroksil (OH) sayısı molekül ağırlığı ile ters orantılıdır (Yılmaz, 2008). Polioller,

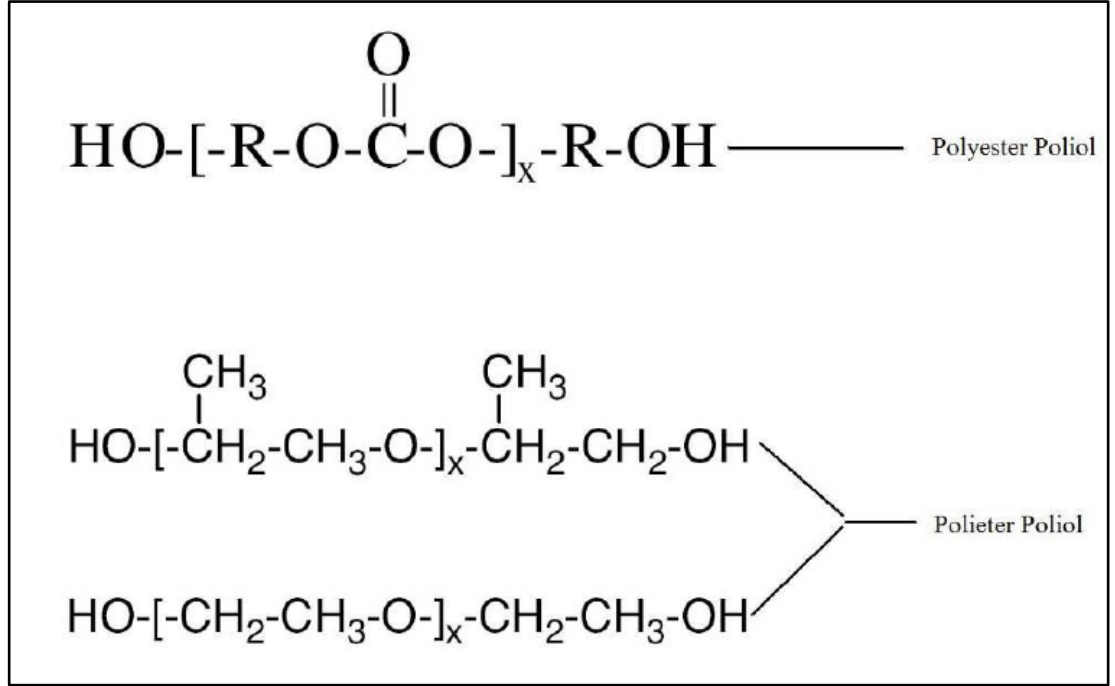
- Polieter polioller,
- Polyester polioller

olmak üzere iki çeşittir (Yılmaz, 2008). Şekil 3.3’de poliollerin kimyasal yapıları görülmektedir.

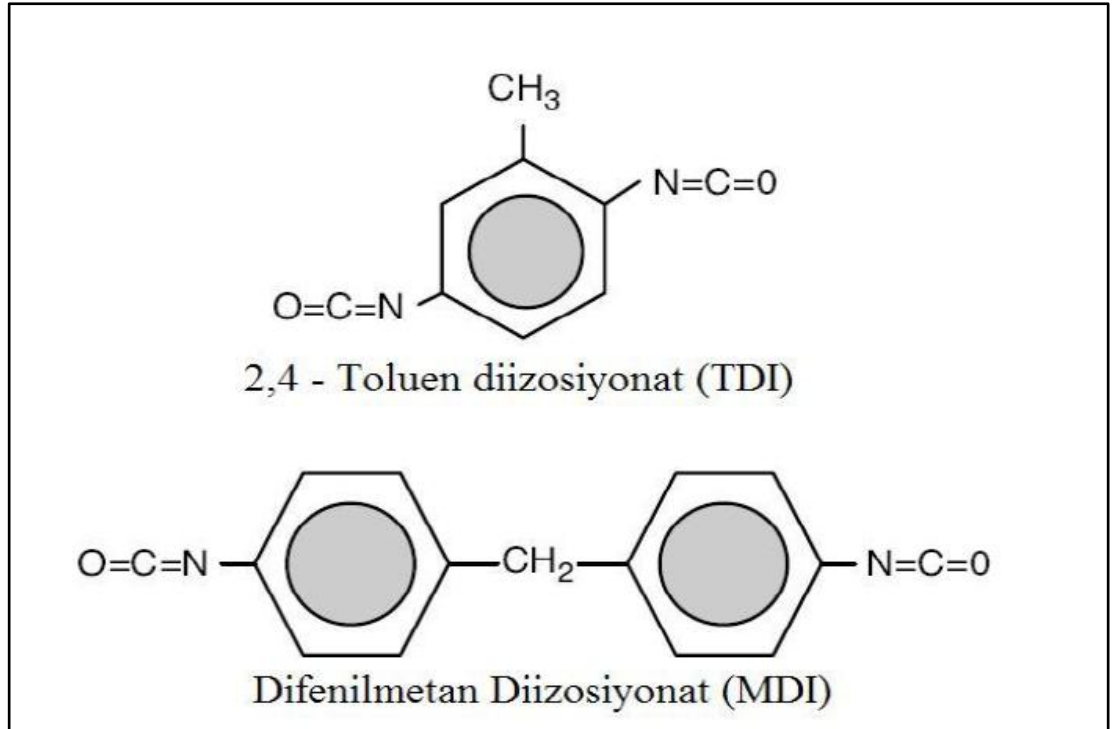
İzosiyanat, poliöl sistemle karıştırıldığında onunla ekzotermik reaksiyona giren ve bünyesinde serbet NCO (izosiyanat grubu) taşıyan kimyasallardır. İzosiyanatlar, NCO yüzde içeriğine ve fonksiyonuna ya da bir moleküldeki NCO sayısına bakılarak adlandırılır. NCO sayıları izosiyanatların ayırt edici bir özelliğidir. En çok bilinen iki aromatik izosiyanat,

- MDI: difenilmetandiizosiyanat ($C_{15}H_{10}O_2N_2$)
- TDI: toluendiizosiyanat ($C_9H_6O_2N_2$)

olarak adlandırılır (Yılmaz, 2008) Şekil 3.4’de bu iki izosiyanatın kimyasal yapısı görülmektedir.



Şekil 3.3 Poliollerin kimyasal yapısı (Yılmaz, 2008).

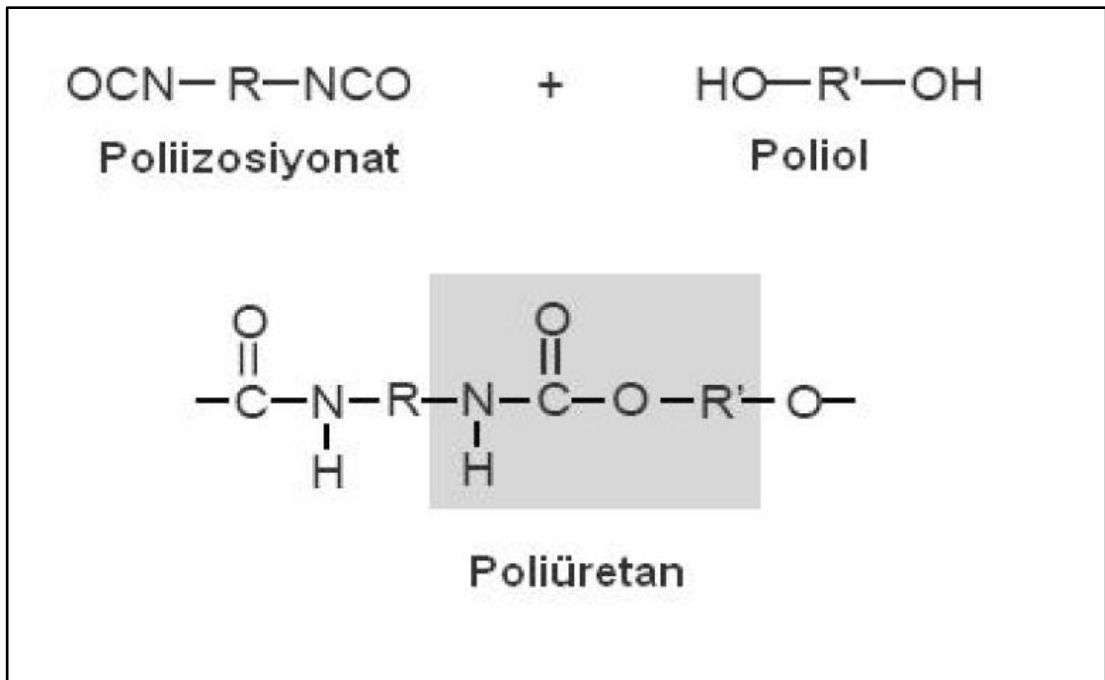


Şekil 3.4 Ticari olarak en çok kullanılan izosiyonatlar (Yılmaz, 2008)

Poliüretan köpükler, poliöl sistem ile ona uygun izosiyonatın belli oranda karışımı ve bu karışımın bir kabartıcı yardımıyla genişmesi suretiyle oluşur. Poliöl ve izosiyonat özel donanımlı makinelerle yüksek basınç altında püskürtme yöntemiyle

yüzeye uygulanır. Polimerizasyon ve gaz reaksiyonlarının hızlarını hassas olarak kontrol edebilmek için özel hızlandırıcılar ilave edilir. Ayrıca, yüzey gerilmelerini düşüren ve hücre yapısının boyutlarını etkileyen kimyasallarda tepkimeye katılır ya da uygulama sırasında karıştırılır (Yılmaz, 2008). Kabartıcı miktarı arttıkça genleşme artar ve köpüğün yoğunluğu düşer. Poliüretan oluşumu sırasında reaksiyon;

poliol sistem + izosiyonat + kabartıcı $\rightarrow$ reaksiyon $\rightarrow$ poliüretan köpük + ısı + gaz şeklinde gerçekleşir. Tepkime tek yönlü bir tepkimedir. Şekil 3.5’de kimyasal tepkime sonucu oluşan yeni bağlar ve poliüretan oluşumu görülmektedir.



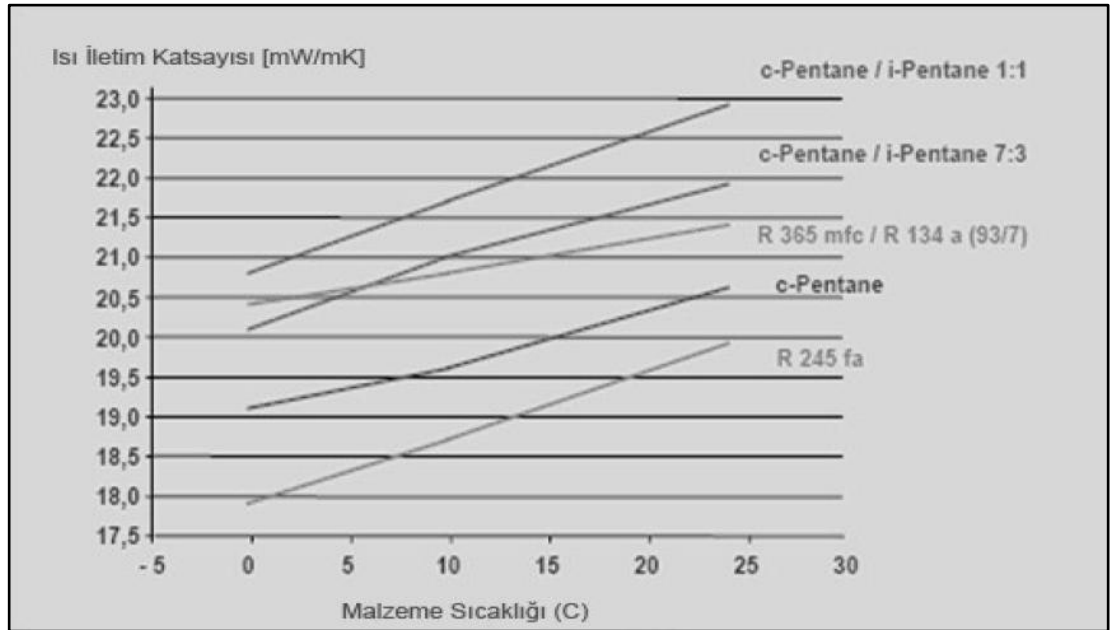
Şekil 3.5 Poliüretan oluşum tepkimesi (Yılmaz, 2008)

Tepkime satırı incelendiğinde tepkimede kabartıcı ajanların kullanıldığı görülmektedir. Karışımda mevcut karbondioksit (CO_2) gazı, polimerize olmaya başlayan karışımın köpürmesini sağlar. CO_2 tek başına köpük yoğunluğunu istenilen düzeye düşürmekle yeterli olmadığından, karışımda yardımcı kabartıcı ajanlar katılır.

Kabartıcı ajanlar kapalı hücre yapısına sahip olan poliüretanın hücre boşluklarında hapsolur. Bu ajanların diğer bir önemli görevi ise poliüretanın ısı iletim katsayısını düşürmektedir. Bu nedenle genel olarak ısı iletim katsayısı havadan daha küçük olan gazlar kabartıcı ajan olarak kullanılır (Yılmaz, 2008) Günümüzde en çok,

- Siklopentan (c-pentan) (0,013 W/mK)
- İsoptentan (i-pentan) (0,0418 W/mK)
- R-600a (isobütan) (0,0160 W/mK)
- HCFC 141b (hidrokloroflorokarbon) (0,01 W/mK)
- CO₂-Likit karbondioksit (0,0162 W/mK)

kabartıcı ajanları kullanılmaktadır (Yılmaz, 2008). Şekil 3.6'da kullanılan kabartıcı ajan ve sıcaklık parametrelerine bağlı olarak poliüretanın ısı iletim katsayısının değişimi görülmektedir.



Şekil 3.6 PU tepkimesinde kullanılan kabartıcı ajanlar (Yılmaz, 2008)

3.3.2.2 Poliüretanın Uygulanması

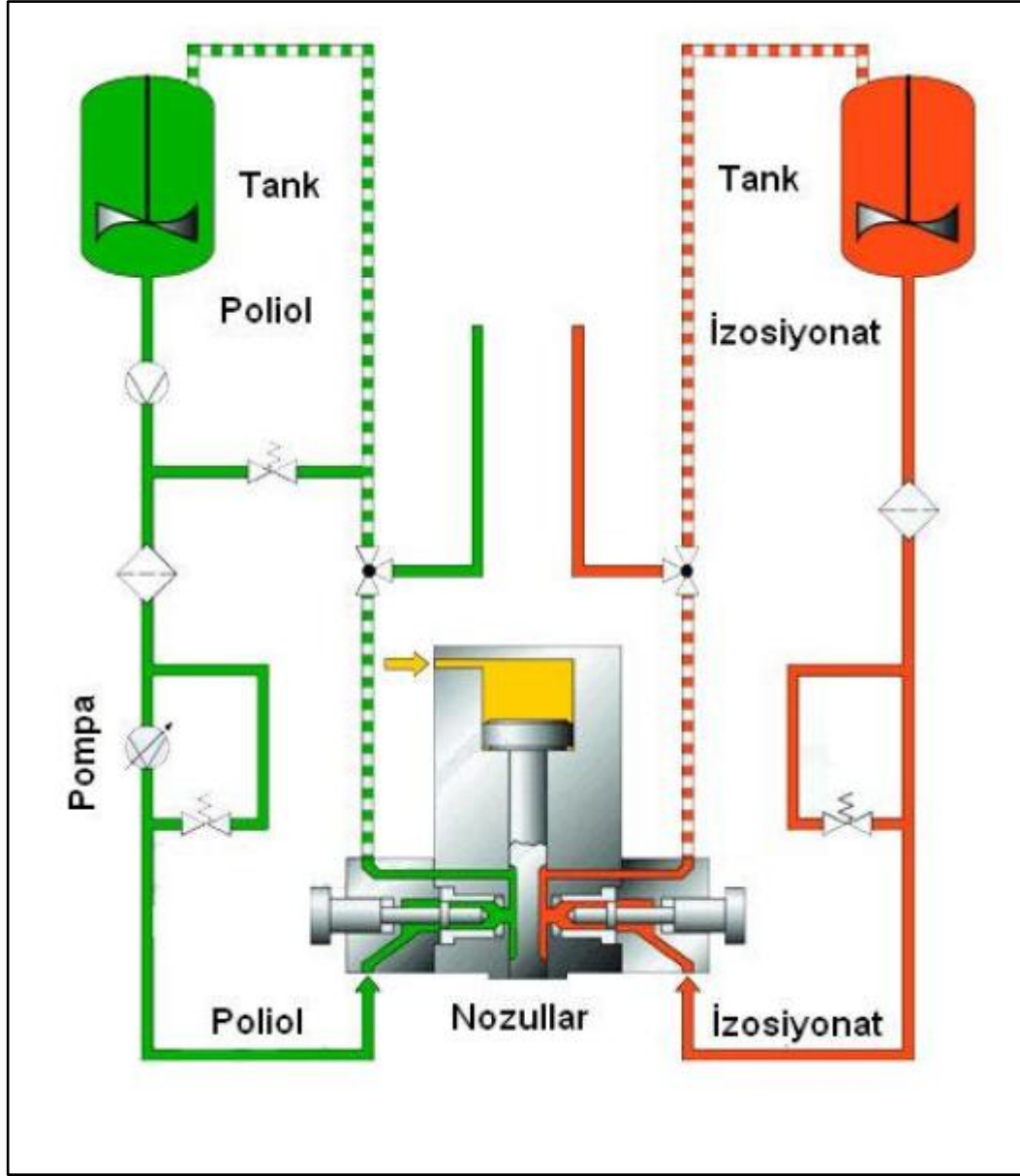
Soğutucu gövdeye PU uygulanması, seri üretim sürecinin bir ara safhasında gerçekleştirilir. İç gövde plastiği üzerine evaporatör ve soğutma sistemi boruları yerleştirildikten sonra, dış gövde sacı ve arka duvar malzemesi ile soğutucu kabinin dış kısmı kapatılır. Bu sırada iç gövde plastiği ile sac arasındaki temas, kapı yüzeyinin oturacağı bölgedeki çizgisel bağlantılarla sağlanır. İç gövde plastiği ve dış sac arasında kalan ve kalınlığı 3-7 cm arasında değişen boşluklar yüzünden yapı tek başına ayakta duramaz durumdadır. (Yılmaz,2008)

Bu aşamada soğutucu gövdesinin alt kısmında yer alan kompresör boşluğundaki bir delikten özel bir nozul ile gövdeye PU basılır. Bu işlem sırasında çok gelişmiş ve özel makineler kullanılır. PU malzemesini oluşturan polioil, izosiyonat ve C-pentan, nozulun soğutucu gövdesine giren son kısmında sıvı halde karışır. Şekil 3.7’de seri üretim sırasında soğutucu gövdeye PU basan makineler ve Şekil 3.8’de bu makinelerin prensip şeması görülmektedir. (Yılmaz, 2008)



Şekil 3.7 Buzdolabı ve dondurucu üretiminde kullanılan PU basma makineleri (Yılmaz, 2008)

Böylece PU’nın kimyasal reaksiyon ve hacimsel genişleme süreci içinde gerçekleşir. Bu süreçte karışım oranı, dış ortam sıcaklığı ve kalıp sıcaklığı gibi birçok dış etken de önemli rol oynar (Yılmaz, 2008).



Şekil 3.8 PU basma makinesi prensip şeması (Yılmaz, 2008)

Kürlenme süresi sonunda PU dış gövde sacı ile iç gövde plastiği arasındaki tüm detaylara yayılır. Bu sayede soğutucu katı bir hale gelir ve yapı kendi başına ayakta durma özelliğine kavuşur. PU'nın kürlenme süreci, karışımın gövdeye basılmasından sonraki ilk 10-15 dakikanın sonunda biter. Ancak, yaklaşık bir gün boyunca reskiyon çok düşük bir hızda da olsa devam eder (Yılmaz, 2008). Şekil 3.9'da gövdesine PU basılmış bir soğutucunun ısı yalıtım detayı görülmektedir.



Şekil 3.9 Soğutucu gövdesinde ısı yalıtımı ve PU detayı (Yılmaz, 2008)

3.4 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Tüketimi

3.4.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Verimliliği

Ev tipi soğutucularda kompresör çalışma durumunda iken sürekli olarak güç harcar. Bu gücü elektrik şebekesinden alır ve belirli oranlarda sıkıştırma işine çevirir. Kararlı çalışma durumundaki bir kontrol çevrimi boyunca kompresörün şebekeden çektiği güç küçük bir aralıkta değişir ve hemen hemen sabit kabul edilebilir.

Soğutma yüküne uygun olarak seçilen kompresörün şebekeden çektiği güç birçok faktöre göre değişiklik gösterir. Harcanan bu gücü en aza indirerek aynı kapasitede soğutmayı sağlamak ve soğutucunun COP değerlerini yükseltmek kuşkusuz ki gerçek bir mühendislik hedefidir. Bu hedefe ulaşmak için soğutma sistemi elemanları, soğutucu gövdesi yapı ve yalıtım malzemeleri ile kontrol elemanları üzerinde çalışmalar sürekli olarak devam etmektedir.

Az enerji tüketen ve daha yüksek COP değerlerine sahip soğutucuların yapımı ile ilgili çalışmalar sadece üreticilerin desteği ve tüketicilerin talebi doğrultusunda gelişmemekte, bu konuda resmi kuruluşlar da sürekli olarak yeni standartlar ve genelgeler yayınlamaktadır.

Ev tipi buzdolaplarında ve dondurucularda enerji tüketimleri ve buna bağlı olarak da enerji verimlilik sınıfları ile ilgili olarak EU Directive 94/2/EC ve EU Directive 2003/66/EC standartları kullanılmaktadır. Bu standartlarda soğutucunun enerji tüketimine, çalışma koşullarına, yapısal özelliklere ve iklim şartlarına bağlı olarak, enerji verimlilik sınıflarının belirlenmesine ilişkin esaslar vardır. EU Directive 94/2/EC standardında A, B, C, D, E, F ve G enerji verimlilik sınıfları, EU Directive 2003/66/EC standardında ise A+ ve A++ enerji verimlilik sınıflarıyla ilgili tanımlar ve hesaplama yöntemleri verilir.

3.4.2 Enerji Testleri Deney Şartları

Ev tipi buzdolabı ve dondurucularda enerji verimlilik sınıflarının bulunması için yapılan testlerde belirli koşulların sağlanması gerekmektedir. Bu koşullar TS 87 EN ISO 7371 ve TS 7596 EN ISO 5155’de belirtilen şartlara göre yapılır.

3.4.2.1 Test Odası Sıcaklık, Nem ve Hava Dolaşımı Koşulları

Enerji tüketiminin, sıcaklık artış süresinin ve gıda dondurma kapasitesinin kontrolü için,

- SN sınıfı, N sınıfı ve ST sınıfı cihazlar +25 C’de,
- T sınıfı cihazlar +32 C’de

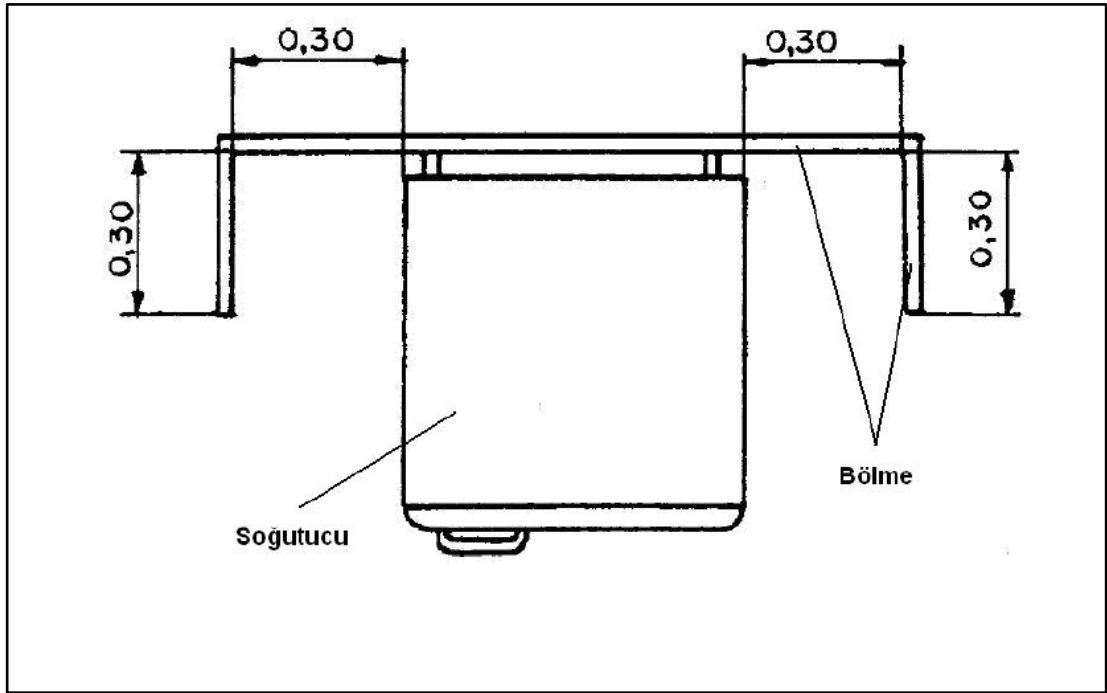
teste alınırlar (TS 7596 EN ISO 5155). Her bir ölçme noktasında çalışma şartları için gereken periyotlar ve deneyler sırasında, ortam sıcaklığı ± 0.5 C içinde sabit tutulmalıdır. Düşey ortam sıcaklık gradyanı soğutucunun üzerinde koyulduğu platformdan 2 m yükseğe kadar 2 C/m’yi aşmamalıdır. Test odasının bağıl nemi % 45 ile % 75 arasında tutulmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Cihaz, deney odasındaki soğutma veya ısıtma donanımından veya bu donanımdan yayılan doğrudan ışıma (radyasyona) engel olunacak biçimde yerleştirilmeli veya

korunmalıdır. Cihaz, deney odasında içinde bulunduğu mekanın herhangi bir noktasındaki ortam sıcaklığından başka tesirleri ortadan kaldıracak kadar diğer cisimlerden yeterli uzaklıkta yerleştirilmelidir (TS 7596 EN ISO 5155).

Deney odasındaki hava dolaşımı, belirtilen tolerans sınırları içinde, belirtilen ortam sıcaklıkları elde edilecek kadar olmalıdır. Deneyi yapılmakta olan cihaz, hızı 0,25 m/sn'nin üzerindeki herhangi bir hava akımına karşı korunmalıdır (TS 7596 ISO 5155).

Her bir cihaz, mat siyah boyalı, serbest hava akımı için altı açık, ancak üst tablası ahşap malzemeden yapılmış bir platform üstüne yerleştirilmelidir. Platformun üstü deney odası zemininden 0,3 m yukarıda olmalı ve cihazın arka tarafı hariç bütün diğer kenarlarından itibaren düşey bölmeye kadar en az 0,3 m taşmalı, bu taşma 0,6 metreyi geçmemelidir (TS 7596 EN ISO 5155). Şekil 3.10'da cihazın test odası içindeki standart yerleşim planı görülmektedir.



Şekil 3.10 Test odası yerleşim planı (üst görünüş) (TS 7596 EN ISO 5155)

3.4.2.2 Cihazın Hazırlanması ve Enerji Ölçümü

Yüklü bir cihazda, deney paketleri kullanılmalıdır. Enerji testi sırasında soğutucu içerisinde sıcaklık ölçülmesi için 500 g'lık birkaç paket (50mmx100mmx100mm),

paketin geometrik merkezine doldurulan madde ile doğrudan temaslı olarak sokulmuş ısı çiftle (termokupl) donatılır. Isının dışa iletimini en aza indirmek için bütün tedbirler alınmış olmalıdır. Bu paketler, M paketleri ismi ile anılır. Paketlerde yer alan malzemeler:

1000 g başına uygun doldurma malzemesi;

- Oksietilmetil selüloz 230 g,
- Su 764,2 g,
- Tuz (Sodyum klorür) 5 g,
- 6 kloro-m-kresol 0,8 g,

dan meydana gelmelidir (TS 7596 EN ISO 5155). Bu malzemenin donma noktası -1 C dir. M paketlerin ısı karakteristikleri yağsız dana etine karşılıktır.

Donma noktası yaklaşık -5 C olan deney paketlerinin aşağıda verilen diğer bir bileşimi de kullanılabilir (TS 7596 EN ISO 5155).

- Oksietilmetil selüloz 232 g,
- Su 725 g,
- Tuz (Sodyum klorür) 43 g,
- 6 kloro-m-kresol 0,8 g,

Plastik levha veya herhangi bir uygun malzemeden meydana gelen ambalajın çevre ortamı ile nem alış verişi ihmal edilebilir. Soğutucu, standartta ayrıntılı olarak açıklanan depolama planına uygun bir şekilde yüklenmelidir. Şekil 3.11’de deney paketleri ve M paketler (ısı çift bağlanmış olanlar) görülmektedir.

Enerji tüketimi, deney periyodu sırasında ölçülmelidir. Deney periyodu, kararlı çalışma durumlarına ulaşıldıktan en az 24 saat sonra başlamalıdır. Çevrimsel çalışmalı cihazlarda, deney periyodu kontrol çevrimlerinin bir tam sayısında oluşmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Çevrimsel çalışma durumunda, ilk ve son değerler termostatin devreyi kesmesinden hemen sonra ölçülmelidir. Enerji tüketiminin ölçülmesi, bütün



Şekil 3.11 Enerji ölçümü testlerinde kullanılan deney ve M paketleri (Yılmaz, 2008)

bölmelerin aynı çalışır durumdaki depolama şartlarında yapılmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Enerji tüketimi, karakteristik sıcaklıkların birisinde veya deney sonucundan enterpolasyonla tayin edilmelidir. Enterpolasyon kullanıldığında ± 2 C sınırlar içinde iki deneyden birinde elde edilen sıcaklık, karakteristik sıcaklıktan daha sıcak ve iki deneyden diğerinde elde edilen sıcaklık, karakteristik sıcaklıktan daha soğuk olmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Enerji tüketiminin tayininde esas olarak kullanılan yukarıda anılan karakteristik sıcaklıktan olan sıcaklık değişimi ± 2 C lik sınırlar içinde olmalıdır.

Enerji tüketim değeri, tam olarak 24 saatlik bir periyotta ölçülen değerden hesaplanmalıdır. Elektrikle çalışan cihazların enerji tüketimi 24 saat başına kilowatt saat (kWh/24 h) olarak iki ondalığa kadar ifade edilmelidir (TS 7596 EN ISO 5155).

Cihaz, iklim sınıfına uygun olarak 32 C, 38 C veya 43 C’lik ortam sıcaklığındaki depolama şartlarında çalışırken, (kapalı/açık devre çevrimlerinde), çalışma süresi en az 24 saatlik bir deney periyodu sırasında ölçülmelidir (TS 7596 EN ISO 5155).

3.4.2.3 Ölçüm Cihazlarının Özellikleri

Sıcaklıklar “M” paketleri içerisine sokulmuş ve bütün deney sırasında ortam sıcaklığının ölçülmesi için kütlesi 25 g ve minimum dışı alanı (çap = yükseklik = yaklaşık 15,2 mm) olan som bakır veya pirinç silindirlerin merkezinde bulunan sıcaklık sondaları (duyar elemanları) ile ölçülmelidir. Sıcaklıklar kaydedilmelidir. Sıcaklık ölçme aletleri $\pm 0,3$ ’lik bir doğrultuda olmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Bağıl nem, temsil edici noktalarda ölçülmeli ve kaydedilmelidir. Ölçme aletinin doğruluğu bağıl nem çiğlenme noktası olarak ifade edildiğinde $\pm 0,3$ C içerisinde sonuç verecek mertebede doğru olmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Güç ölçer, 0,01 kWh’e kadar okunabilmeli ve $\pm 1\%$ tolerans içindeki doğrulukta olmalıdır.

Sıcaklıklar, depolama planında belirtilen deney paketleri yükünün tamamı içerisinde dağıtılmış bulunan “M” paketlerinde ölçülmelidir. Depolama sıcaklığı en sıcak “M” paketinin maksimum sıcaklığıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

3.4.3 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Verimlilik Sınıfları

Bölüm 3.3.2’de bahsedilen standartlara göre yapılan testlerde, bir ev tipi buzdolabının ya da dondurucunun 24 saatte harcadığı enerji ölçülür. Ölçülen bu değer, soğutucunun elektrik şebekesinden bir günde çektiği enerjidir (E_{test}). E_{test} değerinin birimi kWh/24h’dır. Bu değer, enerji verimlilik sınıfı hesaplamalarında kullanılan temel veridir.

Ev tipi buzdolapları ve dondurucularda enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları “EU Directive 94/2/EC” ve “EU Directive 2003/66/EC” standartlarına göre yapılır.

3.4.3.1 EU Directive 94/2/EC Standartları

EU Directive 94/2/EC standartlarına göre ev tipi bir soğutucunun enerji verimlilik sınıfı, “enerji verimlilik indeksi” adı verilen ve “EER” ya da “I” ile gösterilen bir sayıya bağlı olarak belirlenir. Bir soğutucunun enerji verimlilik indeksi (I) denklem 3.1 ile hesaplanır (EU Directive 94/2/EC)

$$I = \frac{E_{\text{test}}}{E_{\text{standart}}} \cdot 100 \quad (3.1)$$

Denklemde, E_{test} : Soğutucunun 24 saatte harcadığı elektrik enerjisi, E_{standart} : Soğutucunun net hacmine ve bazı katsayılara bağlı olarak 24 saatte harcayacağı standart enerji değerleridir. Denklemdeki E_{standart} ifadesi ise denklem 3.2 ve denklem 3.3’de verilen eşitliklere göre hesaplanır (EU Directive 94/2/EC).

$$E_{\text{standart}} = (M \times AV + N) / 365 \quad (3.2)$$

$$AV = ((25 - T_{\text{CR}}) / 20) \times V_{\text{CR}} \times F_{\text{C}} + ((25 - T_{\text{CF}}) / 20) \times V_{\text{CF}} \times F_{\text{C}} \times C_{\text{c}} \quad (3.3)$$

Denklemlerde kullanılan terimler;

M: Sabit

N: Sabit (kWh/yıl)

V_{CF} : Dondurucu bölmenin net hacmi (l)

V_{CR} : Soğutucu bölmenin net hacmi (l)

T_{CF} : Dondurucu bölmenin tasarım sıcaklığı (C)

T_{CR} : Soğutucu bölmenin tasarım sıcaklığı (C)

F_{C} : No-frost (zorlamalı iç hava dolaşımı) katsayısı

AV: Düzeltilmiş net hacim

C_{c} : Tropik modellerde bölmeye göre değişen katsayı

olarak ifade edilir. M ve N değerleri Tablo 3.6’da görüldüğü gibidir.

Tablo 3.6 Enerji verimlilik indeksi hesabında kullanılan M ve N katsayıları (EU Directive 94/2/EC)

Cihazın sınıfı	M	N
1. Ev tipi buzdolabı	0,233	245
2. Buzdolabı-dondurucu	0,233	245
3. Yıldızsız buzdolabı	0,233	245
4. Tek yıldızlı buzdolabı (*)	0,643	191
5. Çift yıldızlı buzdolabı (**)	0,450	245
6. Üç yıldızlı buzdolabı (***)	0,657	235
7. Buzdolabı-derin dondurucu * (***)	0,777	303
8. Dikey derin dondurucu	0,472	286
9. Yatay derin dondurucu	0,446	181

F_C katsayısı zorlamalı iç hava dolaşımı ile soğutularak buzlanmayan tip bölmeler için 1,2, diğer bölmeler için 1 olarak alınır. C_c katsayısı tropik iklim sınıfı soğutucular için geçerli bir kavram olup, buzdolabının bölme özelliklerine göre değişen bir katsayıdır. Tablo 3.7’de C_c değerleri verilmektedir. (EU Directive 94/2/EC).

Tablo 3.7 Tropik modeller için kullanılan C_c katsayısı (EU Directive 94/2/EC)

Bölme Özelliği	C_c
Kiler bölümü	1,35
Taze gıda bölümü	1,3
0 derece bölümü	1,25
Yıldızsız bölme	1,25
Tek yıldız bölümü	1,2
İki yıldız bölümü	1,15
Üç ve dört yıldız bölümü	1,1

Denklem 3.1 ve bu denkleme bağlı diğer denklemlere göre hesaplanan enerji verimlilik indeksi (I) değeri, Tablo 3.8’de verilen değerlerle karşılaştırılır. Bu karşılaştırma sonucunda bulunan aralığa göre soğutucunun enerji verimlilik sınıfı belirlenmiş olur.

Tablo 3.8 Enerji verimlilik sınıfları aralık değerleri (EU Directive 94/2/EC)

Enerji verimlilik indeksi (I)	Enerji verimlilik sınıfı
$I < 55$	A
$55 < I < 75$	B
$75 < I < 90$	C
$90 < I < 100$	D
$100 < I < 110$	E
$110 < I < 125$	F
$125 < I$	G

3.4.3.2 EU Directive 2003/66/EC Standartları

EU Directive 2003/66/EC standartlarına göre ev tipi bir soğutucunun enerji verimlilik sınıfı, yine “enerji verimlilik indeksi” adı verilen ve “EEI” ya da “ I_a ” ile gösterilen bir sayıya bağlı olarak belirlenir. Bu standartta, EU Directive 94/2/EC’de tanımları bulunmayan A+ ve A++ verimlilik sınıfları ile ilgili tanımlar ve hesaplama yöntemleri bulunur. Buna göre enerji verimlilik indeksi denklem 3.1 ile hesaplanır. Ancak, denklemde yer alan E_{standart} ifadesi, EU Directive 94/2/EC’den daha farklı bir denklemle bulunur. Bu değer denklem 3.4 ile hesaplanır (EU Directive 2003/66/EC).

$$E_{\text{standart}} = (M_a \times \sum (V_x((25 - T_C)/20) \times FF \times CC \times BI) + N_a + CH)/365 \quad (3.4)$$

Denklemde yer alan terimler;

M_a : Sabit

N_a : Sabit (kWh/yıl)

V_C : Bölmenin net hacmi (l)

T_C : Bölmenin tasarım sıcaklığı (C)

FF: Frost-free donmuş gıda bölmesi sabiti

CC: İklim sınıfına göre değişen katsayı

BI: Ankastre yapı sabiti (kWh/yıl)

CH: Dondurucu bölmesi sabiti (kWh/yıl)

olarak ifade edilir. Tablo 3.9’da M_α ve N_α değerleri görülmektedir.

Tablo 3.9 Enerji verimlilik indeksi hesabında kullanılan M_α ve N_α katsayıları (EU Directive 2003/66/EC standartları)

Cihazın sınıfı	M_α	N_α
1. Ev tipi buzdolabı	0,233	245
2. Buzdolabı - dondurucu	0,233	245
3. Yıldızsız buzdolabı	0,233	245
4. Tek yıldızlı buzdolabı *	0,643	191
5. Çift yıldızlı buzdolabı **	0,450	245
6. Üç yıldızlı buzdolabı ***	0,777	303
7. Buzdolabı-derin dondurucu * (***)	0,777	303
8. Dikey derin dondurucu	0,539	315
9. Yatay derin dondurucu	0,72	286

FF katsayısı, zorlamalı iç hava dolaşımı ile soğutularak buzlanmayan tip bölmeler için 1,2, diğer bölmeler için 1 olarak alınır. CC katsayısı tropik iklim sınıfı soğutucular için 1,2, subtropikal iklim sınıfı soğutucular için 1,1 ve diğer gruplar için 1 alınır. BI sabiti, ankastre ürünler için 1,2 diğer ürünler için 1 alınır. CH sabiti, 15 litrenin üzerinde sıfır derece bölmesi (chiller) bulunan soğutucularda 50 kWh/yıl, bulunmayanlarda ise 0 kWh/yıl alınır. (EU Directive 2003/66/EC)

Denklem 3.1 ve denklem 3.4’e göre yapılan hesaplamalarda, enerji verimlilik indeksi değerleri (I) Tablo 3.10’da verilen aralıklarda kalıyorsa ürün A+ ve A++ enerji verimlilik sınıfında yer alır.

Tablo 3.10 Enerji verimlilik sınıfları aralık değerleri (EU Directive 2003/66/EC)

Enerji verimlilik indeksi (I)	Enerji verimlilik sınıfı
$I < 30$	A++
$30 < I < 42$	A+
$I > 42$	A-G

BÖLÜM DÖRT

METOD VE MATERYAL

4.1 Amaç

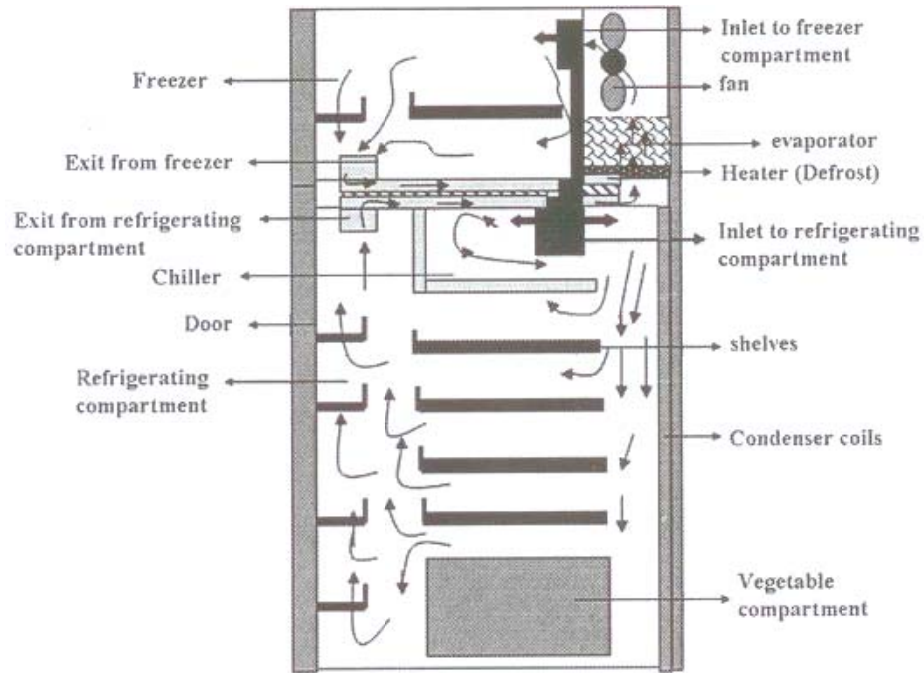
Buzdolabının temel amacı; soğutulan gıdaların düşük sıcaklıklarda zamanla bozulmasını durdurmaktır. Bunu başarabilmek için soğutulan hacmin sıcaklığı çevresindeki sıcaklıktan her zaman düşük olmalıdır. Bundan dolayı çevreden ve bir ısı kaynağı gibi davranan soğutulan gıdalardan içerideki kısımlara her zaman bir ısı transferi gerçekleşecektir.

Ev tipi buzdolaplarının temel görevi kolay bozulabilen ürünlerin kalitesini muhafaza etmektir. Yapılan çalışmalar ürünlerin kalitesinin soğutulan hacimlerdeki sıcaklık ve hava dağılımı ile ilgili olduğunu göstermektedir. Bundan dolayı uygun olmayan sıcaklıklar ve hava hızları gıda malzemelerinin zamansız bozulmasına sebep olabilmektedir. (Gupta, Gopal ve Chakraborty, 2005) Her ne kadar ortalama sıcaklıklar dolap içerisinde uygun seviyelerde de olsa yerel sıcaklıklardaki kontrol edilemeyen yükselme ve düşüşler gıda ürünlerinin kalitesini bozabilmektedir. Pratikte birçok durumda, hava sıcaklıkları standartlarda izin verilen sıcaklıkların üzerine çıkabilmektedir. (Laguerre, Derens ve Palagos, 2001)

Bu çalışma kapsamında, evlerde kullanılan geleneksel tip bir buzdolabının soğutucu kısmının üzerinden ölçü alınarak üç boyutlu datası oluşturulduktan sonra dikey yönde hava üfleyen iki adet menfez eklenecek, soğutucu içerisindeki hava akışı, sıcaklık ve hız dağılımları sayısal olarak incelenecektir. Daha sonra üretici firmadan üç boyutlu datası alınan dikey tip no-frost dondurucu modeli kullanılarak yine dondurucu içerisindeki hava akışı, sıcaklık ve hız dağılımları sayısal olarak incelenecektir. Buradan yola çıkarak buzdolabı içerisinde hava akışı ile ilgili değerlendirmeler yapılacaktır.

İncelenen ilk modelde ve ikinci modelde dolap içerisine bir hız girişi olduğu için hava dolaşımı, geleneksel modellerdeki gibi sadece yoğunluk farkından

kaynaklanmayacaktır. Geleneksel modellerde buzdolabı içerisindeki hava akışı farklı bölgelerde farklı sıcaklıkların sebep olduğu yoğunluk farkı ile gerçekleşir. No-frost model buzdolaplarında soğuk hava soğutucu ve dondurucu kısımlar üzerinde soğutulan ürünlerden ısı çekerek akar. Dondurucu ve soğutucu hacimlerden çıkan hava akımları sonunda buharlaştırıcının altında karışır. Hava akımı dondurucu kısmın arkasında yer alan buharlaştırıcı üzerinden akar. Bunun akabinde fan soğuk havanın bir kısmını dondurucu kısma üflerken bir kısmını da soğutucu kısma üfler. Buharlaştırıcı üzerindeki karlanmayı ortadan kaldırmaya yarayan no-frost ısıtıcısı ise buharlaştırıcının hemen altında yer alır. Geleneksel buzdolaplarında buharlaştırıcı üzerindeki buzlanmayı çözme işi buzdolabını fişten çekmek suretiyle çevreden gerçekleşen ısı alışverişini kolaylaştırmak ve buz tabakasını eritmek prensibine dayanıyordu. Bu işlem no-frost buzdolaplarında no-frost ısıtıcısı, zamanlayıcı ve termostat kontrolü ile otomatik olarak yapılmaktadır (Gupta ve diğer., 2005). Şekil 4.1’de no-frost model bir buzdolabının yan kesit görünüşünden hava akışı şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Buzdolabı içerisindeki hava akışı şematik gösterimi (Gupta ve diğer., 2005)

Bu çalışma kapsamında incelenecek dikey tip no-frost dondurucuda, arka taraftaki gövde plastiği ile hava kanal deliklerini üzerinde bulunduran hava kanalı plastikleri arasında boşluk bırakılarak havanın bu sayede iç hacime girmesi sağlanmıştır. Model ayrıntılı olarak Bölüm 5.1’de anlatılacaktır.

Yukarıda da anlatıldığı üzere incelenen modellerde sadece doğal taşınımın etkisi değil ayrıca zorlanmış taşınım etkileri de göz önüne alınmalıdır. İçeride karışık bir taşınım olduğu düşünülmeli ve sayısal inceleme buna göre yapılmalıdır. Bu nedenle bu aşamada hava akışı ile ilgili boyutsuz sayılar, benzerlik yaklaşımları ve türbülans etkileri üzerinde durmak faydalı olacaktır.

4.2 Taşınım İle İlgili Kavramlar

4.2.1 Zorlanmış, Doğal ve Karışık Taşınım

Dış zorlama etkisi ve bu etkiden kaynaklanan akışta taşınım ile ısı geçişi bir fan veya pompa ile akışkan hareketinin yaratılması biçiminde olabileceği gibi akışkan içinde bir cismin hareketi ile de gerçekleşebilir. Sıcaklık gradyanının olması durumunda zorlanmış taşınım ile ısı geçişi olur (Incropera, Frank P., DeWitt, David P., çev., 2004).

Bir dış etki sonucu yaratılmış hızın olmadığı, ama akışkan içinde yine de taşınımın olduğu durumlar doğal veya serbest taşınım olarak adlandırılırlar ve içinde sıcaklık gradyanlarının olduğu bir akışkan üzerine gövde kuvvetleri etkilediği zaman ortaya çıkarlar. Net etki doğal akışa neden olan kaldırma kuvvetidir. En genel durumda, yoğunluk gradyanı, sıcaklık gradyanından, gövde kuvveti de yerçekiminden kaynaklanır (Incropera, Frank P., DeWitt, David P., çev., 2004).

Doğal taşınımında akış hızları genellikle zorlanmış taşınımındakilere göre çok daha küçük olduğundan, taşınım ile ısı geçişi de daha yavaştır. Belki de bu nedenle, doğal taşınım daha az önemsenir. Oysa, farklı yollarla ısı geçişinin olduğu birçok uygulamada, doğal taşınım ısı geçişine en büyük direnci oluşturur ve bu nedenle sistemin tasarımında veya performansında önemli bir rol oynar. Bunun ötesinde, ısı geçişini azaltmak ve buna bağlı olarak işletme giderlerini en düşük düzeye indirmek söz konusu olduğunda, doğal

taşınım zorlanmış taşınımına çoğunlukla tercih edilir (Incropera, Frank P., DeWitt, David P., çev., 2004).

Doğal taşınımın etkili olduğu birçok uygulama vardır. Doğal taşınım, çeşitli elektronik cihazlardan olan ısı geçişini etkilediği kadar, borulardan ve dağıtım hatlarından olan ısı geçişini de etkiler. Elektrikli ısıtıcılardan veya radyatörlerden oda havasına aktarılan ısı veya bir soğutma ünitesinin yoğuşturucu serpantininden çevreye verilen ısı, hep doğal taşınımın etkisiyle olur (Incropera, Frank P., DeWitt, David P., çev., 2004).

Bunun dışında zorlanmış ve doğal taşınımın birlikte görüldüğü akışlar da söz konusudur. Bu tip akışlarda da sıcaklık gradyanından dolayı taşınım ile ısı transferi gerçekleşir. Bu akış tipi karışık taşınım olarak isimlendirilir.

Zorlanmış akışta kaldırma kuvvetinin ısı geçişi üzerindeki etkisi, bu kuvvetin yönü ile akış yönü arasındaki farktan büyük ölçüde etkilenir. Kaldırma kuvvetinin etkili olduğu, zorlanmış akışa ilişkin ve geniş bir şekilde incelenmiş olan üç özel durum, aynı yönlü (destekleyen akış), karşı yönlü (engelleyen akış) ve dik yönlü (çapraz akış) hareket durumlarıdır. Isıtılmış dikey bir levha boyunca yukarı ve aşağı doğru zorlanmış akımlar, sırasıyla destekleyen akış ve engelleyen akış durumlarına karşılık gelirler. Çapraz akışın örnekleri olarak da, ısıtılmış bir silindir, küre veya yatay bir levha üzerinde yatay akış verilebilir. Destekleyici ve çapraz akışlarda kaldırma kuvveti, sadece zorlanmış taşınım olması durumundaki ısı geçişini arttırıcı etki yapar. Karşı akışlarda ise, ısı geçişini azaltıcı yönde etkilidir (Incropera, Frank P., DeWitt, David P., çev., 2004).

4.2.2 Benzerlik Yaklaşımları

Bu bölümde doğal taşınım akışını ve ısı geçişini belirleyen boyutsuz parametreler incelenecektir. Zorlanmış taşınımında olduğu gibi, buradaki parametreler de, ilgili denklemleri boyutsuzlaştırarak elde edilebilir. Boyutsuz büyüklükler,

$$x^* \equiv \frac{x}{L} \text{ ve } y^* \equiv \frac{y}{L}$$

$$u^* \equiv \frac{u}{u_0} \quad v^* \equiv \frac{v}{v_0} \quad T^* \equiv \frac{T - T_\infty}{T_s - T_\infty}$$

biçiminde tanımlansın. Burada L karakteristik uzunluğu ve u_0 herhangi bir referans hızını (ki doğal taşınımında serbest akış bölgesi durgun olduğundan, zorlanmış taşınımında olduğu gibi V veya u_∞ gibi bir dış referans hız tanımlamak olanaksızdır) göstermektedir. Boyutsuz büyüklüklerin kullanımıyla denklem 4.1 ve denklem 4.2 ile ifade edilen x-momentum ve enerji denklemleri denklem 4.3 ve denklem 4.4 halini alacaktır.

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g\beta(T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.1)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (4.2)$$

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L}{u_0^2} T^* + \frac{1}{Re_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (4.3)$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L Pr} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (4.4)$$

4.4 denkleminin sağ tarafında yer alan birinci terimdeki boyutsuz parameter, kaldırma kuvveti ile ilişkilidir. Ancak bilinmeyen bir u_0 referans hızı ile yazıldığı için kullanımı pratik değildir. Bu nedenle, $Re_L^2 = (u_0 L / \nu)^2$ ile çarpılır ve bu biçimiyle Grashof sayısı, Gr_L , olarak adlandırılır.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L}{u_0^2} \left(\frac{u_0 L}{\nu} \right)^2 = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (4.5)$$

Grashof sayısı, Reynolds sayısının zorlanmış taşınımında üstlendiği rolün aynısını doğal taşınımında üstlenir. Reynolds sayısı, bir akışkan parçacığı üzerine etkiyen atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını belirtir. Buna karşılık Grashof sayısı, akışkan üzerine etkiyen kaldırma kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranının bir göstergesidir.

4.3 ve 4.5 numaralı denklemler, $Nu_L = f(Re_L, Gr_L, Pr)$ biçiminde ısı geçişi bağıntılarının yazılabileceğini düşündürmekle birlikte, bu tür bağıntıların, zorlanmış ve doğal taşınım etkileri aynı mertebede oldukları zaman yazılabileceği göz önüne alınmalıdır. Bu gibi durumlarda doğal taşınım akışını içine alan bir dış akış vardır ve belirgin bir zorlanmış taşınım hızından söz edilebilir. Genel olarak, doğal ve zorlanmış taşınımın birlikte etkisi $(Gr_L/Re^2_L) \approx 1$ olduğu zaman göz önüne alınmalıdır. $(Gr_L/Re^2_L) \ll 1$ olursa doğal taşınım etkileri göz ardı edilebilir ve $Nu_L = f(Re_L, Pr)$ biçiminde bir ilişki öngörülebilir. $(Gr_L/Re^2_L) \gg 1$ ise, zorlanmış taşınım etkileri göz ardı edilebilir ve $Nu_L = f(Gr_L, Pr)$ biçiminde bir bağıntı yazılabilir. Tam olarak, bir doğal taşınım akışı, sadece kaldırma kuvvetleri etkisiyle oluşan ve belirgin bir zorlanmış taşınım hızı içermeyen, $(Gr_L/Re^2_L) = \infty$ olan akıştır (Incropera, Frank P., DeWitt, David P., çev., 2004, böl. 9.3).

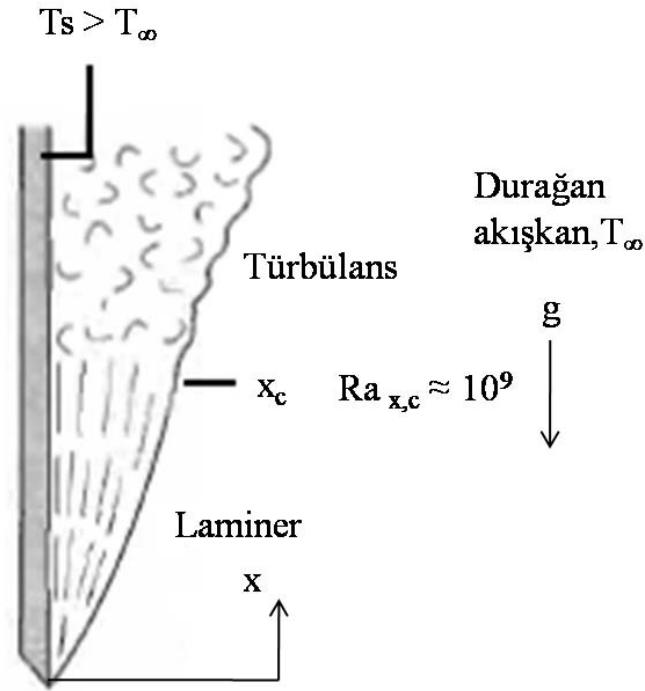
4.2.3 Türbülansın Etkileri

Doğal taşınım sınır tabakalarının laminar akışla sınırlı olmadığını belirtmekte yarar vardır. Doğal taşınım akışları bir ısıl kararsızlıktan kaynaklanır. Bir başka deyişle ılık, hafif akışkan daha soğuk ağır akışkana göre dik olarak yukarı doğru hareket eder. Ancak, zorlanmış taşınımında olduğu gibi hidrodinamik kararsızlıkların oluşması da söz konusudur. Başka bir deyişle akış içerisindeki karışıklıklar artarak laminardan türbülanslı akışa geçiş gerçekleşebilir. Bu işlem şekil 4.2’de sıcak dikey bir levha için şematik olarak gösterilmektedir.

Bir doğal taşınım sınır tabakasında geçiş bölgesi, akışkan içindeki kaldırma ve sürtünme kuvvetlerinin göreceli büyüklüğüne bağlıdır. Bu genellikle Rayleigh sayısı ile ifade edilir. Rayleigh sayısı gerçekte Grashof ve Prandtl sayılarının çarpımına eşittir. Dikey levhalar için Rayleigh sayısı,

$$Ra_{x,c} = Gr_{x,c}Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{\nu\alpha} \approx 10^9 \quad (4.6)$$

olarak verilmiştir.



Şekil 4.2 Dikey bir levha üzerinde doğal taşınım sınır tabakanın laminierden, türbülanslıya geçişi

Zorlanmış taşınımında olduğu gibi doğal taşınımında da türbülansa geçişin ısı geçişi üzerinde önemli bir etkisi vardır. Laminer bölge için $Ra \leq 10^9$ olmalıdır. (Incropera, Frank P., DeWitt, David P., çev., 2004, böl. 9.4). Zorlanmış taşınım koşullarında, bu bölge Reynolds sayısı ile ifade edilir. Zorlanmış taşınım koşullarında katı yüzeyler üzerindeki Reynolds sayısı, kapalı bir hacimde ilgili kısma giren maksimum hız ile hız yönünde maksimum uzunluktan hesaplanır ve laminar bölge için sınır 10^4 ler mertebesinde (Gupta ve diğer., 2005).

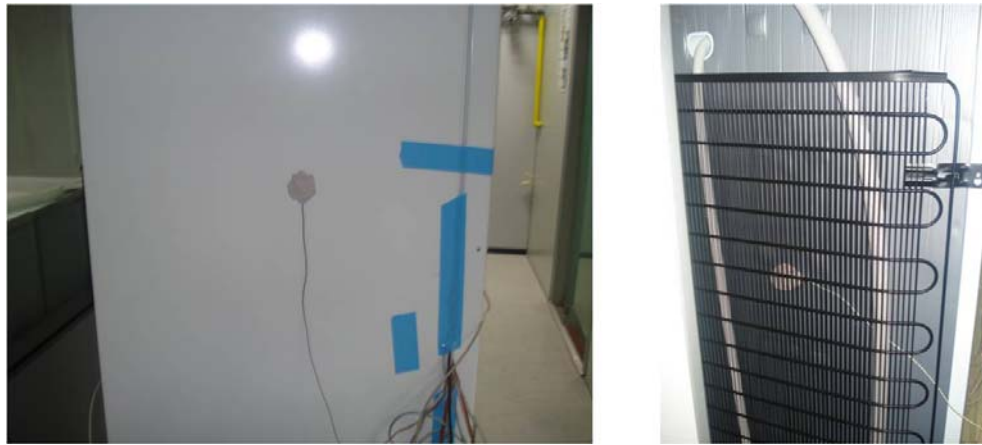
4.3 Yöntem

Bu çalışma kapsamında modeli alınan dikey tip no-frost dondurucunun farklı bölgelerinden sıcaklık ve hız ölçümleri yapılmıştır.

Sayısal çalışmada kullanılan no-frost dondurucu, TS 7596 EN ISO 5155 standartlarında belirtilen tanımlara uygun olarak üç yıldızlı ($T_{iç\ hacim} < -18\text{ C}$) ve tropikal (T) iklim sınıfında ev tipi dikey tip dondurucudur.

Yapılan sıcaklık ve hız ölçümleri, dondurucu standartlarda belirtilen şekillerde hazırlandıktan sonra dolabın yüklemesiz olduğu durumda gerçekleştirilmiştir. Buna göre aşağıda sıralanan bölgelerden belirtilen ölçüm değerleri alınmıştır. Ölçüm alınan bölgelerin birkaçının fotoğrafı Şekil 4.3, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’de gösterilmektedir.

- Buharlaştırıcı üzerinden akan havanın sıcaklık değeri,
- Buharlaştırıcı kapağının dolabın içe bakan kısmının sıcaklık değeri,
- Hava kanalı kapaklarının üzerinde bulunan menfezlerin giriş sıcaklık ve hız değerleri,
- En alttaki hava kanalı kapağı ile gövde plastiği arasındaki açıklıktan giren havanın giriş sıcaklık ve hız değerleri,
- Kompresörün önündeki duvarın sıcaklık değeri,
- Kompresörün üstündeki duvarın sıcaklık değeri,
- Tüm duvarların (üst, sol yan, sağ yan, ön, arka, alt duvar) sıcaklık değerleri,
- Dolabın içindeki ortam sıcaklığı, dış ortam sıcaklığı ve test odasındaki nem oranı.



Şekil 4.3 Yan duvara ve kondenser duvarına bağlanan K tipi ısı çift



Şekil 4.4 Buharlaştırıcı kapağı duvarına bağlanan K tipi ısıl çiftler ve buharlaştırıcı üzerinden geçen havanın sıcaklığını ölçmek için bağlanan daldırma tip ısıl çift



Şekil 4.5 En altaki hava kanal kapağı ve gövde plastiği arasındaki açıklıktan sıcaklık ve hız ölçümü

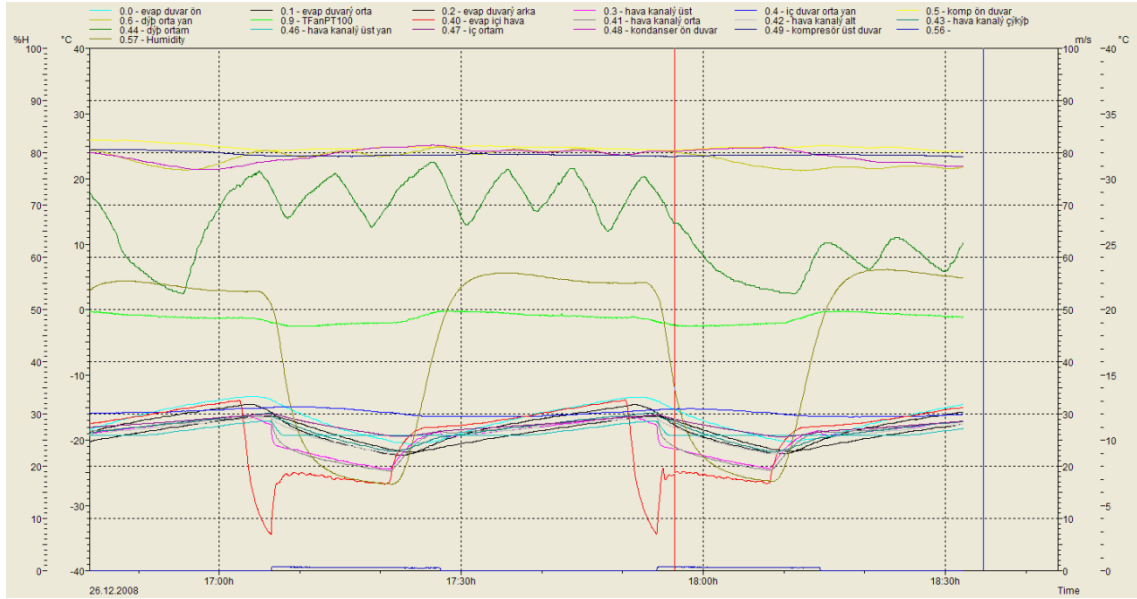
Yapılan sıcaklık ve hız ölçümlerinde, dolabın bir çevrim süresince sıcaklık değerleri kullanılan data logger cihazının paket programından okunarak kaydedilmiş ve daha sonra bu değerlerin ortalaması alınmıştır ve sayısal çalışma sırasında hesaplanan ortalama değerler kullanılmıştır. Ölçülen sıcaklıkların ve hızların ortalama değerleri, Tablo 4.1’de verilmiştir.

Tablo 4.1 Ölçüm sonucunda bir çevrim süresince ölçülen sıcaklıklar ve hızların ortalama değerleri

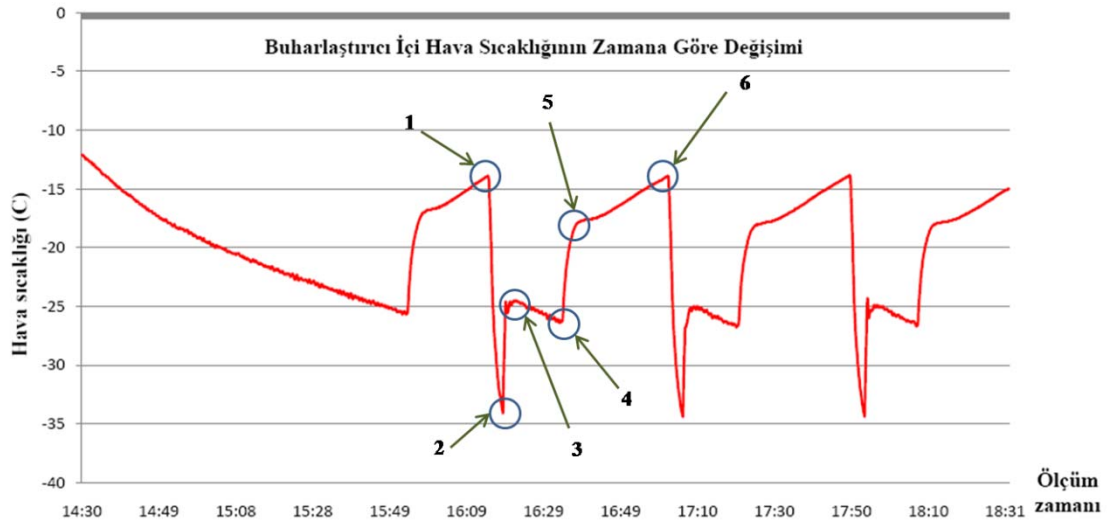
Bölge (*)	Sıcaklık (C)	Hız (m/sn)
Buharlaştırıcı üzerinden akan hava	-24,1	—
Buharlaştırıcı duvarı	-19,5	—
Giriş 1	-22,1	1,9
Giriş 2	-21,9	1,85
Giriş 3	-22,3	1,8
Giriş 4	-21,1	1,75
Giriş 5	-20,3	1,7
Giriş 6	-19,8	1,7
Yan duvar dış	23,9	—
Alt duvar dış	24	—
Üst duvar dış	24	—
Ön duvar dış	24	—
Arka duvar dış	24,2	—
Kompresör üst duvar	23,5	—
Kompresör ön duvar	24,7	—
Yan duvar iç	-15,5	—
İç ortam	-18,2	—
Dış ortam	28,9	—
*Bölge isimleri için bir sonraki bölümde sınır şartları tablolarına bakılabilir.		

Şekil 4.6’da paket programın grafik ara yüzü ve kaydedilen sıcaklık değerlerinin eğrileri gösterilmiştir. Burada kırmızı renkle gösterilen sıcaklık eğrisi, buharlaştırıcı üzerinden akan havanın sıcaklığını ölçmek için kullanılan daldırma tip ısı çiftten

okunan değerlerin oluşturduğu eğridir. Şekil 4.7 üzerinde bu eğri daha açık bir şekilde gösterilmiştir. Buna göre Şekil 4.7 üzerindeki numaralardan gidilirse, ölçüm yapılan dikey tip dondurucunun çalışma şekli aşağıda anlatıldığı gibi olmaktadır.



Şekil 4.6 Sıcaklık değerlerinin gösterimi



Şekil 4.7 Kullanılan dikey tip no-frost dondurucunun bir çevrim süresi

1. Kompresör açık, buharlaştırıcı çalışıyor, fan kapalı
2. Kompresör kapalı, buharlaştırıcı çalışıyor, fan açık
3. Kompresör açık, buharlaştırıcı çalışıyor ve fan açık
4. Kompresör kapalı, buharlaştırıcı kapalı, fan açık
5. Kompresör kapalı, buharlaştırıcı kapalı, fan kapalı
6. Kompresör çalışıyor, buharlaştırıcı çalışıyor, fan kapalı

Sayısal çalışma sırasında kullanılacak olan akışkanın (havanın) termofiziksel özelliklerinin hesaplanabilmesi için bir sonraki adım film sıcaklığının hesaplanmasıdır. Film sıcaklığı, standartlarda dikey tip bir no-frost dondurucu için izin verilen maksimum sıcaklık ile ölçüm sonucunda belirlenen ve dondurucu içerisine giren akışkanın minimum sıcaklığının ortalamasına eşit olmaktadır ve denklem 4.7'ye göre hesaplanır. Bir sonraki bölümde bu sıcaklığa göre hesaplanan, akışkanın termofiziksel özellikleri tablo halinde verilecektir.

$$T_f = \frac{T_{maksimum} + T_{standart,maksimum}}{2} \quad (4.7)$$

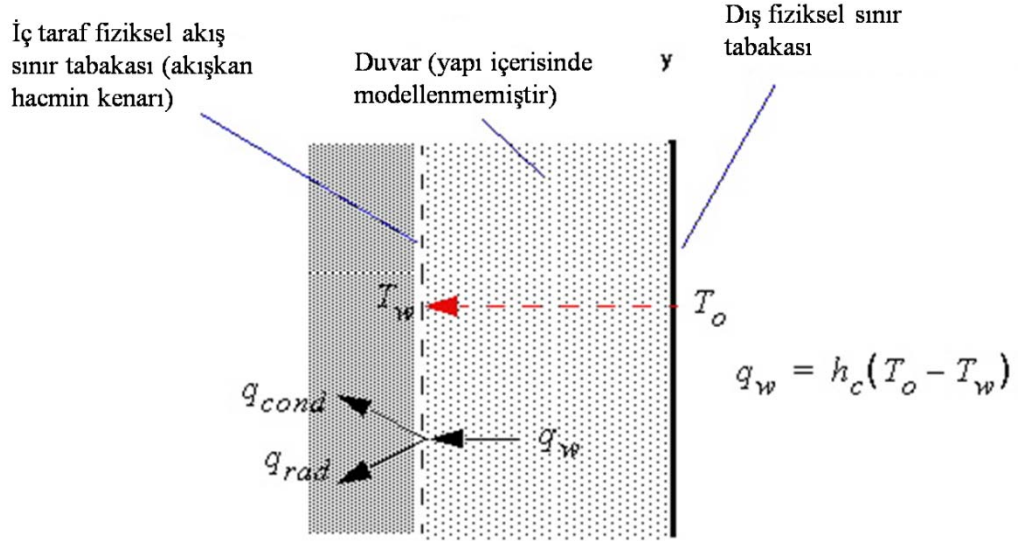
Birinci model taze gıda depolama bölgesi olduğu için standartlarda verilen olabilecek maksimum sıcaklık değeri + 5 C (278 K) ve üretici firmanın verdiği verilere göre bu tip dolaplarda içeriye giren minimum akışkan sıcaklığı -20 C (253 K) dir. Böylece birinci model için film sıcaklığı değeri denklem 4.7'de veriler yerine konarak hesaplanırsa -7.5 C (265.5 K) olacaktır. İkinci model dikey tip bir no-frost dondurucu olduğu için standartlarda verilen olabilecek maksimum sıcaklık değeri -18 C (255 K) ve ölçümler sonucunda içeriye giren akışkanın minimum sıcaklığı -22,1 C (250,9 K) olmaktadır. İkinci model için film sıcaklığı değeri denklem 4.7'de veriler yerine konarak hesaplanırsa yaklaşık olarak -20 C (253 K) olacaktır.

Sayısal çalışma kapsamında, film sıcaklığının hesaplanmasından sonra, dış duvarlar için toplam ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Bu hesaplama dış duvardaki ısı akısının bir dış ısı transfer katsayısı h_c ve dış sıcaklık değerinin T_0 kullanılabilmesi

prensibine dayanarak yapılmıştır. Toplam ısı transferi katsayısı belirlenecek duvarda ısı akısı denklem 4.8'e göre hesaplanır. Sınır koşulunun temel mantığını anlatan şematik gösterim Şekil 4.8'de ayrıca verilmiştir.

$$q_w = h_c(T_o - T_w) = q_{rad} + q_{cond} \quad (4.8)$$

İçinde ısı üretiminin olmadığı düzlemsel bir duvarda bir boyutlu, sürekli rejimde, ısı iletim akısının sabit olup duvarın kesit uzunluğu x 'ten bağımsızdır (Incropera, Frank P., DeWitt, David P., çev., 2004, s. 80). Buradan yola çıkarak toplam ısı transfer katsayıları dondurucu ve soğutucu modelin duvarlarındaki iletim direncinden hesaplanabilir.



Şekil 4.8 Kompozit bir duvarda toplam ısı transferi katsayısı hesabı

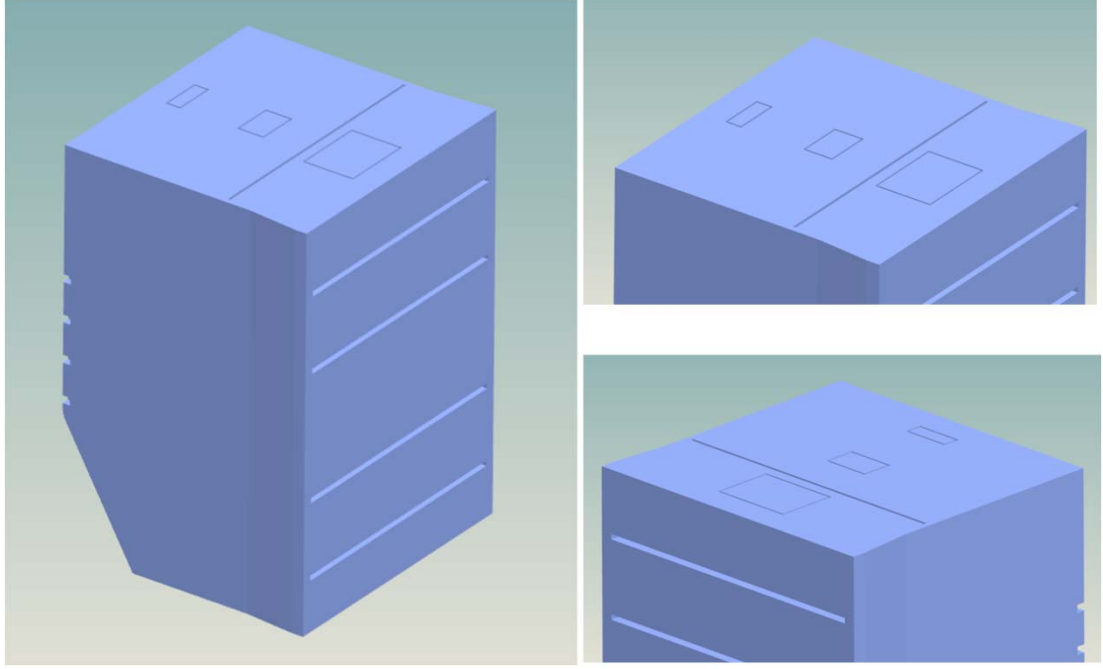
BÖLÜM BEŞ

SAYISAL ÇALIŞMA

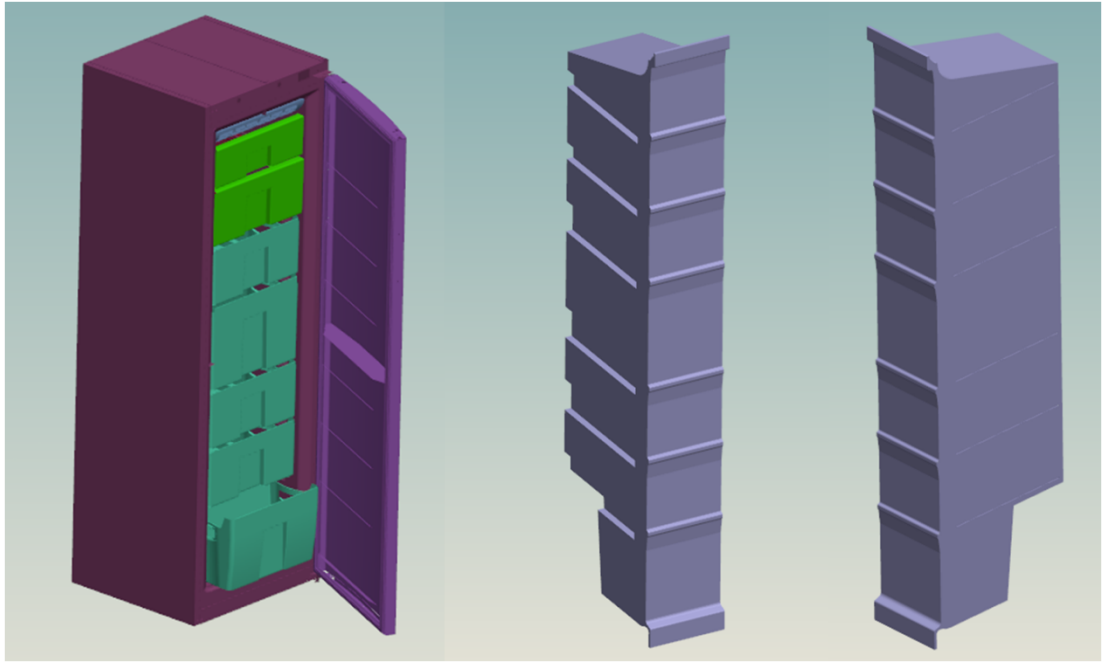
Bu bölümde, bölüm 4.3’de bahsedilen yöntem kapsamında, bir adet ev tipi geleneksel buzdolabına dikey yönde hava üfleyen iki adet giriş menfezi ve bir adet çıkış menfezi eklenerek oluşturulan modelin ve dikey tip bir no-frost dondurucu modelinin akış ve sıcaklık dağılımlarının incelenmesi amacıyla bilgisayar ortamında gerçekleştirilen sayısal çalışma adımları, sayısal çalışmanın görsel ve teorik sonuçları üzerinde durulacaktır.

5.1 Modelleme

Sayısal çalışma kapsamında her iki modelde de içerideki sıcaklık dağılımları ve hava dolaşımı inceleneceği için iç hacmi kaplayan hava hacmi modelleri oluşturularak başlanmıştır. Birinci modelde evlerde kullanılan geleneksel tip bir buzdolabının üzerinden ölçü alınarak “Pro/Engineer Wildfire 3.0” parametrik katı modelleme programı yardımıyla hava hacmi modeli oluşturulmuştur. Daha sonra bu modele dikey yönde hava üfleyen iki adet giriş menfezi ve bir adet çıkış menfezi eklenmiştir. İkinci modelde ise modelleme ikinci aşamalı olarak gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada üretici firmadan alınan dikey tip no-frost dondurucu modeli üzerinde bazı basitleştirmeler yapılmıştır. “Pro/Engineer Wildfire 3.0” parametrik katı modelleme programı yardımıyla hava hacmi oluşturulduktan sonra “ANSYS Workbench 11” paket programının “Design Modeler” modülü kullanılarak giriş ve çıkış yüzeylerinin katı model üzerinde fakat ayrı bir yüzeymiş gibi davranması sağlanmıştır. Daha sonradan bu yüzeylere giriş ve çıkış sınır koşulları verilecektir. Şekil 5.1’de birinci modelin hava hacmi ve daha sonradan eklenen giriş, çıkış menfezleri gösterilmiştir. Şekil 5.2’de ise dikey tip no-frost dondurucunun montaj modeli ve bu montaj modeli kullanılarak oluşturulan hava hacmi gösterilmiştir. Şekil 5.2’den de görüldüğü üzere dikey tip no-frost dondurucunun hava hacmi yarım bir modeldir. No-frost dondurucunun ortasından geçen simetri eksenine göre dondurucunun sağ ve sol tarafları simetriktir ve sayısal çalışma (analizler) yapılırken sistem hafızasında çok yer kaplamaması için hava hacmi modeli bu şekilde oluşturulmuştur.



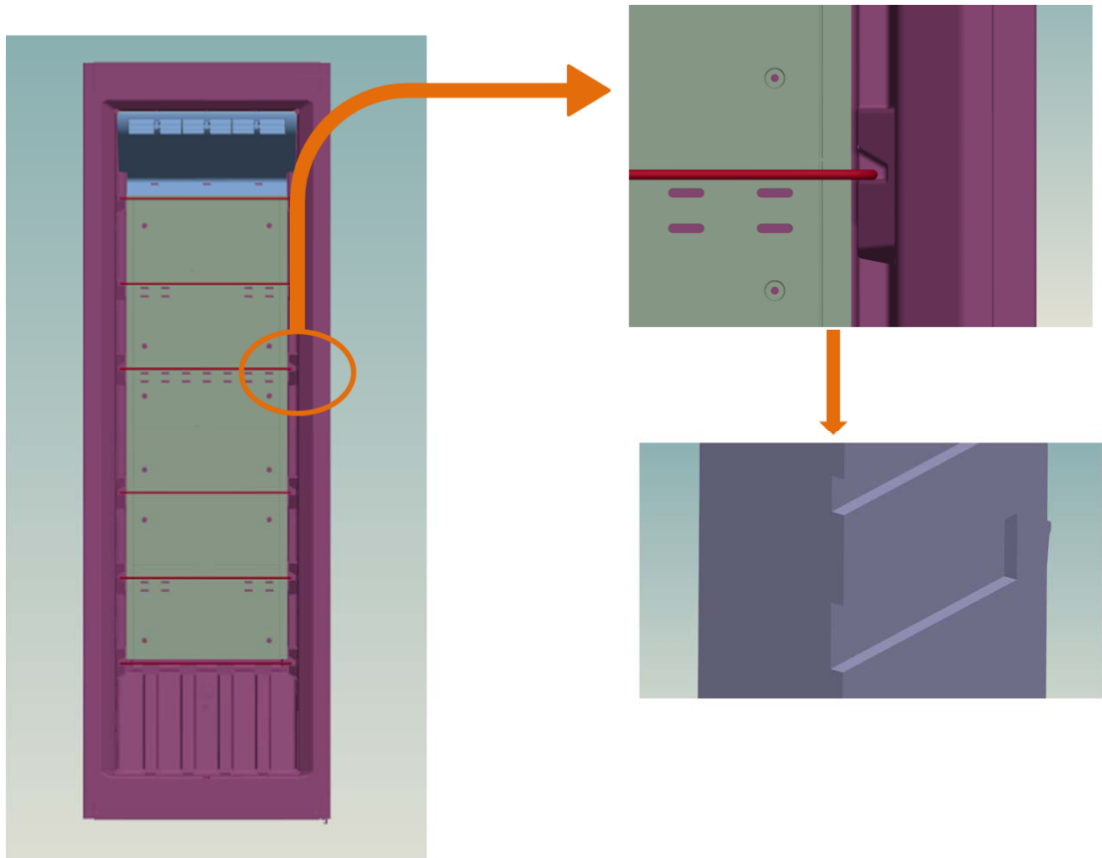
Şekil 5.1 Birinci model hava hacmi, eklenen giriş ve çıkış menfezleri



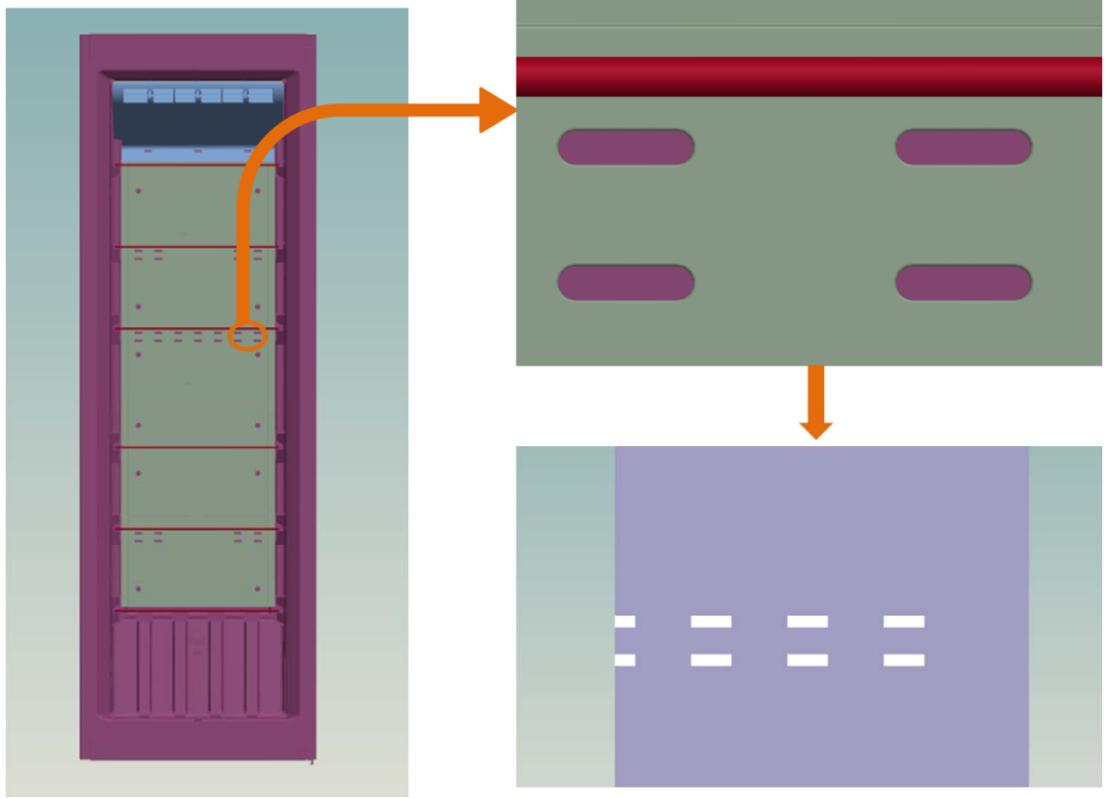
Şekil 5.2 Dikey tip no-frost dondurucu montaj modeli ve yarım hava hacmi

Her iki modelde de hava hacminin oluşturulması aşamasında bazı basitleştirmelere gidilmiştir. Bu basitleştirmeler, akışı, ısı transferini etkilemeyecek kadar önemsizdirler. Tamamen ağ yapısı oluşturulurken ve çözüm yapılıyorken sistem hafızasını zorlamamaları, yakınsama problemlerine yol açmamaları düşünülerek gerçekleştirilmiştir. Bunlar arasında, gövde plastiğinin kalıptan rahat

çıkabilmesi için verilen kalıp açısının dikkate alınmaması, rafların oturma yüzeylerindeki eğimlerin kaldırılması, tel rafların oturma detaylarının dikkate alınmaması, hava kanal kapakları üzerinde bulunan hava giriş menfezlerinin slot şeklinde olmasına rağmen aynı uzunluğa ve genişliğe sahip olan dikdörtgenler olarak düşünülmesi, buharlaştırıcının açık olan ağzındaki perde perde olan kısımlarda ince olanların (yaklaşık 1,5 – 2 mm gibi) buharlaştırıcı kapağının üzerinde dikkate alınmaması ve normalde 2,5 mm çapında olan tel rafların 2,5 mm çapındaki bir daireyi içine alacak dikdörtgen prizmalar şeklinde kabul edilmesi sayılabilir. Şekil 5.3 ve Şekil 5.4’de basitleştirmelerden bazıları gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Raf oturma yüzeylerindeki eğimlerin kaldırılması



Şekil 5.4 Hava giriş menfezlerinin aynı uzunluğa ve genişliğe sahip dikdörtgenler olarak düşünülmesi

5.2 Kabuller, Sınır Şartları ve Malzeme Özellikleri

ANSYS CFX ortamında ısı analiz ve akış analizi için gerekli olan sınır şartları ve özelliklerin bir kısmı deneysel ölçümlere, bir kısmı standartlarda belirtilen değerlere, bir kısmı ise bazı teorik hesaplara göre belirlenmiştir. Her iki modelde de ortak kabuller yapılarak analiz tanımlamaları yapılmıştır. Buna göre;

1. Akışın sıkıştırılamayan bir akış olduğu kabul edilmiş,
2. Enerji denklemindeki viskoz yayılım terimi ihmal edilmiş,
3. Kararlı bir durum anı için analizin yapıldığı düşünülmüş,
4. Hava sızıntısı, fan motoru, no-frost ısıtıcısının etkisiyle gerçekleşen ısı transferi miktarları dikkate alınmamış,
5. İçeride dolaşan akışkanın termofiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişiminin çok küçük olduğu bu nedenle termofiziksel özelliklerin sabit olduğu kabul edilmiş,
6. Akışın laminar olduğu kabul edilmiş,

7. Birinci modelde soğutucu ve dondurucu kısım arasında gerçekleşen ısı transferinin ihmal edilebilecek olduğu kabul edilmiş,
8. Her iki hacim içerisinde de ışıyım ile gerçekleşebilecek ısı transferinin ihmal edilebilecek olduğu kabul edilmiş,
9. Test odası içerisinde hava akış hızının sıfıra yakın oluşu ve test odası hava sıcaklığı ile no-frost dondurucu yüzey sıcaklıkları arasındaki farkın çok düşük olması sebebiyle, taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferinin iletim yoluyla gerçekleşen ısı transferi yanında ihmal edilebilir olduğu kabul edilmiştir.

Her iki model için sınır şartlarının tanımlanabileceği yüzeylere isimler verilmiştir. İsimlendirme, analiz tanımlamaları sırasında yüzeyleri seçme karmaşasından kurtulabilmek maksadıyla yapılmıştır. Tablo 5.1 ve Tablo 5.2’de sırasıyla birinci model ve ikinci model için verilen sınır şartları bölge isimlerine göre verilmektedir.

Tablo 5.1 Soğutucu hacim (birinci model) bölgeleri ve bölgelere göre tanımlanan sınır şartları

Bölge İsmi	Sınır Koşulu Tipi	Sınır Koşulu
Ön giriş	Giriş sınır koşulu	Hız: 0,141 m/sn (yüzeye dik yönde) Sıcaklık: 253 K
Arka Giriş	Giriş sınır koşulu	Hız: 0,282 m/sn (yüzeye dik yönde) Sıcaklık: 253 K
Çıkış	Çıkış (outlet) sınır koşulu	Statik relatif basınç: 0 Pa
Üst Duvar	Duvar sınır koşulu	Adyabatik
Sol yan duvar	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 327 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,44 W/m ² K
Sol yan kapı duvarı	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 302 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,4 W/m ² K
Sağ yan duvar	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 327 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,44 W/m ² K
Sağ yan kapı duvarı	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 302 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,4 W/m ² K
Alt duvar	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 302 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,27 W/m ² K
Arka duvar	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 327 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,37 W/m ² K
Ön duvar	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 302 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,59 W/m ² K

Tablo 5.2 Dikey tip no-frost dondurucu bölgeleri ve bölgelere göre tanımlanan sınır şartları

Bölge İsmi	Sınır Koşulu Tipi	Sınır Koşulu
Giriş 1	Giriş sınır koşulu	Hız: 1,9 m/sn (yüzeye dik yönde) Sıcaklık: 251 K
Giriş 2	Giriş sınır koşulu	Hız: 1,85 m/sn (yüzeye dik yönde) Sıcaklık: 251 K
Giriş 3	Giriş sınır koşulu	Hız: 1,8 m/sn (yüzeye dik yönde) Sıcaklık: 250,7 K
Giriş 4	Giriş sınır koşulu	Hız: 1,75 m/sn (yüzeye dik yönde) Sıcaklık: 252 K
Giriş 5	Giriş sınır koşulu	Hız: 1,7 m/sn (yüzeye dik yönde) Sıcaklık: 252,7 K
Giriş 6	Giriş sınır koşulu	Hız: 1,7 m/sn (yüzeye dik yönde) Sıcaklık: 253,2 K
Çıkış	Çıkış (outlet) sınır koşulu	Statik relatif basınç: 0 Pa
Simetri duvarı	Simetri sınır koşulu	Simetri
Buharlaştırıcı duvarı	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 253,5 K
Yan duvar	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 297 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,271 W/m ² K
Alt duvar	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 297 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,224 W/m ² K
Arka duvar	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 297,2 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,249 W/m ² K
Üst duvar	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 297 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,181 W/m ² K
Kompresör ön duvar	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 297,7 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,214 W/m ² K
Kompresör üst duvar	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 296,5 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,223 W/m ² K
Ön kapı duvarı	Duvar sınır koşulu	Sıcaklık: 297 K Toplam ısı transfer katsayısı: 0,315 W/m ² K

Tablo 5.1'deki değerler üretici firmadan alınmıştır. Tablo 5.2'deki sıcaklık ve hız değerleri bir önceki bölümde anlatılan ölçümlerden alınmışlardır. Toplam ısı transfer katsayıları ise iletim direncinden gidilerek hesaplanan değerlerdir. İletim direncinin hesaplanmasında sadece poliüretanın ısı iletim katsayısı dikkate alınmıştır. Burada poliüretanın ısı iletim katsayısı 0,0214 W/mK olarak alınmıştır. Bu değer, üretici

firma bünyesinde dondurucu ve soğutuculardan düzenli olarak alınan numunelerin, ısı iletim katsayısı ölçümlerinden deneysel olarak elde edilen değerdir. Poliüretan kalınlıkları bölgelere göre değişkendir. (Yılmaz, U., 2008) Tablo 5.3’de bölgelere göre kullanılan poliüretan kalınlıkları verilmiştir.

Tablo 5.3 Bölgelere göre kullanılan poliüretan kalınlıkları

Bölge isimleri	Poliüretan (PU) kalınlıkları (mm)
Üst duvar	118
Arka duvar	86
Kompresör üst duvar	96
Kompresör ön duvar	100
Alt duvar	95,5
Ön kapı duvarı	68
Yan duvar	79

Soğutucu ve dondurucu hacim içerisinde dolaşacak havanın termofiziksel özellikleri ise bölüm 4.3’te anlatılan film sıcaklıklarına göre hesaplanmıştır. Tablo 5.4’de dondurucu ve soğutucu hacmin hesaplanan film sıcaklığı değerlerine göre termofiziksel özellikleri verilmiştir.

Tablo 5.4 Havanın hesaplanan film sıcaklıklarına göre termofiziksel özellikleri (Incropera, Frank P., DeWitt, David P., çev., 2004, s. 907, Çizelge A.4)

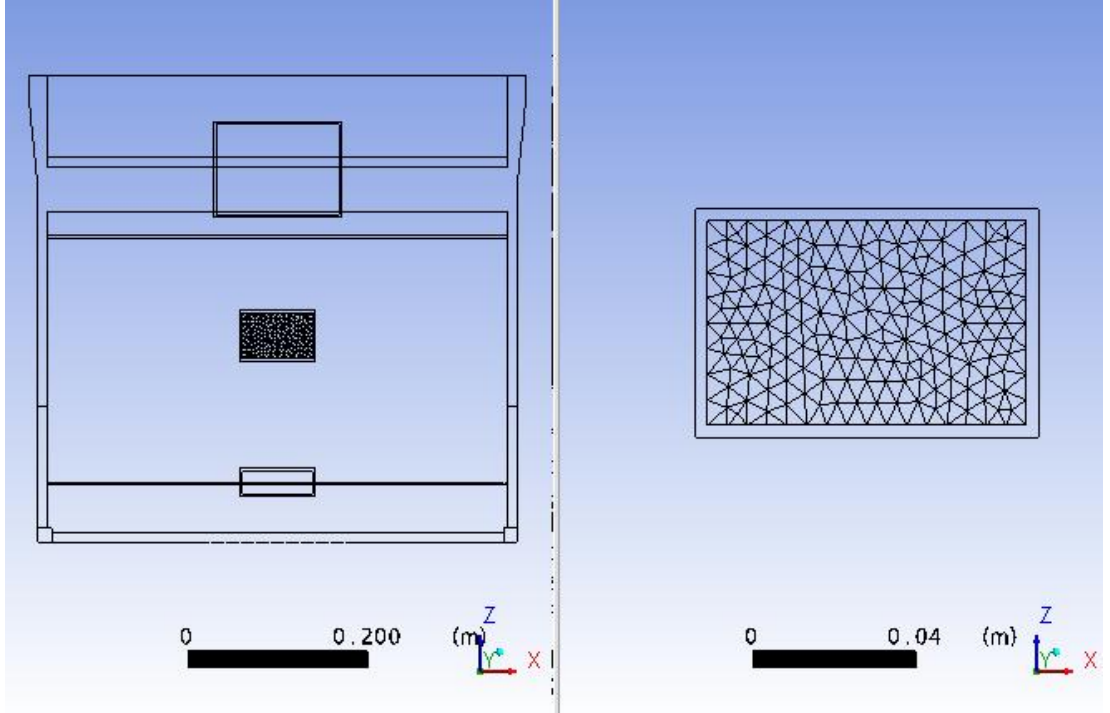
Termofiziksel özellik	265,5 K	253 K
Yoğunluk (ρ) kg/m ³	1,3224	1,3807
Sabit basınç özgül ısısı (C_p) kJ/kg.K	1,006	1,006
Dinamik viskozite ($\mu \times 10^7$) Pa.s	167,35	161,1
Kinematik viskozite ($\nu \times 10^6$) m ² /s	12,82	11,71
Isı iletim katsayısı ($k \times 10^3$) W/mK	23,54	22,54
Isıl yayılım katsayısı ($\alpha \times 10^6$) m ² /s	17,95	16,296
Prandtl sayısı	0,716	0,719
Termal genleşme katsayısı ($\beta \times 10^3$) 1/K	3,766	3,9526

5.3 Ağ yapısı (Mesh)

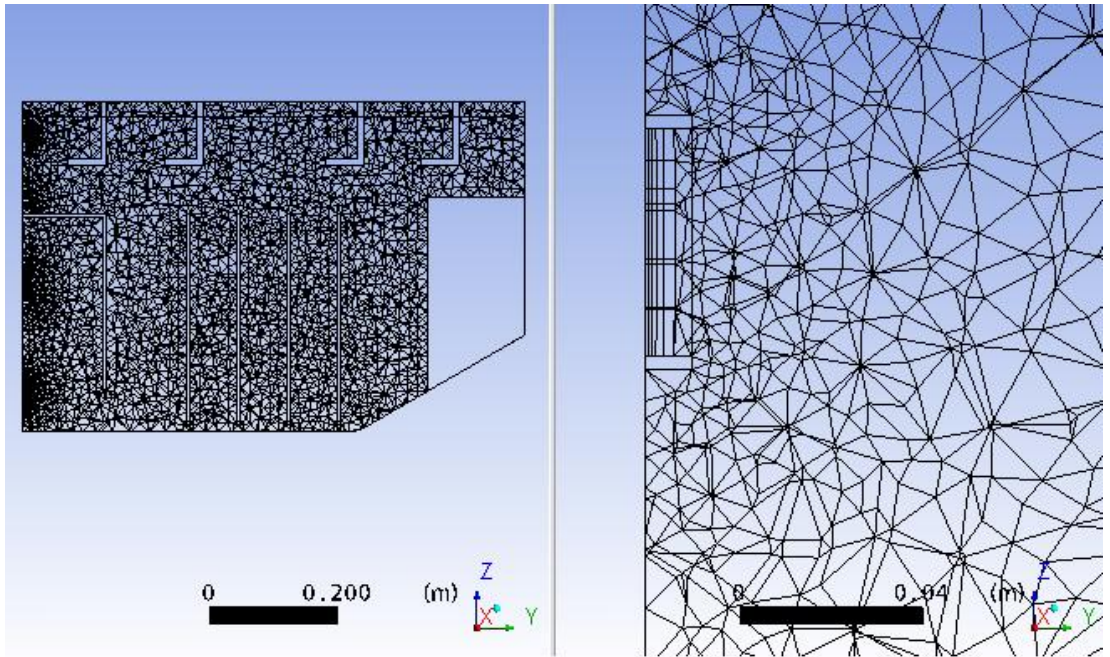
“ANSYS CFX 11” paket programda bilgisayar analizleri için hazırlanan ağ yapısında her iki model için de üç farklı ağ yapısı hazırlanmıştır. Birinci modelde (soğutucu hacim) hazırlanan ağ yapısı “ANSYS 11 CFX-Mesh” programı yardımıyla hazırlanmıştır. Burada standart yüzey boşlukları, standart hacim boşlukları değerleri değiştirilmiş, ayrıca ön giriş, arka giriş, çıkış bölgelerine yüzey boşlukları ve geçiş katmanları tanımlanmıştır. Birinci modele ait (soğutucu hacim) ağ yapılarından üçüncü ağ yapısında diğer ağ yapılarından farklı olarak arka duvar ve ön duvara da ayrıca geçiş katmanları tanımlanmıştır. Geçiş katmanları, yüzeyden prizmatik bir şekilde başlayan ve sonra hacmin içine doğru üçgen yapılara dönüşen elemanlar yaratmak anlamına gelmektedir. Şekil 5.5’de üçüncü ağ yapısına ait ön giriş yüzeyi üzerindeki üçgensel elemanlar gösterilmektedir. Şekil 5.6’da ise üçüncü ağ yapısının ortasından geçen düzlem üzerinde, ön giriş bölgesine ait geçiş katmanları gösterilmektedir. Tablo 5.5’de üç ağ yapısı için ağ yapısı istatistikleri verilmiştir.

Tablo 5.5 Birinci model (soğutucu hacim) için ağ yapısı istatistikleri

Ağ yapısı ismi	Ağ yapısı istatistikleri	
Birinci ağ yapısı	Toplam düğüm sayısı	74453
	Toplam tetrahedral eleman sayısı	375058
	Toplam piramitsel eleman sayısı	21
	Toplam prizmatik eleman sayısı	1141
	Toplam eleman sayısı	376220
İkinci ağ yapısı	Toplam düğüm sayısı	325225
	Toplam tetrahedral eleman sayısı	173590
	Toplam piramitsel eleman sayısı	0
	Toplam prizmatik eleman sayısı	5280
	Toplam eleman sayısı	1740370
Üçüncü ağ yapısı	Toplam düğüm sayısı	383186
	Toplam tetrahedral eleman sayısı	1685382
	Toplam piramitsel eleman sayısı	2413
	Toplam prizmatik eleman sayısı	125511
	Toplam eleman sayısı	1813306



Şekil 5.5 Birinci model (soğutucu hacim) ön giriş yüzeyi ağ yapısı yüzey boşlukları



Şekil 5.6 Birinci model (soğutucu hacim) ön giriş yüzeyi ağ yapısı geçiş katmanları

İkinci modelde (no-frost dondurucu) ağ yapısının hazırlanması için yine “ANSYS 11 CFX-Mesh” programı kullanılmıştır. Ayrıca “ANSYS Workbench 11” paket programının “Design Modeler” modülü kullanılarak da ağ yapısı için giriş ve

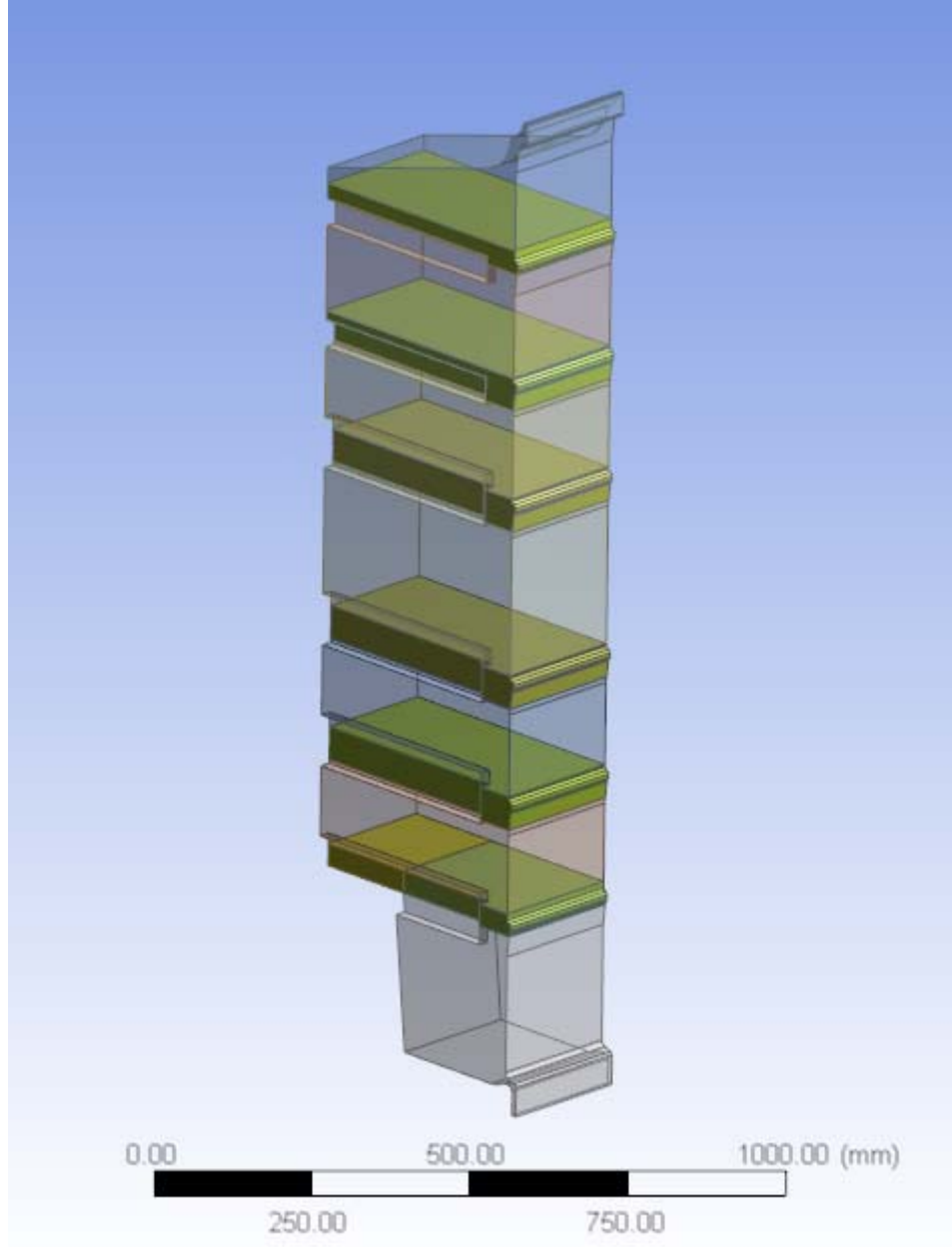
çıkış yüzeylerinin katı hacimden ayrılması işlemi ve blok hacimlerin oluşturulması işlemi gerçekleştirilmiştir. İkinci model için hazırlanan üç ağ yapısından ilkinde sadece standart hacim ve standart yüzey boşluk değerleri değiştirilerek standart bir ağ yapısı hazırlanmıştır. İkincisi ve üçüncü ağ yapısında ise blok hacimler oluşturularak farklı blok hacimler için farklı boyutlarda ağ yapısı hazırlanabilmesine olanak sağlanmıştır. Şekil 5.7’de “Design Modeler” modülünde hazırlanan farklı blok hacimlere bir örnek gösterilmiştir. Üçüncü ağ yapısında giriş, çıkış yüzeylerine ayrıca yüzey boşlukları ve sadece giriş yüzeylerine geçiş katmanları tanımlanmıştır. Tablo 5.6’da ikinci model (no-frost dondurucu) için hazırlanan üç ağ yapısının ağ yapısı istatistikleri verilmiştir.

Tablo 5.6 İkinci model (no-frost) dondurucu ağ yapısı istatistikleri

Ağ yapısı ismi	Ağ yapısı istatistikleri	
Birinci ağ yapısı	Toplam düğüm sayısı	596676
	Toplam tetrahedral eleman sayısı	3315267
	Toplam piramitsel eleman sayısı	0
	Toplam prizmatik eleman sayısı	0
	Toplam eleman sayısı	3315267
İkinci ağ yapısı	Toplam düğüm sayısı	239957
	Toplam tetrahedral eleman sayısı	1022217
	Toplam piramitsel eleman sayısı	0
	Toplam prizmatik eleman sayısı	0
	Toplam eleman sayısı	1022217
Üçüncü ağ yapısı	Toplam düğüm sayısı	201878
	Toplam tetrahedral eleman sayısı	940021
	Toplam piramitsel eleman sayısı	505
	Toplam prizmatik eleman sayısı	566
	Toplam eleman sayısı	941092

Tablo 5.6’daki ağ yapısı istatistiklerinden de görüldüğü üzere birinci ve ikinci ağ yapısında geçiş katmanları tanımlanmadığı için prizmatik ve piramit şeklindeki elemanların sayısı sıfırdır. Eğer duvar sınırlarında hız değerleri hızlı bir değişim gösteriyorsa hız alanı duvar sınırlarında daha iyi bir çözünürlükle sergilenebilir. Geçiş katmanları, özellikle türbülansın önemli olduğu bir modelde veya dar bir boru gibi yüksek en boy oranına sahip modeller için çözümün doğruluk payını arttırabilir.

Eğer kaldırma, sürtünme kuvvetleri veya basınç düşümü ile ilgileniliyorsa geçiş katmanları kullanılmalıdır.



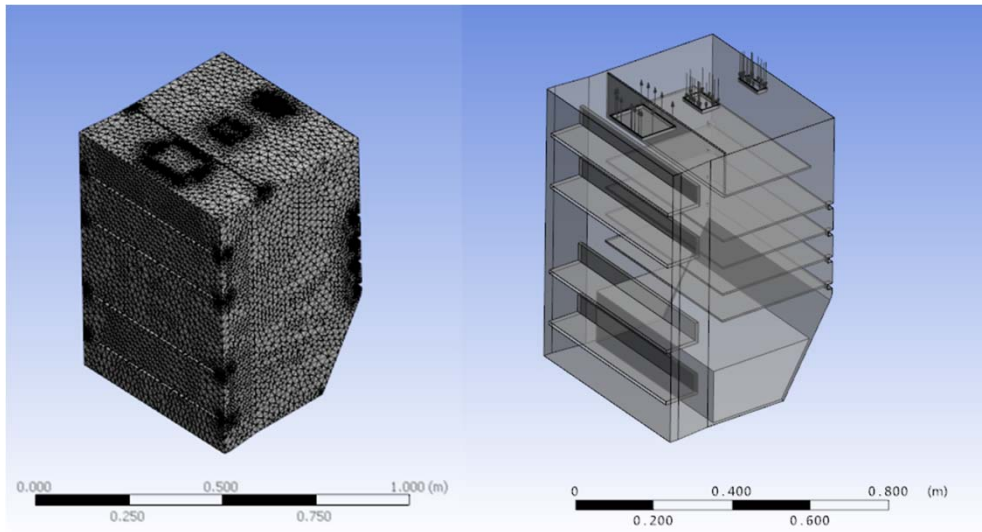
Şekil 5.7 ANSYS Workbench 11 Design Modeler modülünde oluşturulan blok hacimler

5.4 Analizler

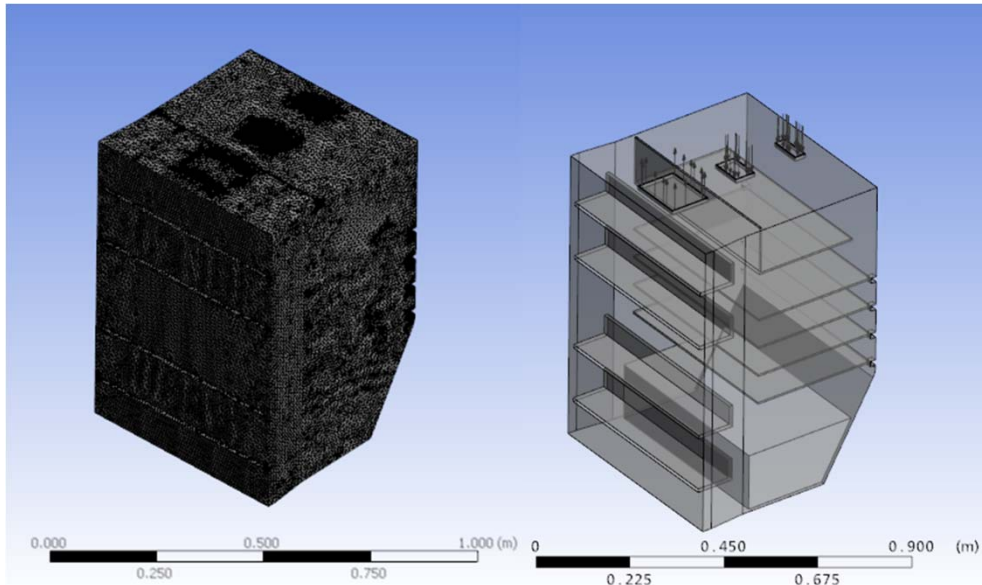
Akış ve sıcaklık analizleri “ANSYS CFX 11” paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Her iki model için üç farklı analiz olmak üzere toplam olarak altı analiz gerçekleştirilmiştir. Birinci model (soğutucu hacim) için karışık taşınım

koşullarında analiz gerçekleştirilirken, ikinci model (no-frost dondurucu) için hem zorlanmış hem de karışık taşınım koşulları için analizler gerçekleştirilmiştir.

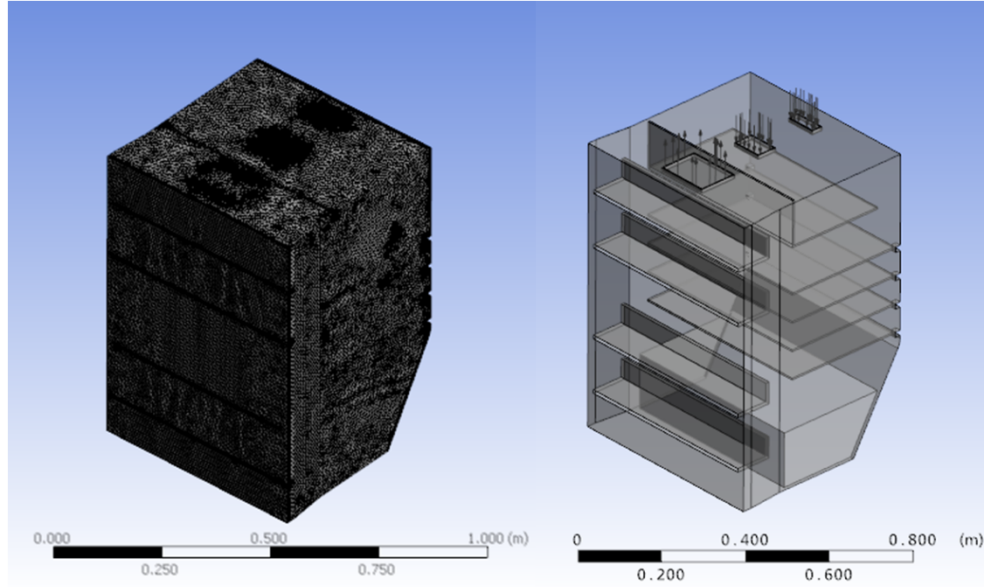
Şekil 5.8 ve Şekil 5.10 arasında birinci modelin (soğutucu hacmin) üç ağ yapısı için de ağ yapıları, giriş ve çıkış sınır koşulları gösterilmiştir. Analizler için gerekli sınır koşulları Tablo 5.1’de verilmiş sınır koşulları olup ayrıca kaldırma kuvvetleri etkin hale getirilmiş, kaldırma kuvvetleri için referans sıcaklık (soğutucu hacim için film sıcaklığı değeri 265,5 K) değeri ve kaldırma kuvvetleri için aşağı yönde (- y yönünde) bir yerçekimi ivmesi ($9,81 \text{ m/s}^2$) tanımlanmıştır.



Şekil 5.8 Birinci model (soğutucu hacim) birinci ağ yapısı, giriş ve çıkış sınırı koşulları



Şekil 5.9 Birinci model (soğutucu hacim) ikinci ağ yapısı, giriş ve çıkış sınır koşulları

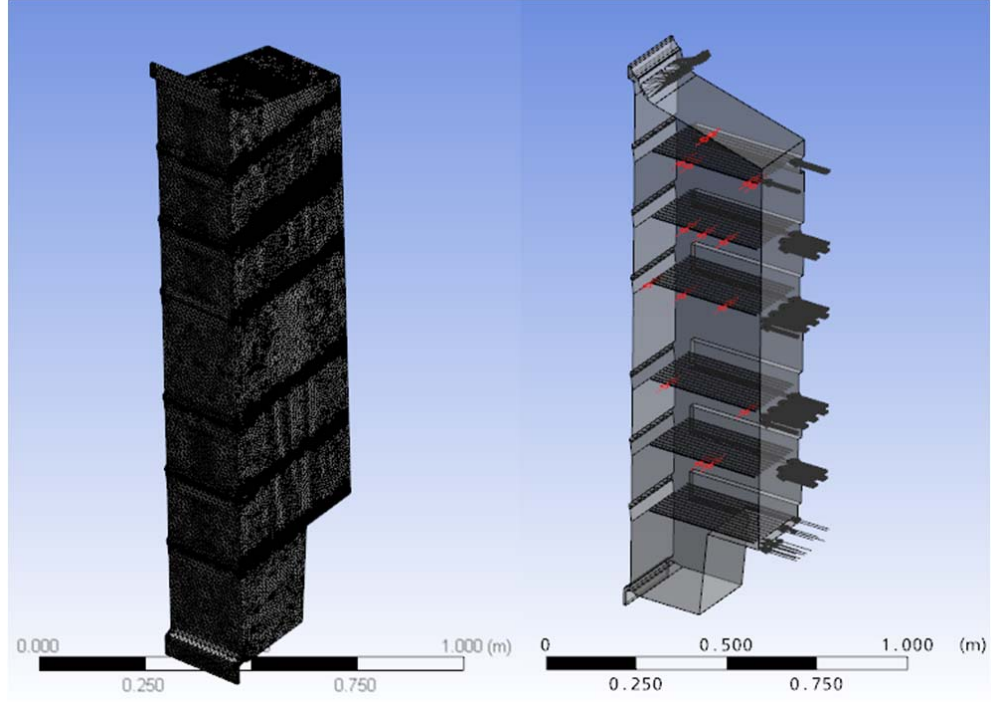


Şekil 5.10 Birinci model (soğutucu hacim) üçüncü ağ yapısı, giriş ve çıkış sınır koşulları

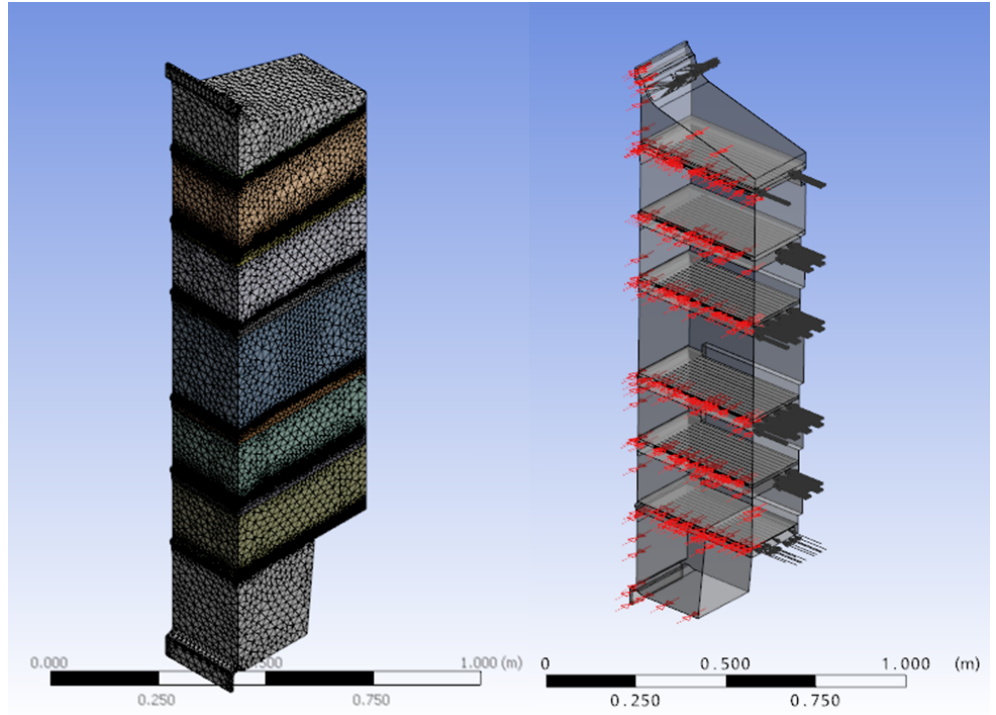
Şekil 5.11 ve Şekil 5.13 arasında ikinci modelin (no-frost dondurucu) üç ağ yapısı için de ağ yapıları ve giriş, çıkış ve simetri sınır koşulları gösterilmiştir. Analizler için gerekli sınır koşulları Tablo 5.2’de verilmiş sınır koşulları olup ayrıca kaldırma kuvvetleri etkin hale getirilmiş, kaldırma kuvvetleri için referans sıcaklık (no-frost dondurucu için film sıcaklığı değeri 253 K) değeri ve kaldırma kuvvetleri için aşağı yönde (+ y yönünde) bir yerçekimi ivmesi ($9,81 \text{ m/s}^2$) tanımlanmıştır. Yerçekimi ivmesinin birinci model (soğutucu hacim) için – y yönünde, ikinci model için + y yönünde tanımlanması yanlış bir tanımlama yapıldığı izlenimi yaratmamalıdır. Bu tamamen modelleme aşaması ile ilgili bir durumdur. Modelleme esnasında global koordinat düzlemine göre modelin nasıl oluşturulduğu ile ilgilidir. Tablo 5.7’de zorlanmış taşınım çözümleri sonunda bulunan Reynolds (Re) sayısı değerleri, Rayleigh (Ra) sayısı değerleri, ayrıca Gr/Re^2 değerleri verilmiştir. Tablodan görüleceği üzere birinci model (soğutucu hacim) için zorlanmış taşınım etkileri göz ardı edilebilir. İkinci model (no-frost dondurucu) için zorlanmış ve karışık taşınım etkileri birlikte düşünülmelidir.

Tablo 5.7 Birinci model ve ikinci model için boyutsuz sayılar

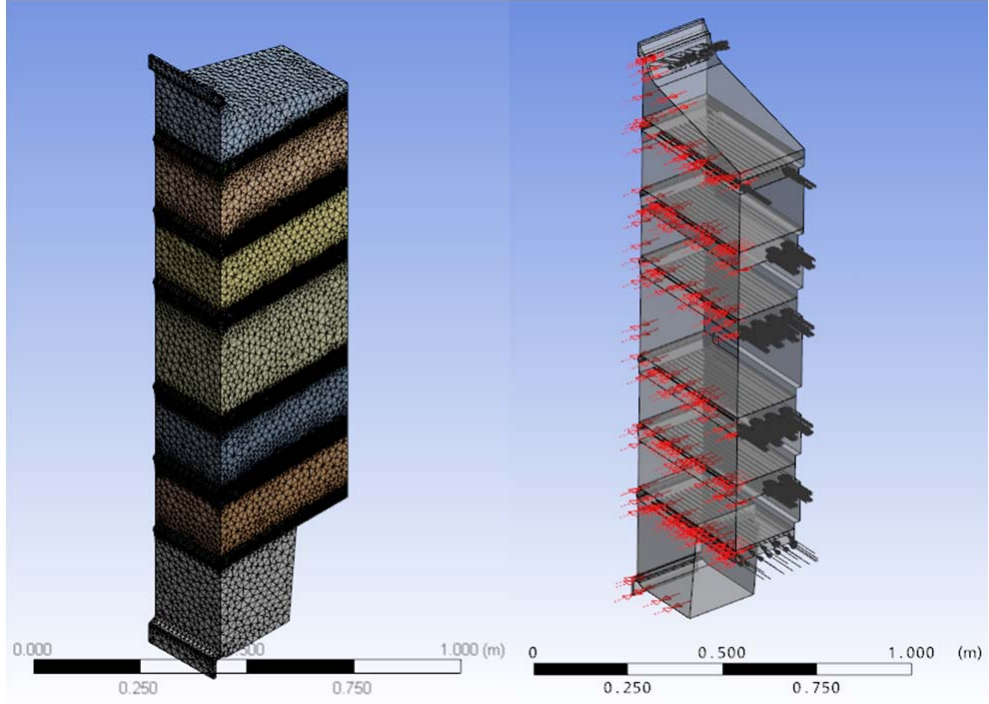
Model ismi	Re	Ra	Gr/Re^2
Birinci model (soğutucu hacim)	$3,6806 \times 10^3$	$9,5862 \times 10^8$	99
İkinci model (no-frost dondurucu)	$1,9512 \times 10^4$	$3,5025 \times 10^8$	1,23



Şekil 5.11 İkinci model (no-frost dondurucu) birinci ağ yapısı, giriş, çıkış ve simetri sınır koşulları



Şekil 5.12 İkinci model (no-frost dondurucu) ikinci ağ yapısı, giriş, çıkış ve simetri sınır koşulları



Şekil 5.13 İkinci model (no-frost dondurucu) üçüncü ağ yapısı, giriş, çıkış ve simetri sınır koşulları

BÖLÜM ALTI

SONUÇLAR

Bu çalışmada, bir ev tipi geleneksel buzdolabının soğutucu kısmına dikey yönde hava üfleyen iki hava giriş menfezi ve bir adet çıkış menfezi eklenerek oluşturulan yeni model ile üretici firmadan üç boyutlu datası alınan dikey tip bir no-frost dondurucunun içerisindeki sıcaklık, akış analizleri gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak soğutucu hacmin verileri üretici firmadan alınmış daha sonra karışık taşınım koşulları için sıcaklık ve akış analizleri bilgisayar ortamında yapılmıştır. Ayrıca no-frost dondurucu modelinin tez kapsamında belirtilen standartlardaki koşullara uygun olarak deneysel ölçümleri yapılmış ve daha sonra deney verileri kullanılarak sıcaklık ve akış analizleri bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir.

Bu aşamada bir önceki aşamada anlatılan sayısal çalışmanın sonuçları incelenecek ve sonuçlar ortaya konulacaktır.

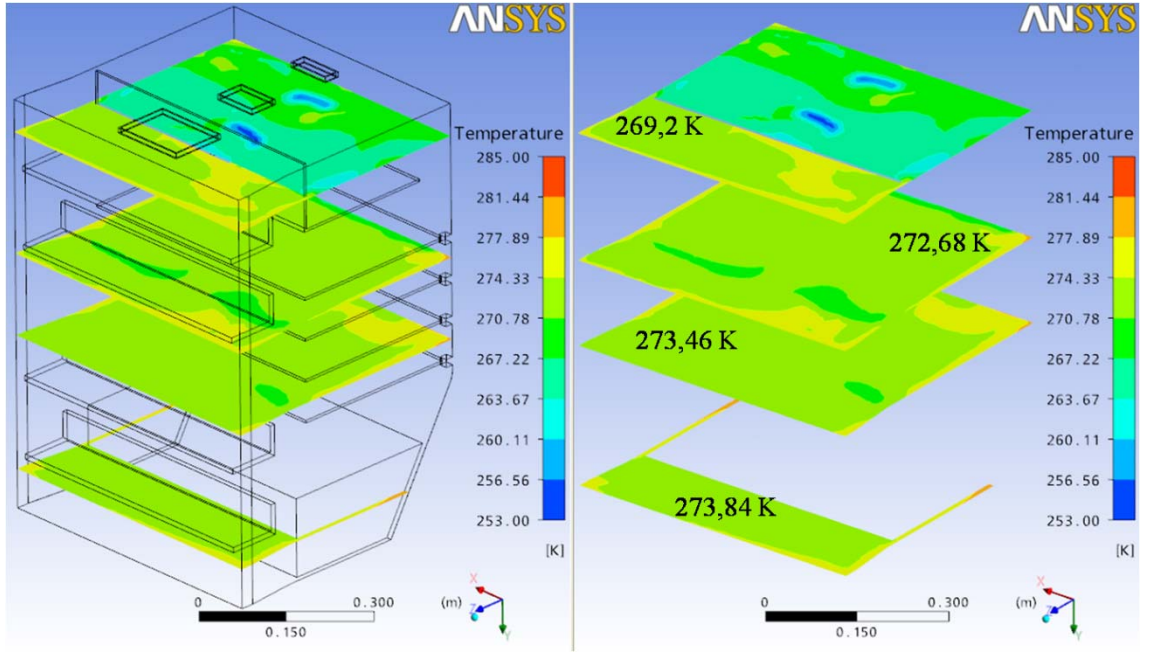
6.1 Sayısal Çalışma Sonuçları

6.1.1 Soğutucu Hacim Sayısal Çalışma Sonuçları

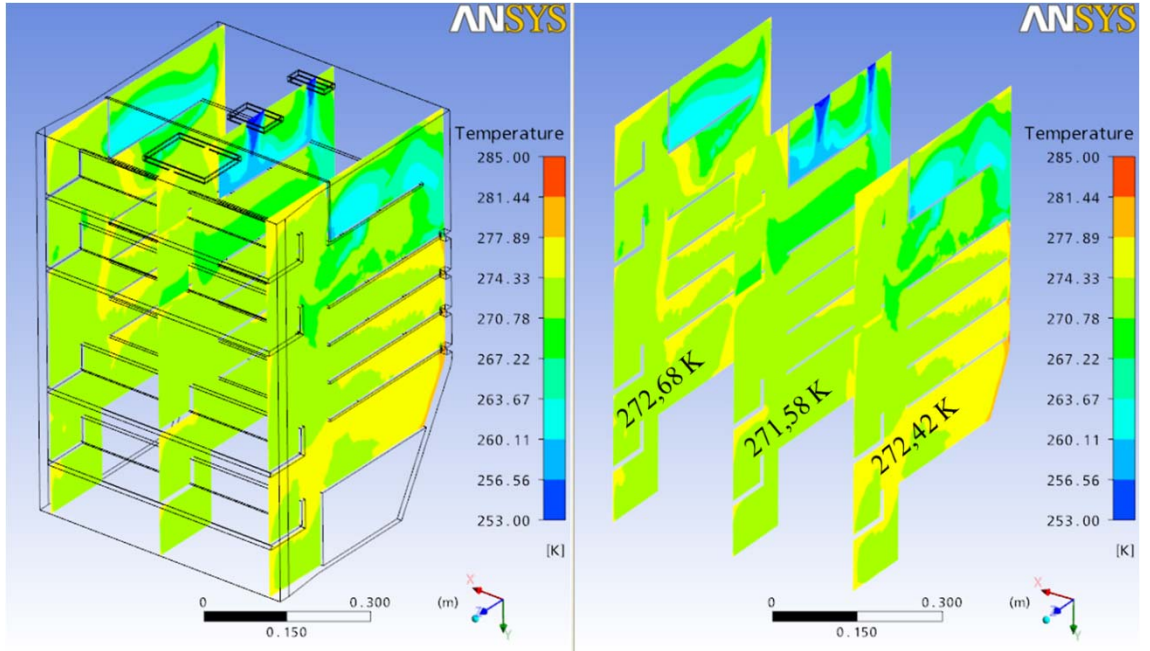
İlk olarak birinci model (soğutucu hacim) için oluşturulan üç farklı ağ yapısının çözüm sonuçları arasında fark görülemediğinden birinci ağ yapısı için karışık taşınım çözümlemesinden elde edilen sonuçlar incelenecektir.

Şekil 6.1’de birinci model üzerinde aşağıya doğru farklı yatay düzlemlerin üzerinde sıcaklık değişimleri ve bu yatay düzlemler üzerinde hesaplanan ortalama sıcaklık değerleri görülmektedir. Buradan açık bir şekilde görülmektedir ki aşağıya doğru gidildikçe sıcaklıklarda bir artış görülmektedir. Şekil 6.2’de ise dikey düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımları ve bu düzlemlerde hesaplanan ortalama sıcaklıklar verilmiştir. Şekil 6.3’de ise simetri düzlemi üzerindeki sıcaklık dağılımı ve bu düzlem üzerindeki ortalama sıcaklık ile maksimum sıcaklık verilmiştir. Sıcaklığın dolap yüksekliğine göre nasıl değiştiğini görebilmek için ön giriş, arka giriş ve çıkış bölgelerinin geometrik merkezlerinden başlayarak soğutucu hacmin en

altına ve sebzelik duvarına kadar olan sıcaklık grafikleri Şekil 6.4, 6.5 ve 6.6'da verilmiştir.

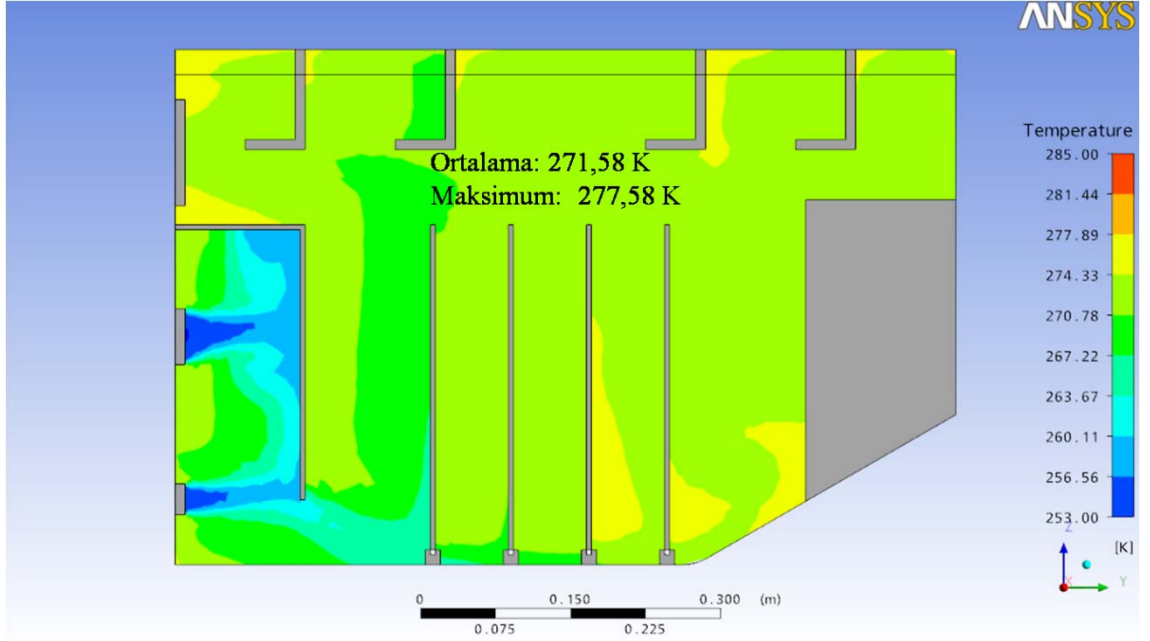


Şekil 6.1 Farklı yatay düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımı ve ortalama sıcaklıklar

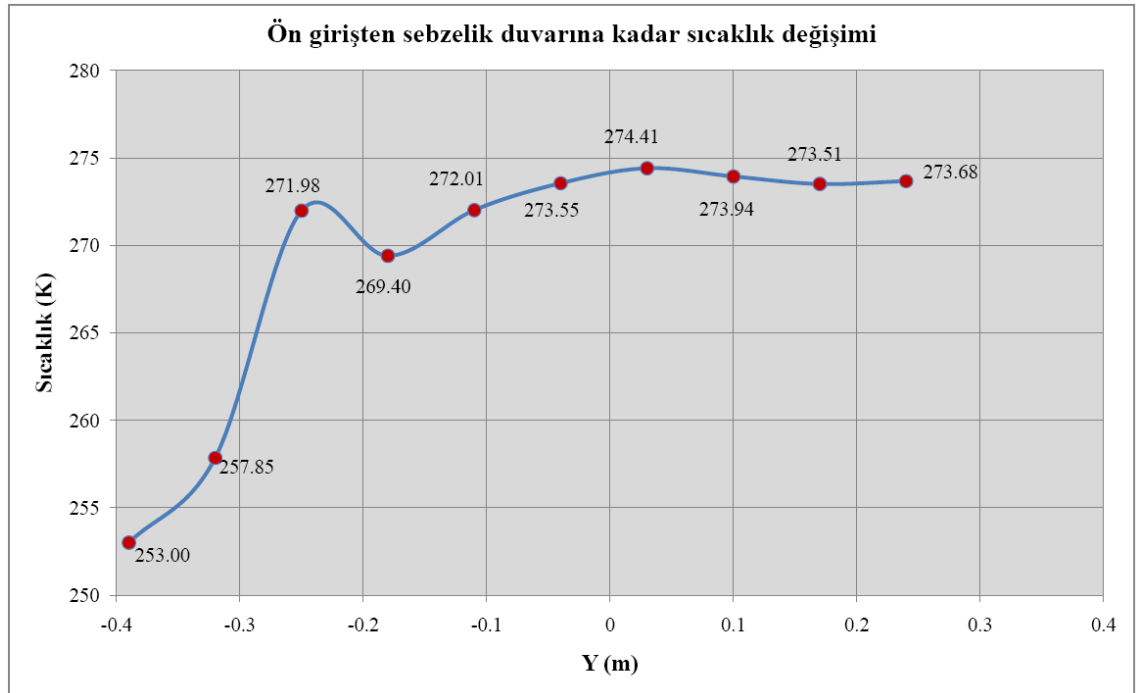


Şekil 6.2 Ortasından geçen düzlem ve bu düzleme paralel düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımları ve ortalama sıcaklıklar

Şekil 6.3'den görüldüğü üzere simetri düzlemi üzerinde maksimum sıcaklığın standartlarda belirtilen değerin altında olduğu görülür. Bölüm 3'de soğutucu hacimler için olabilecek maksimum değerin 5 C (278 K) olacağı anlatılmıştı.



Şekil 6.3 Ortasından geçen düzlem üzerindeki sıcaklık dağılımı ve ortalama sıcaklık



Şekil 6.4 Ön giriş bölgesinden sebzelik duvarına kadar olan sıcaklık değişim grafiği

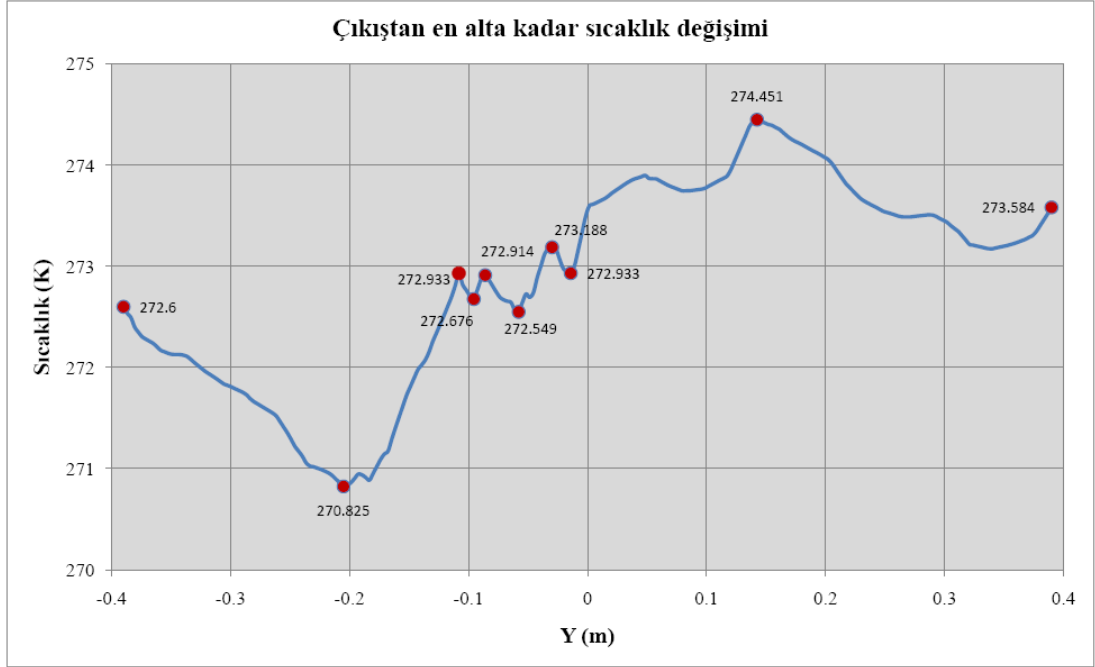
Şekil 6.4'deki grafik incelendiğinde sadece chiller rafından sonraki ikinci rafın altındaki bölgede sıcaklığın azaldığı görülmektedir. Maksimum sıcaklığın 1,4 C (274,41 K) civarında olduğu görülmektedir. Şekil 6.5'den görüldüğü üzere arka girişte sıcaklıklar aşağılara doğru sürekli bir artış göstermektedir. Bunun sebebi dolabın arka duvarına yakın kısımlarda yeterince hava dolaşımı olmamasıdır ve bu nedenle sıcaklıklar aşağılara doğru indikçe sürekli bir artış halindedir.



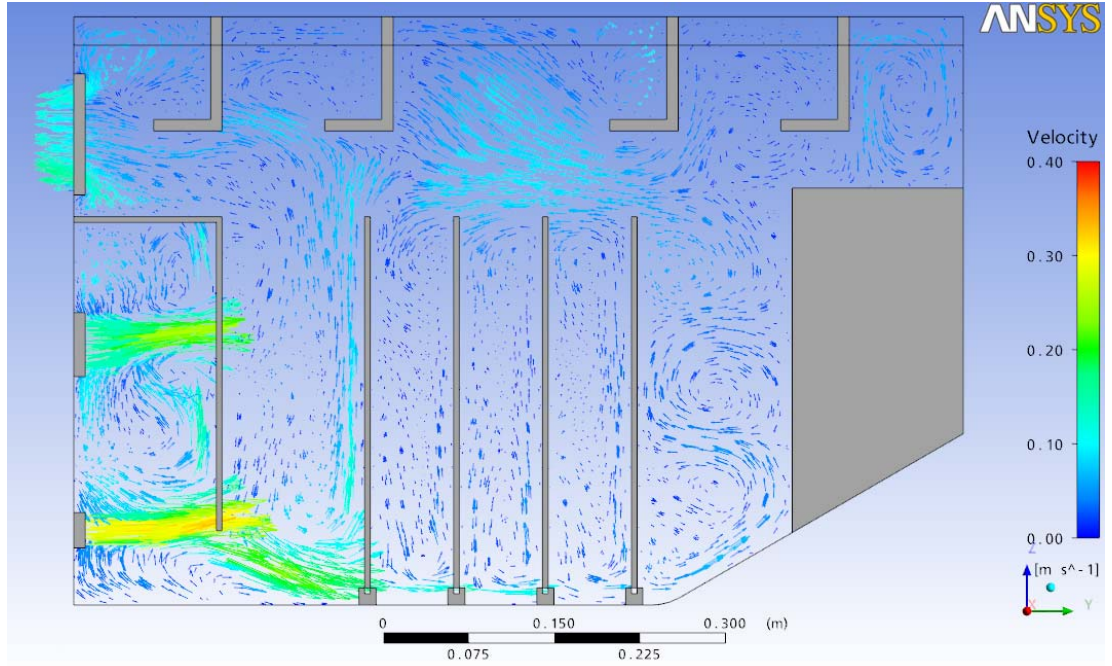
Şekil 6.5 Arka giriş bölgesinden sebzelik duvarına kadar olan sıcaklık değişim grafiği

Buna rağmen Şekil 6.6 incelendiğinde çıkış bölgesinin altında ön kapı duvarına yakın olan kısımlarda sıcaklıkların değişken bir davranış sergilediği görülmektedir. Bunun sebebi ön tarafta hava dolaşımı yeterince gerçekleşmektedir. Sıcaklığı yükselen havanın yoğunluk değeri düştüğünden yukarıya doğru yükselmekte yukarıdan gelen soğuk hava ile karışarak sıcaklığı tekrar düşmektedir. Bu nedenle bu bölgelerde sıcaklık düşmeleri olmaktadır. Şekil 6.7'de simetri düzlemi üzerindeki hız vektörleri verilmiştir. Şekil 6.8'de ise yine simetri düzlemi üzerinde hız dağılımları gösterilmiş ve aynı şekil üzerinde düzlem üzerindeki maksimum, ortalama hız değerleri de gösterilmiştir. Maksimum sıcaklığın oluştuğu noktaya bakıldığında bu bölgede hız değerlerinin çok düşük olduğu görülür. Yine Şekil 6.9, 6.10 ve 6.11'de ön giriş, arka giriş ve çıkış bölgelerinin geometrik merkezlerinden başlayarak

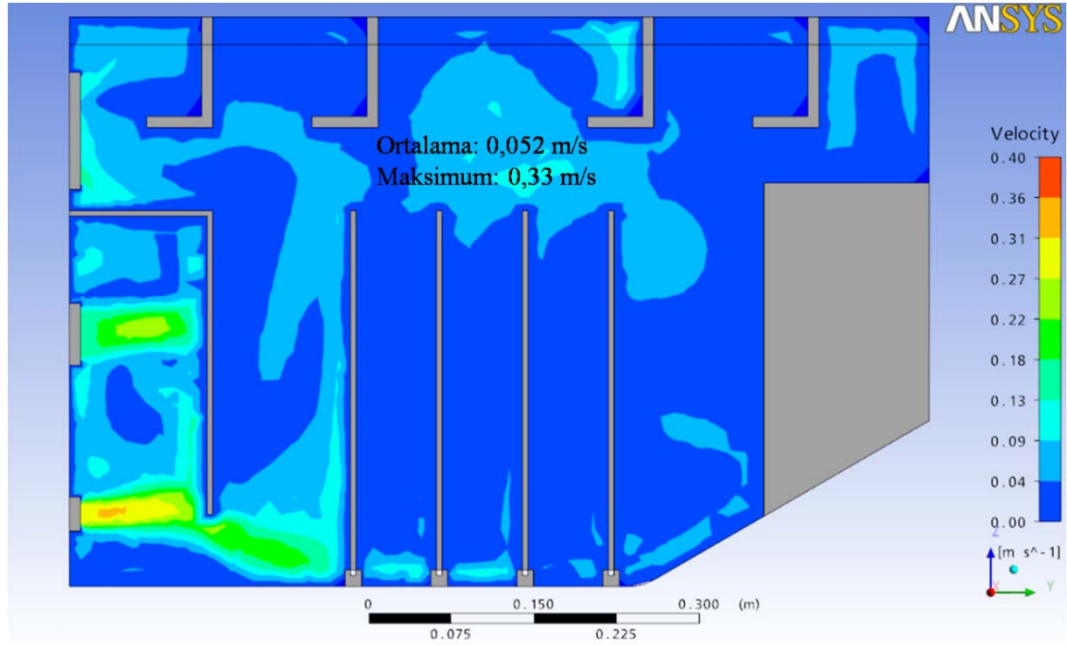
soğutucu hacmin en altına kadar olan hız grafikleri gösterilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde dolap içerisindeki akışın sıcaklıklar üzerinde ne kadar etkili olduğu daha rahat anlaşılmaktadır.



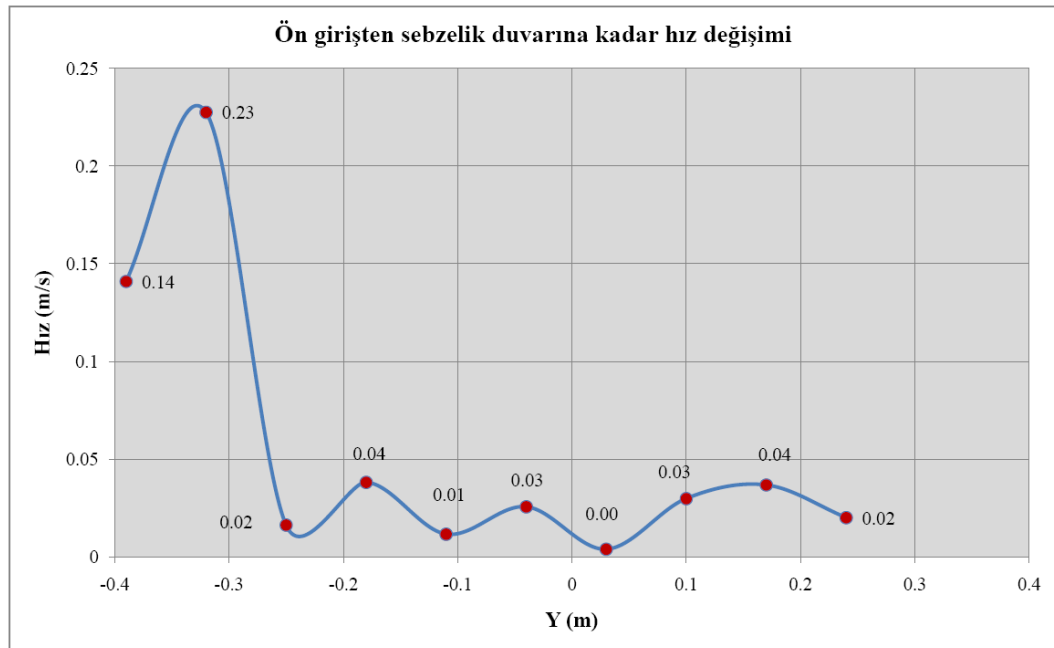
Şekil 6.6 Arka giriş bölgesinden sebzelik duvarına kadar olan sıcaklık değişim grafiği



Şekil 6.7 Ortasından geçen düzlem üzerindeki hız vektörleri



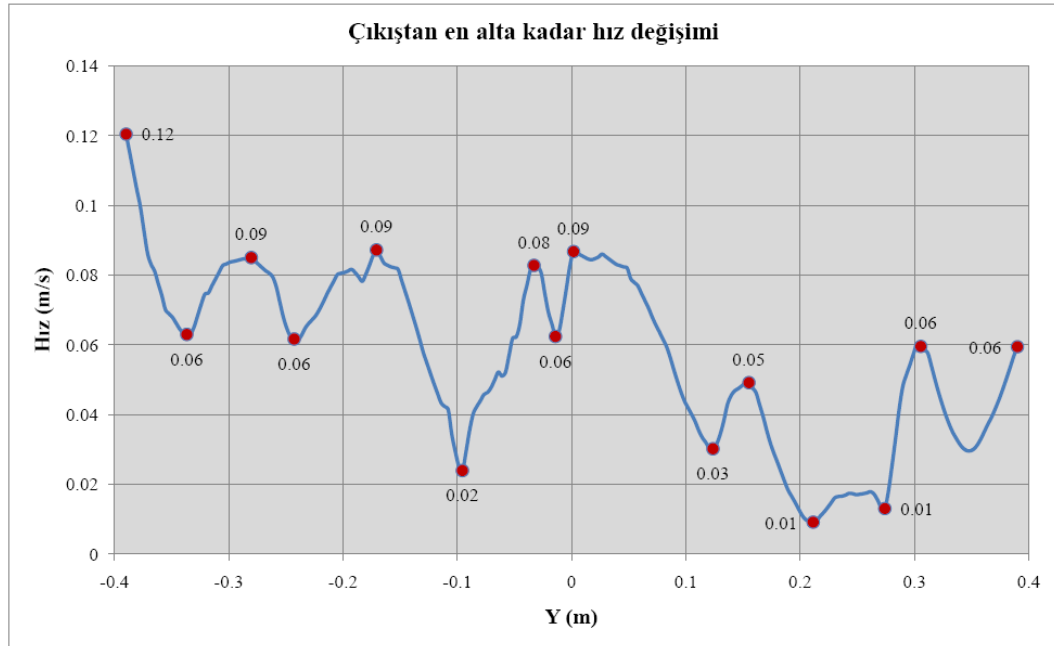
Şekil 6.8 Simetri düzlemi üzerindeki hızların dağılımı, maksimum hız ve ortalama hız



Şekil 6.9 Ön girişten sebzelik duvarına kadar hız değişim grafiği



Şekil 6.10 Arka girişten sebzelik duvarına kadar hız değişim grafiği



Şekil 6.11 Çıkıştan soğutucu hacmin en alt noktasına kadar hız değişim grafiği

Hız grafiklerinin ve sıcaklık grafiklerinin karakteristikleri karşılaştırıldığında birbirlerine benzer oldukları görülür. Örneğin ön giriş ve arka girişten sebzelik duvarına kadar olan sıcaklık grafiğinde sıcaklıklar sebzelik duvarına yaklaştıkça artmaktadır. Aynı bölgelerin hız grafiklerinde ise sürekli azalan bir grafik veya

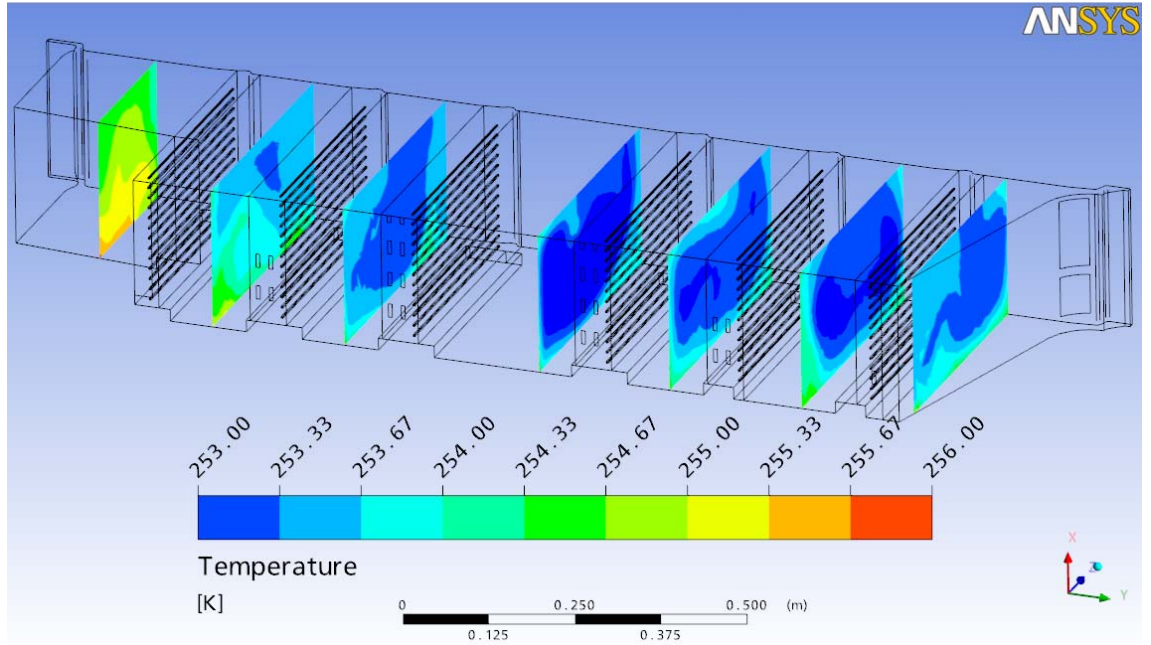
hızların çok düşük olduğu noktalar karşımıza çıkmaktadır. Çıkış bölgesinden soğutucu hacmin en alt noktasına kadar olan sıcaklık grafiğinden bir azalıp bir yükselen bir eğri karakteristiğine sahip olduğu görülmektedir. Aynı karakteristik, hız grafiğinde de karşımıza çıkmaktadır.

6.1.2 No-frost Dondurucu Sayısal Çalışma Sonuçları

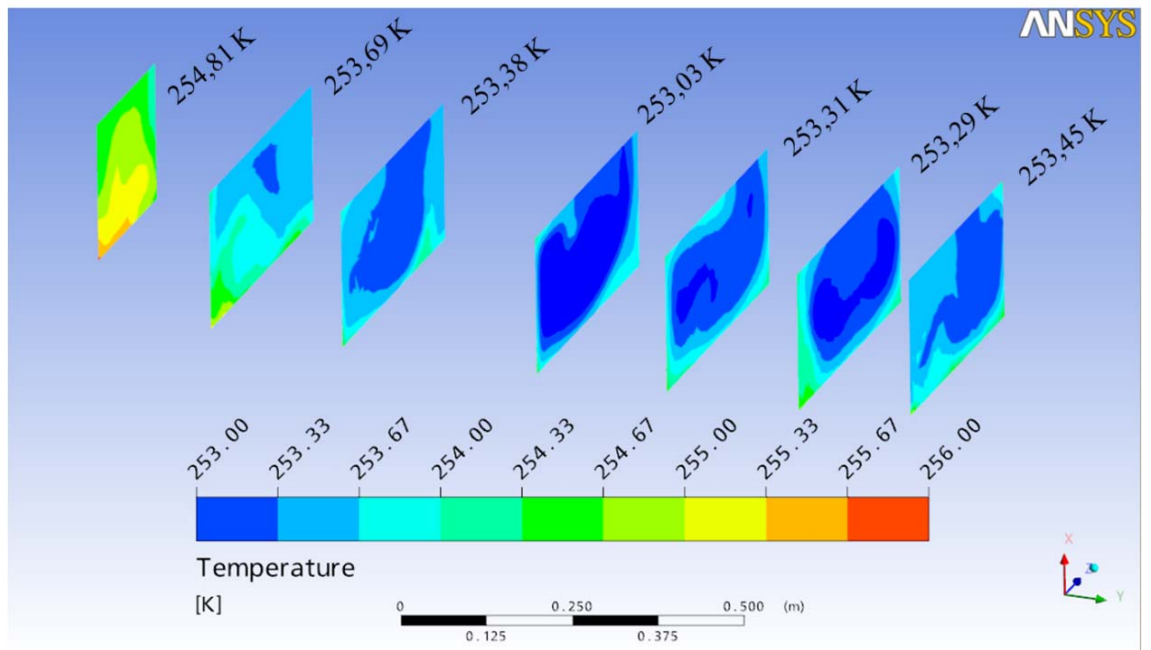
Birinci modelde her ne kadar zorlanmış taşınım etkileri göz ardı edilse de yine de içeriye bir hız girişi olduğu için karışık taşınım şartları için çözüm yaptırılmış ve sonuçlar buna göre incelenmiştir. İkinci model olan no-frost dondurucuda ise inceleme iki aşamalı gerçekleştirilecektir. Tablo 5.7'den görüldüğü üzere Gr/Re^2 ifadesi 1,23 sayısına eşittir. Bu nedenle karışık taşınım koşulları da incelenecektir. Farklı ağ yapıları için yapılan sonuçlar karşılaştırıldığında sonuçların benzer olduğu görülmüştür. Aşağıda verilen sonuçlar no-frost dondurucu modeli için hazırlanan üçüncü ağ yapısı kullanılarak gerçekleştirilen zorlanmış ve karışık taşınım çözümlerinin sonuçlarıdır.

6.1.2.1 Zorlanmış Taşınım Çözüm Sonuçları

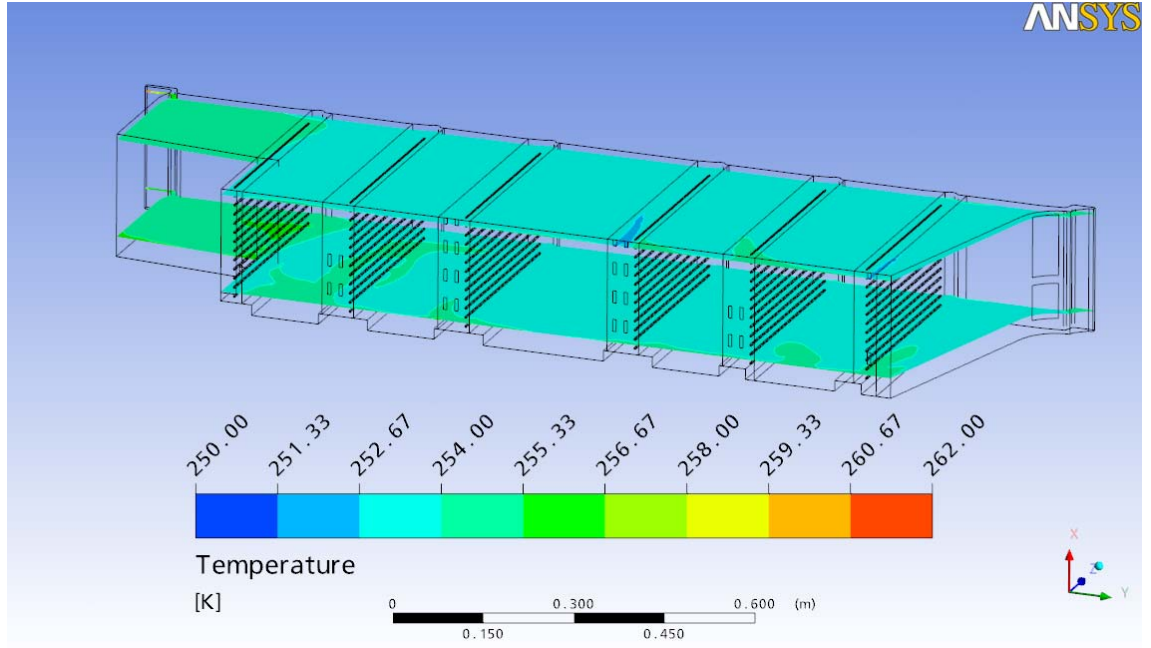
Şekil 6.12 ve 6.13'de yatay düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımı ve hesaplanan ortalama sıcaklıklar verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü üzere ortalama sıcaklıklar 254,81 K ile 253,03 K arasında değişmektedir. Ortalama sıcaklıklar arasında farklar yüksek olmasa da sıcaklık dağılımlarına bakıldığında yukarıdan aşağıya doğru inildiğinde soğuk bölge yoğunluğunun azaldığı görülmektedir. Bunun için simetri düzlemine çok yakın bir düzlem üzerinde (yaklaşık 10 mm uzaklıkta) ve yan duvara çok yakın bir düzlem üzerinde (yan duvara yaklaşık 35 mm uzaklıkta) dikey yöndeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Şekil 6.14, 6.15'de bu sıcaklık dağılımları gösterilmiş ve ortalama sıcaklıklar bu dağılımlar üzerinde gösterilmiştir. Şekil 6.16, 6.17'de bir önceki şekillerde sıcaklık dağılımları ve ortalama sıcaklıkları verilen dikey düzlemlerin yan görünüşten sıcaklık dağılımları, ortalama sıcaklıkları, maksimum sıcaklıkları verilmiştir. Bu şekiller incelendiğinde de dikey düzlemler üzerinde de sıcaklıkların ve sıcaklık dağılımlarının birbirinden çok farklı olduğu söylenemez.



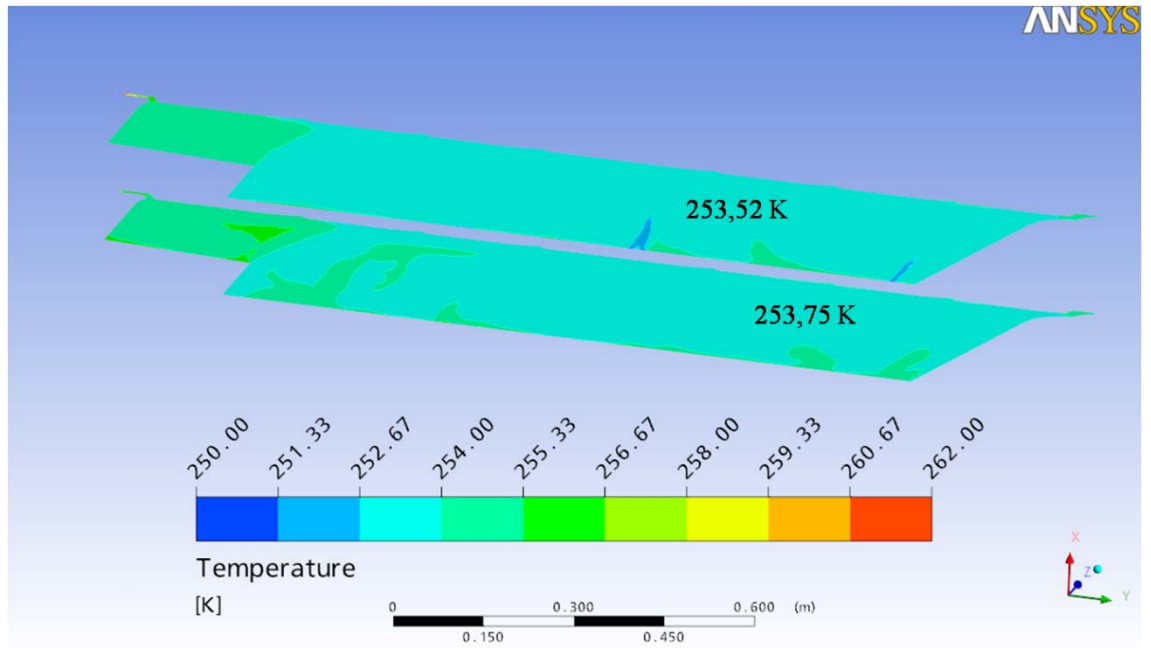
Şekil 6.12 Yatay düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımları



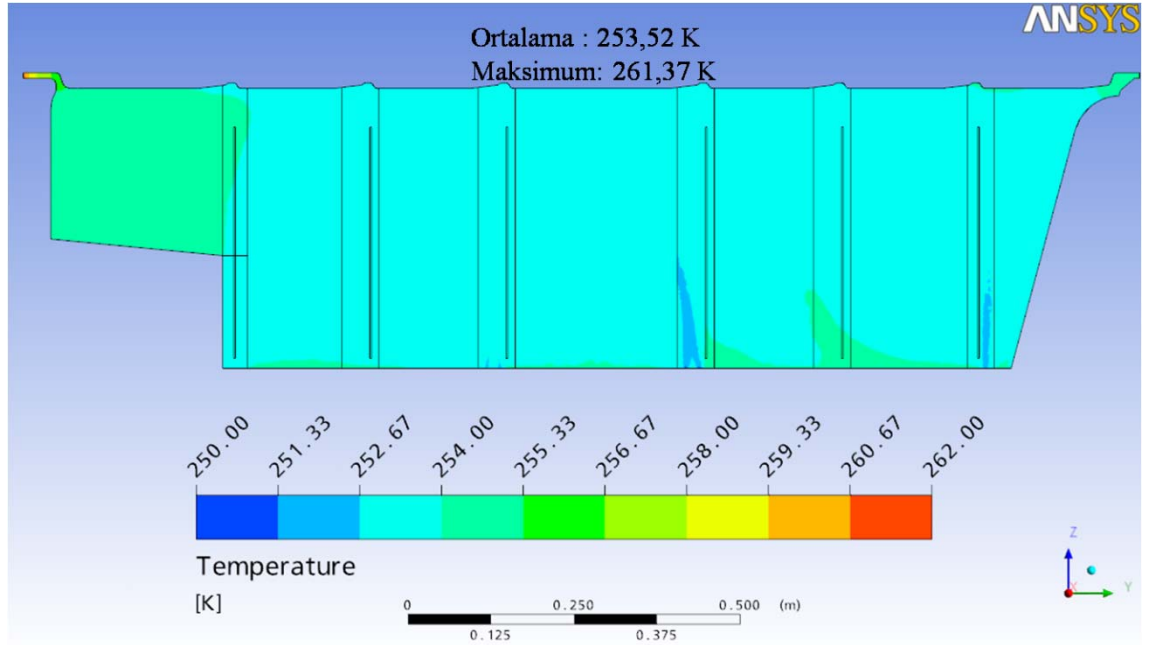
Şekil 6.13 Yatay düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımları ve ortalama sıcaklıklar



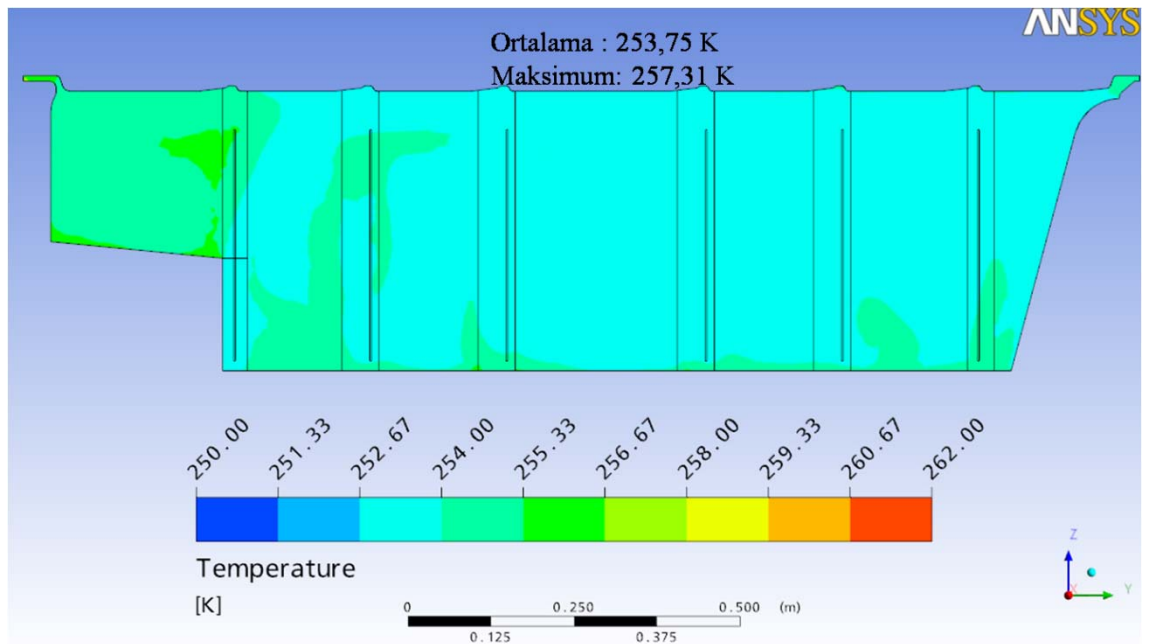
Şekil 6.14 Dikey düzlemler üzerinde sıcaklık dağılımı



Şekil 6.15 Dikey düzlemler üzerinde sıcaklık dağılımı ve ortalama sıcaklıklar

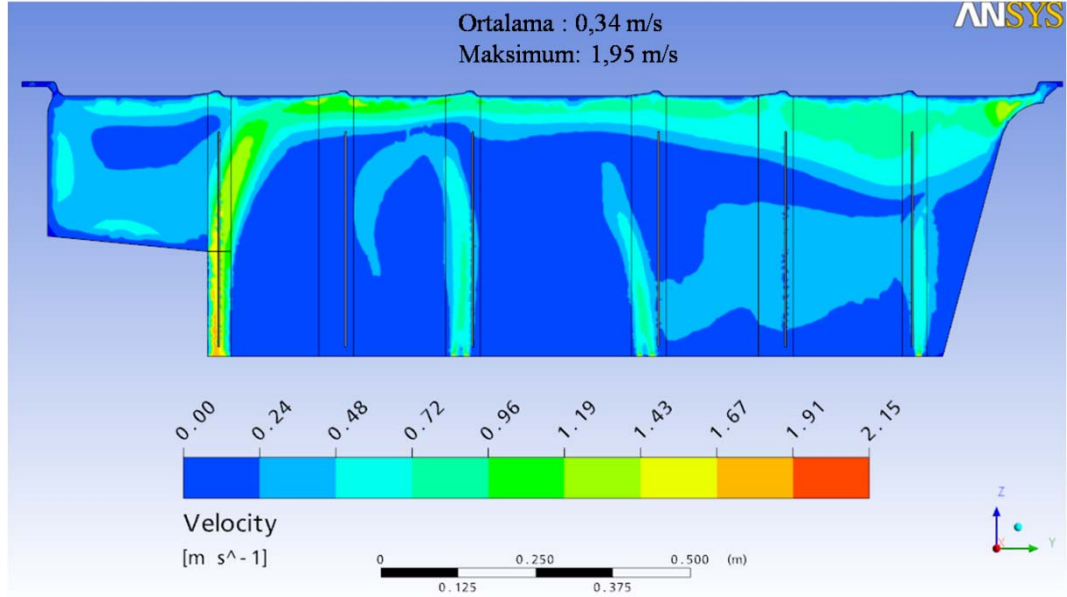


Şekil 6.16 Simetri düzlemine 10 mm uzaklıktaki dikey düzlem üzerindeki sıcaklık dağılımı, ortalama ve maksimum sıcaklıklar

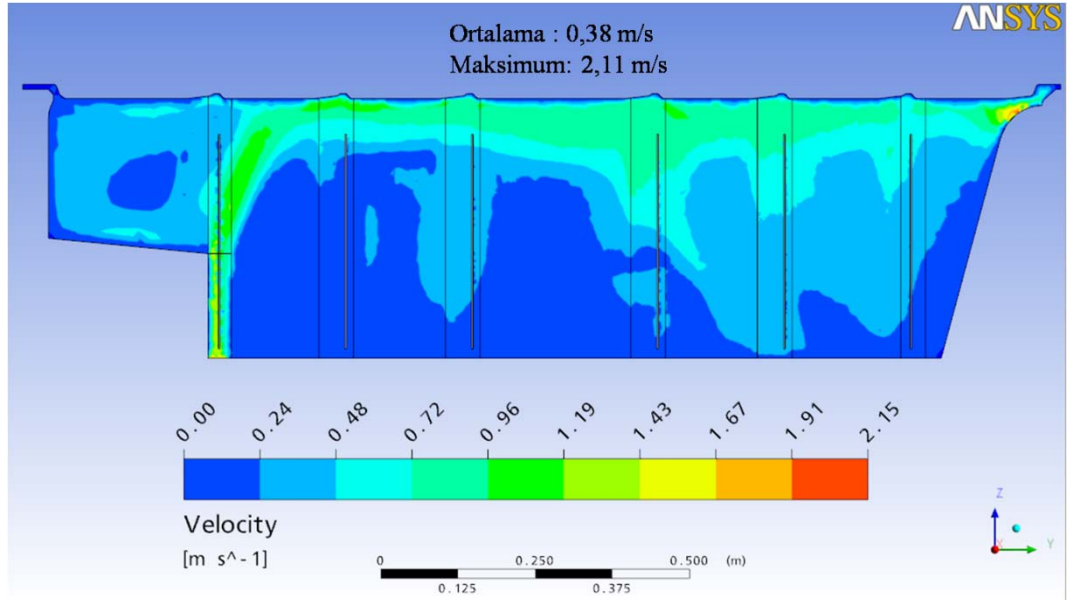


Şekil 6.17 Yan duvara yakın olan düzlem (yaklaşık 35 mm) üzerindeki sıcaklık dağılımı, ortalama ve maksimum sıcaklıklar

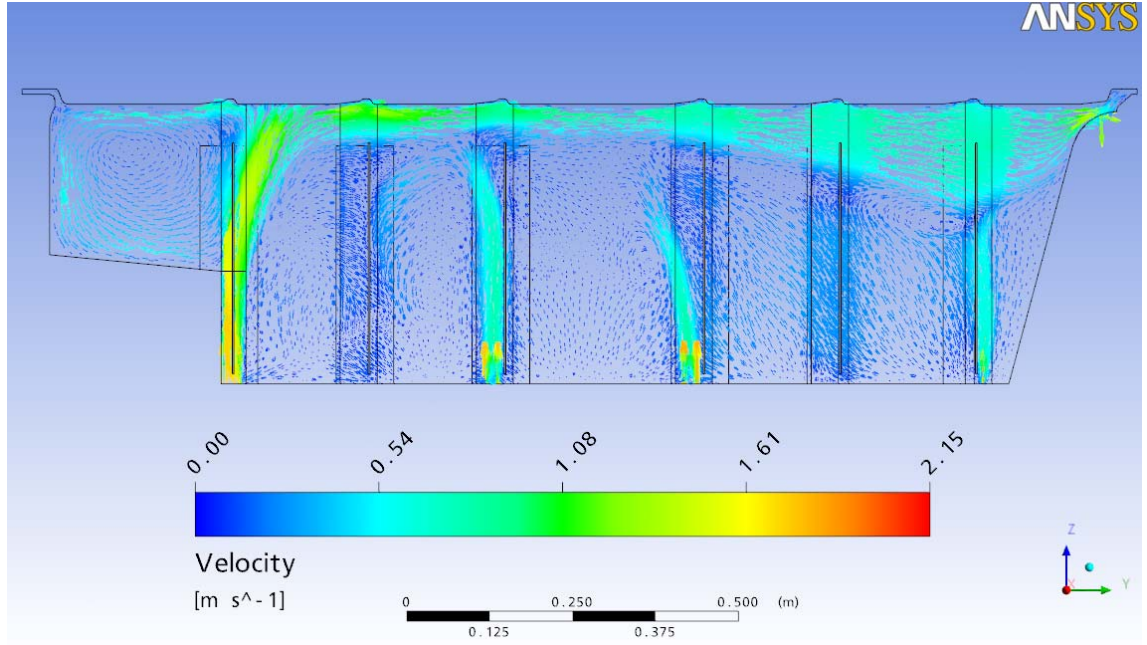
Şekil 6.18 ve Şekil 6.19’da yukarıdaki dikey düzlemler üzerindeki hız dağılımları, ortalama ve maksimum hızlar gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 6.20 ve 6.21’de aynı düzlemler üzerindeki hız vektörleri de gösterilmiştir.



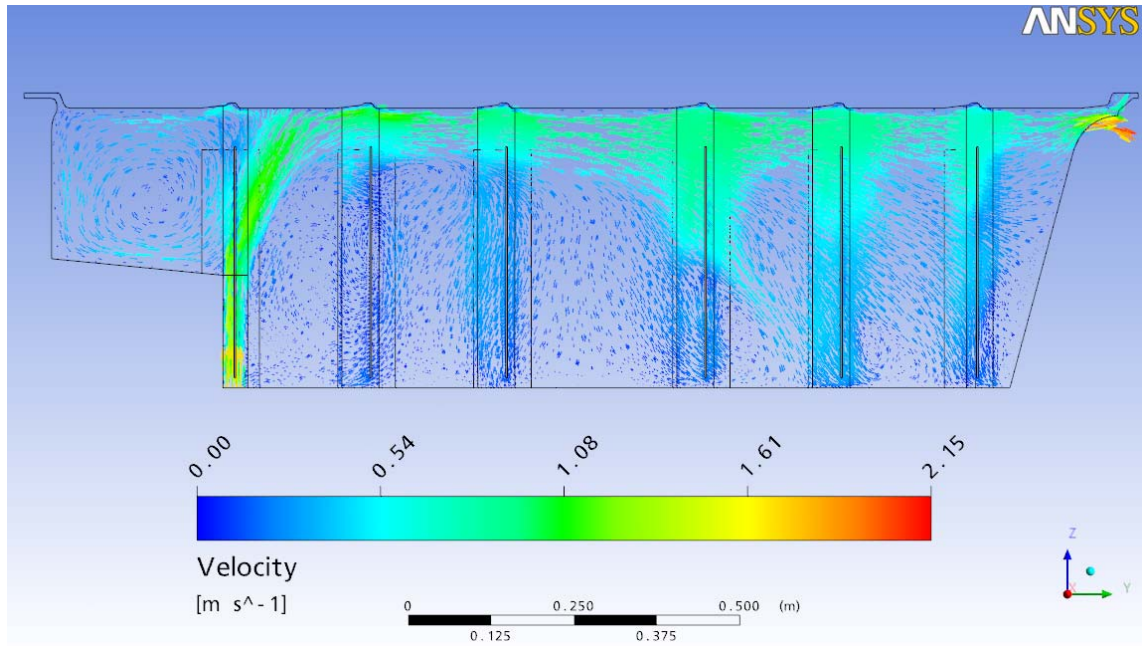
Şekil 6.18 Simetri düzlemine 10 mm uzaklıktaki düzlem üzerinde hız dağılımı, ortalama ve maksimum hızlar



Şekil 6.19 Yan duvara yakın olan düzlem (yaklaşık 35 mm) üzerinde sıcaklık dağılımı, ortalama ve maksimum hızlar



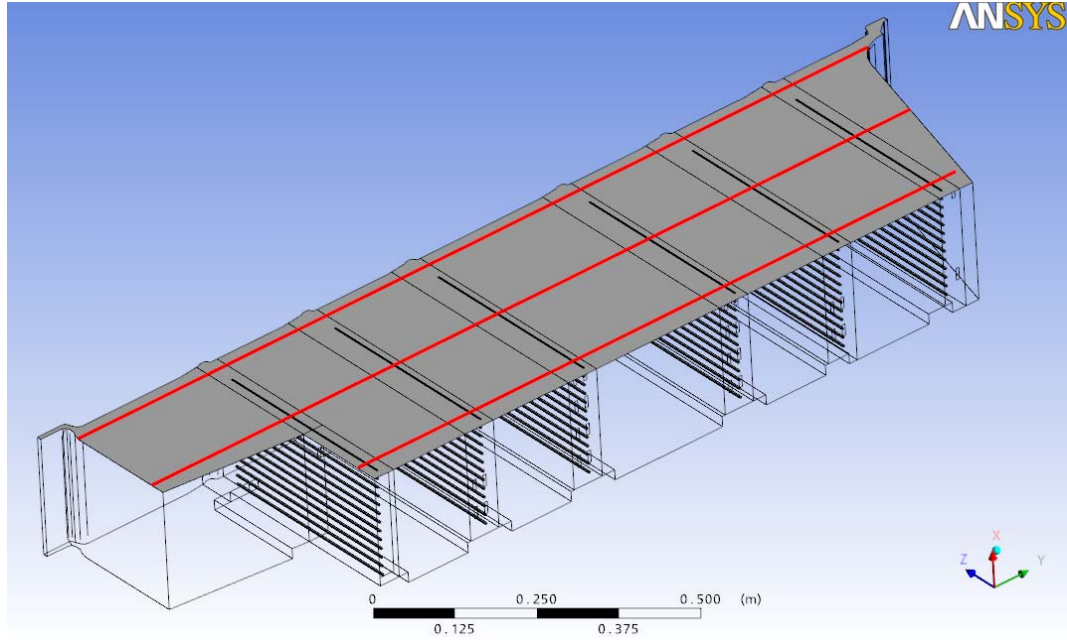
Şekil 6. 20 Simetri düzlemine 10 mm uzaklıktaki düzlem üzerinde hız vektörleri



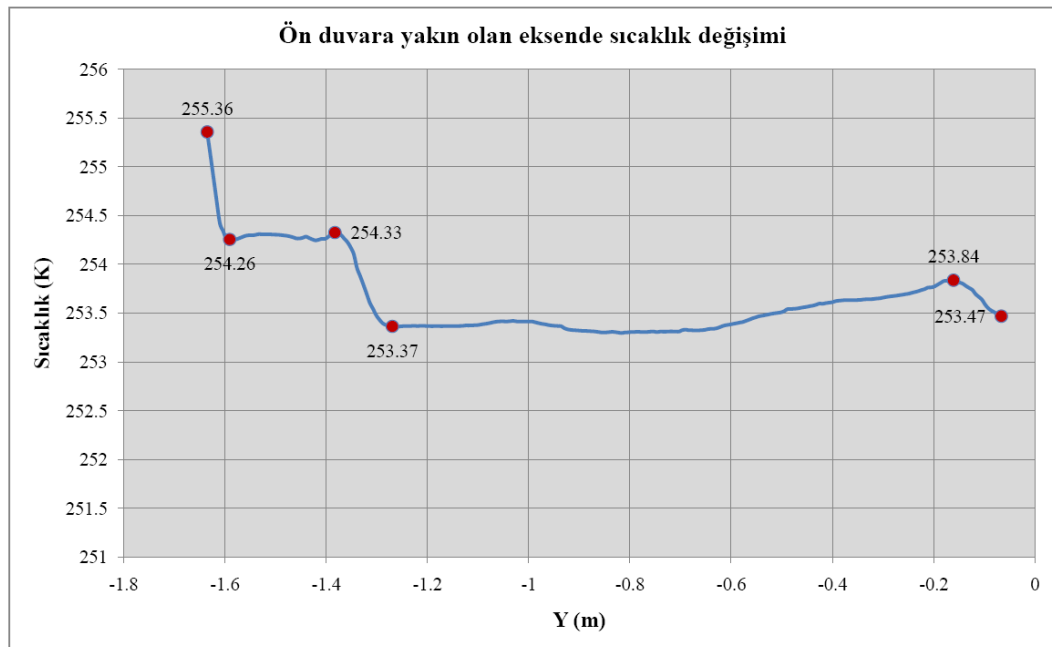
Şekil 6.21 Yan duvara yakın olan düzlem (yaklaşık 35 mm) üzerinde hız vektörleri

Şekil 6.22’de simetri düzlemi üzerinde alınan üç adet eksen çizgisinin konumları gösterilmektedir. Bundan sonraki şekillerde bu eksen çizgileri üzerinde sıcaklık değişim ve hız değişim grafikleri incelenecektir. İlk eksen çizgisi çıkış bölgesinin geometrik merkezinden no-frost dondurucu hacmin en alt noktasına kadardır.

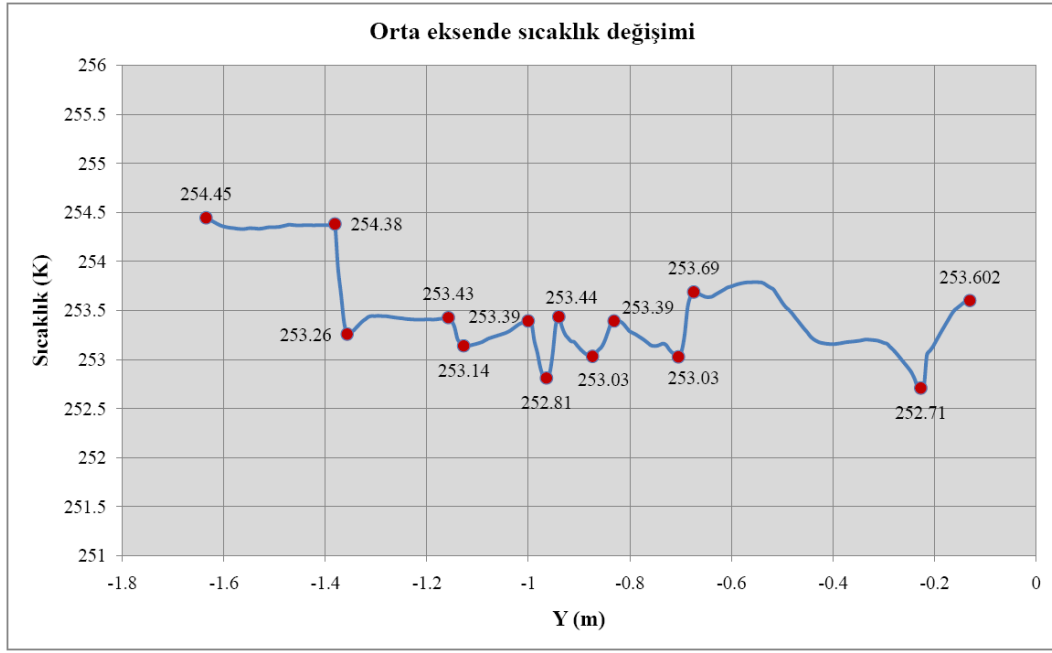
Üçüncü eksen çizgisi arka duvardan 39,5 mm kadar uzaklıktadır. İkinci eksen çizgisi de bu iki çizginin tam ortasında yer almaktadır.



Şekil 6.22 Simetri düzlemi üzerinde alınan eksen çizgileri ve konumları



Şekil 6.23 Ön duvara yakın olan eksende sıcaklık değişim grafiği



Şekil 6.24 Orta eksende sıcaklık değişim grafiği



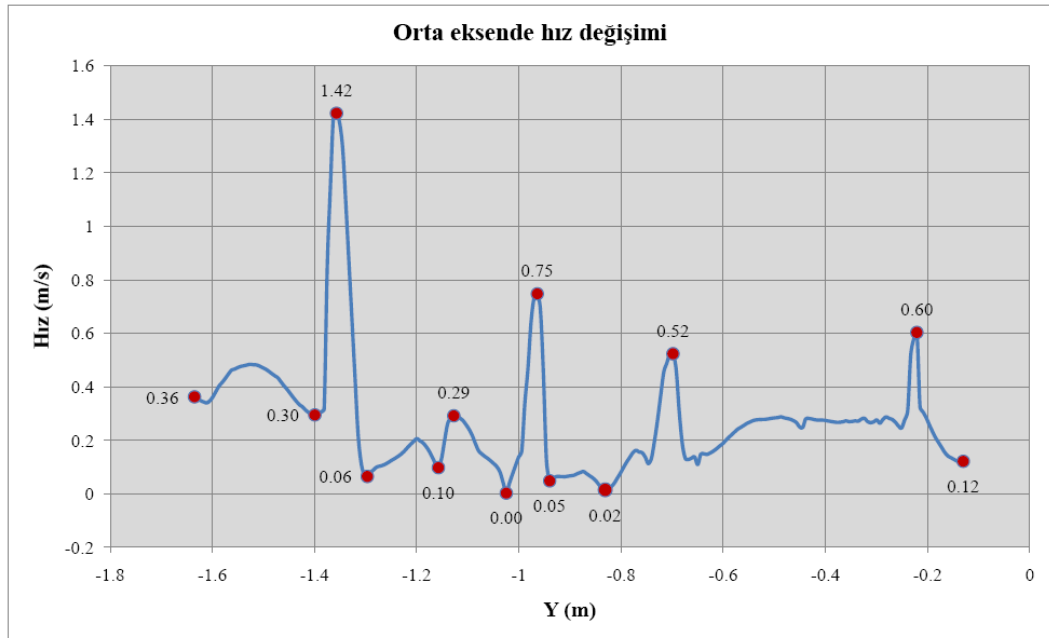
Şekil 6.25 Arka duvara yakın olan eksende sıcaklık değişim grafiği

Şekil 6.23, Şekil 6.24 ve Şekil 6.25’de Şekil 6.22’de gösterilen eksenler üzerindeki sıcaklık değişim grafikleri gösterilmiştir. Bu grafiklerde görülen sıcaklık düşümleri girişlerin olduğu bölgelere karşılık gelmektedir ya da giriş menfezlerinden giren havanın izlediği akış yolu üzerinde karşılaştığı daha sıcak akışkanın sıcaklığını düşürmesiyle gerçekleşmektedir. Aynı eksenler için Şekil 6.26, Şekil 6.27 ve

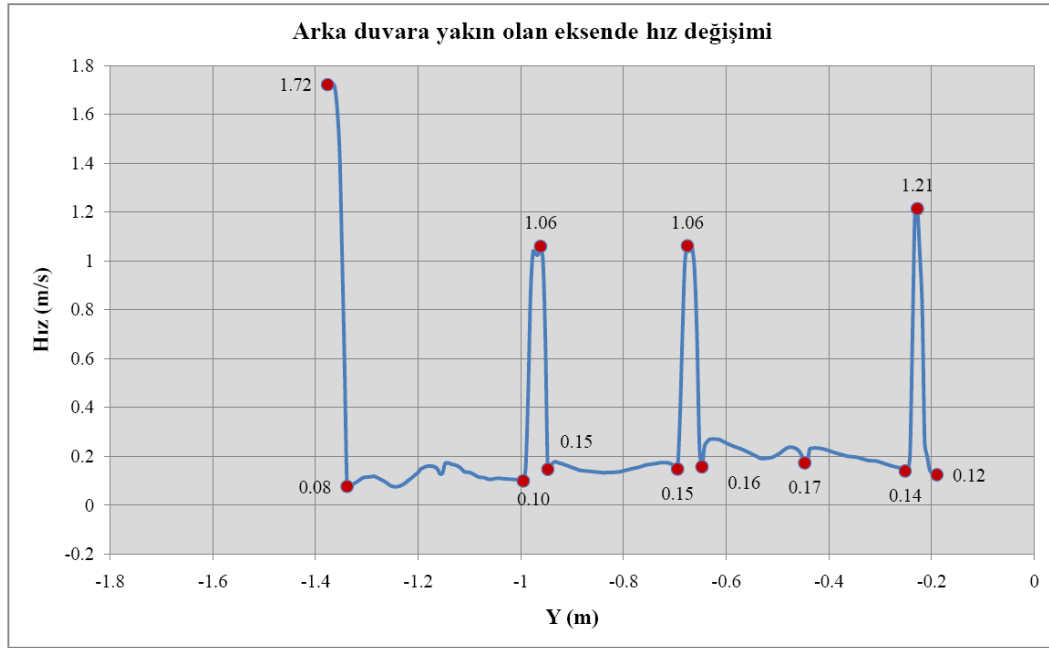
Şekil 6.28’de hız değişimleri, no-frost dondurucunun yüksekliği boyunca gösterilmiştir.



Şekil 6.26 Ön duvara yakın olan eksende hız değişim grafiği



Şekil 6.27 Orta eksende hız değişim grafiği



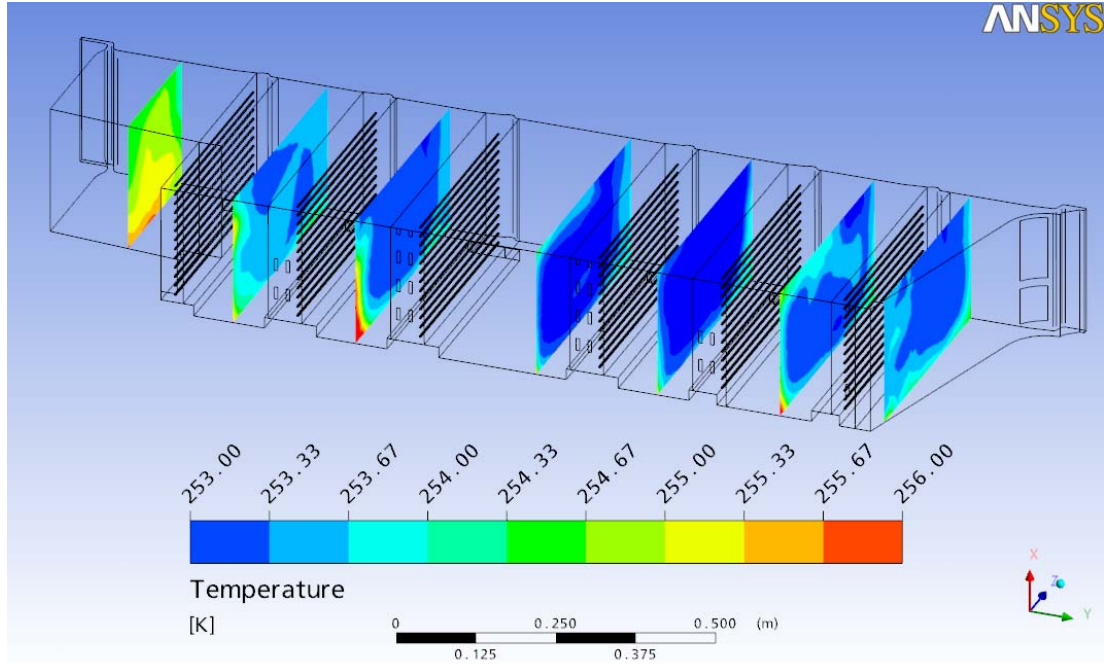
Şekil 6.28 Arka duvara yakın olan eksendeki hız değişim grafiği

Hız grafikleri incelendiğinde hızların yükselerek maksimum değerlerine ulaştığı noktalara bakılırsa giriş menfezlerine karşılık geldiği görülür. Sıcaklıkların minimum değerlerini rafların hemen altındaki bölgelerde aldığı görülür. Dolabın içerisinde herhangi bir bölgede hızların düştüğü anlarda sıcaklıkların yükselmekte olduğu da grafikler incelendiğinde açıkça görülmektedir.

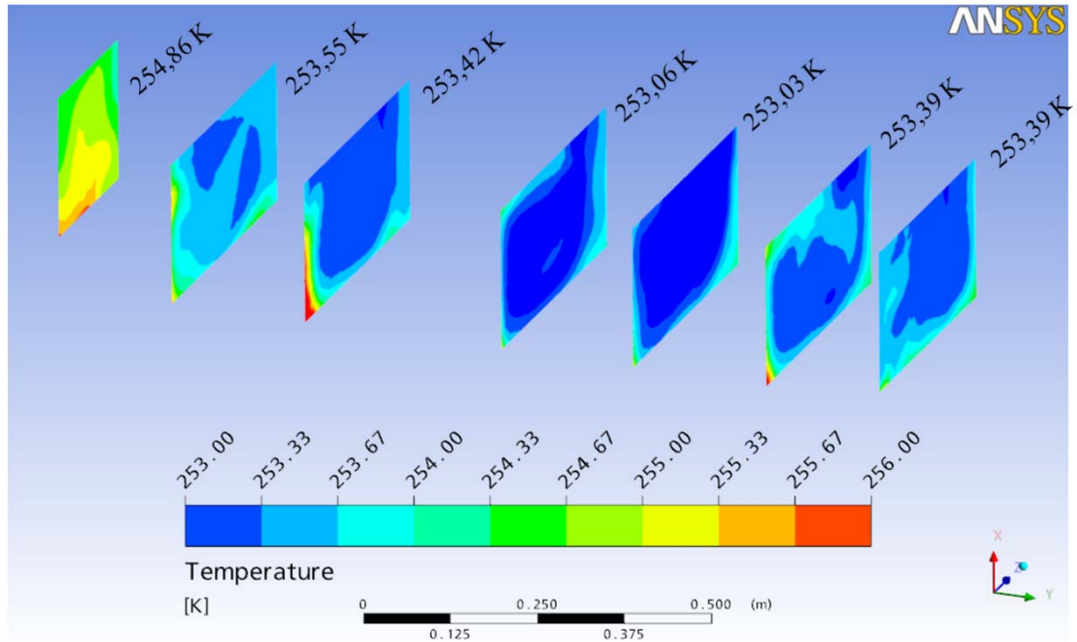
6.1.2.2 Karışık Taşınım Çözüm Sonuçları

Karışık taşınım sayısal çözümleme sonuçları incelendiğinde giriş menfezlerine karşılık gelen veya giriş menfezlerine çok yakın olan yatay düzlemler üzerinde soğuk bölgelerin miktarında büyümeler görülmektedir. Daha önce soğutucu model karışık taşınımında olduğu gibi aşağılara doğru ortalama sıcaklıkların artması gibi bir durum burada söz konusu değildir. Giriş menfezlerine yakın olmayan düzlemlerde sıcaklıkların arttığı gözlenmiştir. Şekil 6.29'da ve Şekil 6.30'da yatay düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir ve bu durum açıkça gözlenmektedir. Bahsedilen bu durum dikey düzlemler üzerindeki ortalama sıcaklıklara da yansımaktadır ve Şekil 6.31, Şekil 6.32'de gösterilen dikey düzlemler üzerinde ortalama sıcaklıklarda azalma görülmüştür. Aynı şekilde maksimum sıcaklıklarda da

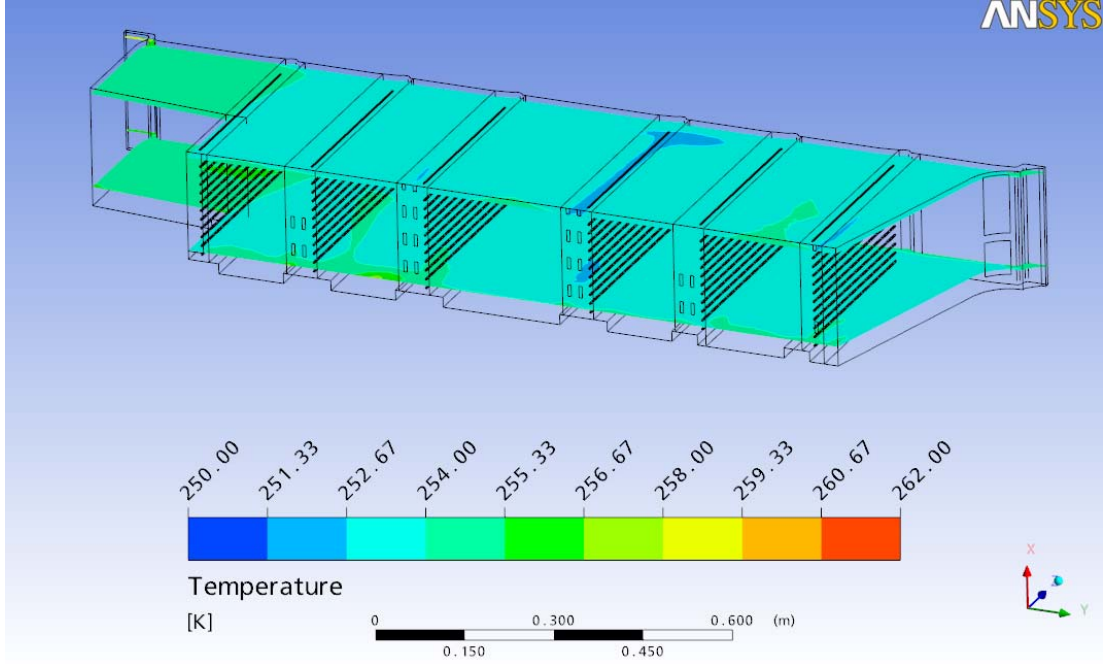
bir düşüş gerçekleşmiştir. Şekil 6.33 ve Şekil 6.34’de dikey düzlemlerin yan görünüşü üzerinde ortalama sıcaklıklar ve maksimum sıcaklıklar gösterilmiştir.



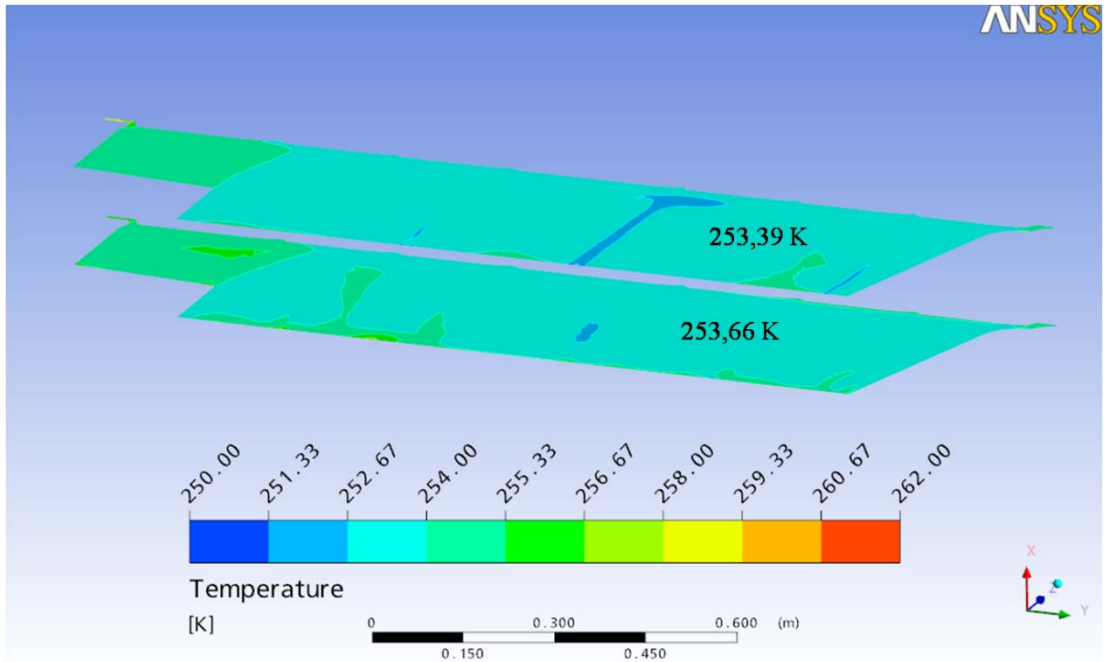
Şekil 6.29 Yatay düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 6.30 Yatay düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımı ve ortalama sıcaklıklar

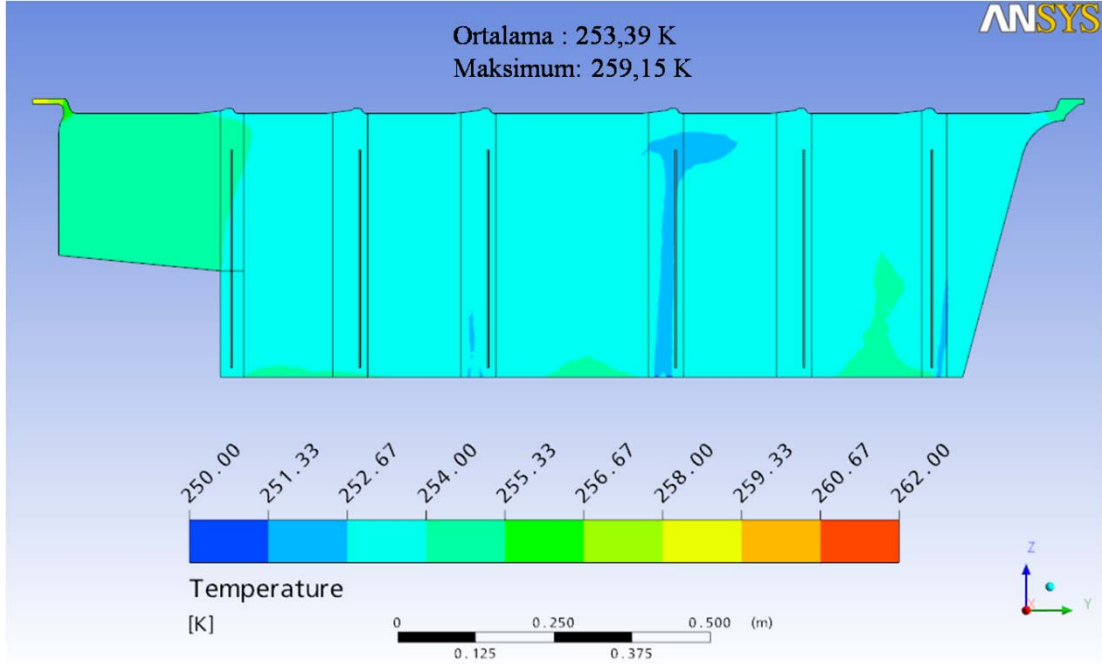


Şekil 6.31 Dikey düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımı

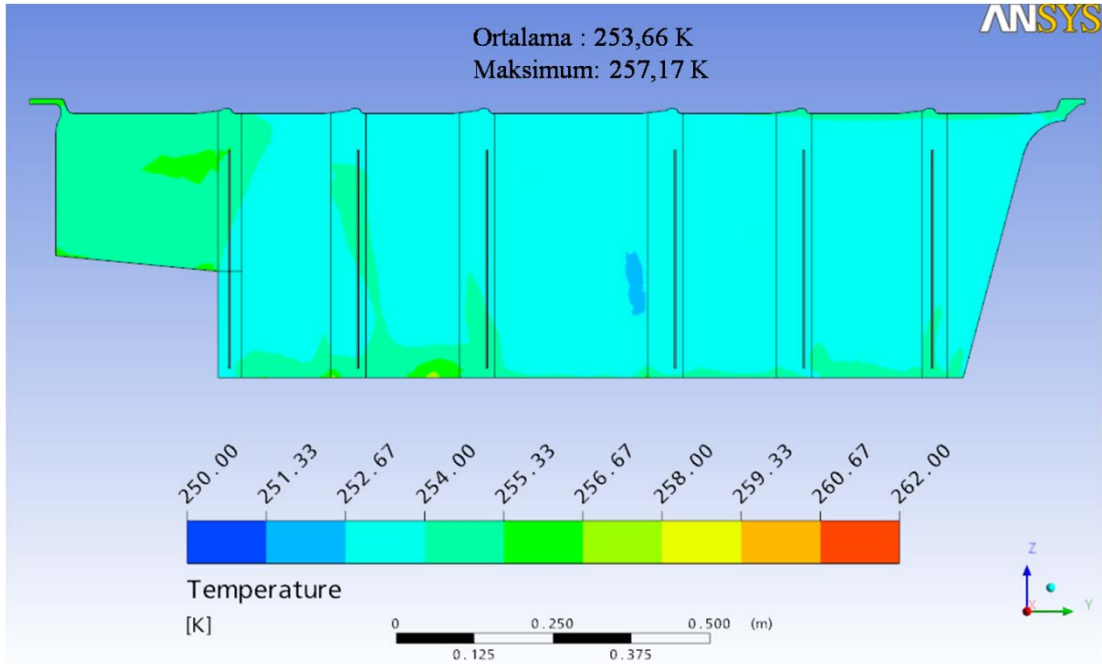


Şekil 6.32 Dikey düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımı ve ortalama sıcaklıklar

Dikey düzlemler ve yatay düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımı incelendiğinde no-frost dondurucu modeli içerisinde sıcaklıkların homojen bir şekilde dağıldığı gözlenmiştir.



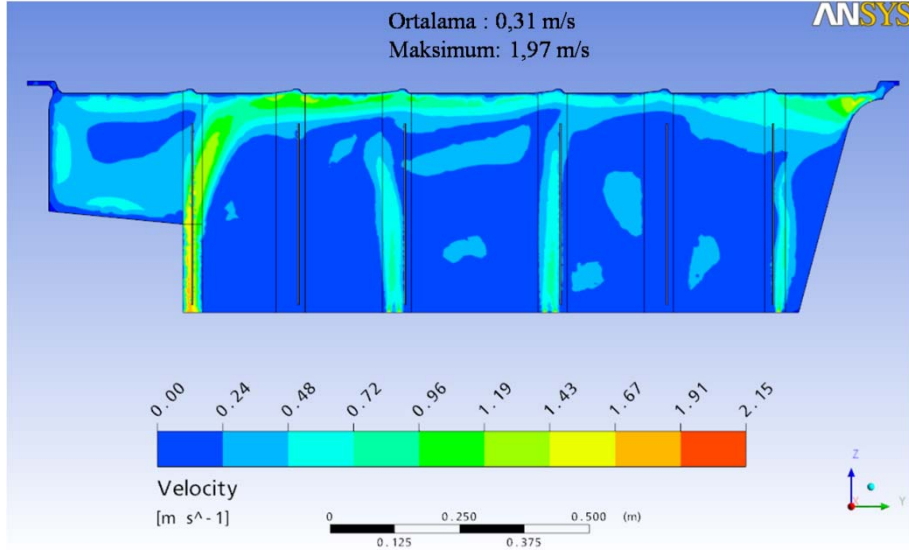
Şekil 6.33 Simetri düzlemine 10 mm uzaklıktaki dikey düzlem üzerindeki sıcaklık dağılımı, ortalama ve maksimum sıcaklıklar



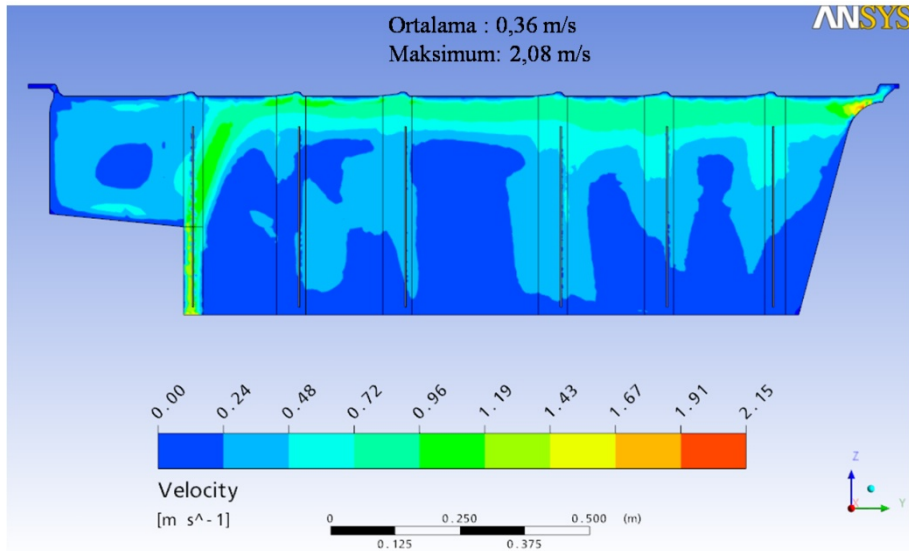
Şekil 6.34 Yan duvara yakın olan düzlem (yaklaşık 35 mm) üzerindeki sıcaklık dağılımı, ortalama ve maksimum sıcaklıklar

Şekil 6.35 ve Şekil 6.36'da dikey düzlemler üzerinde hız dağılımları gösterilmiş ve maksimum, ortalama hızlar şekiller üzerinde gösterilmiştir. Daha sonra Şekil 6.37

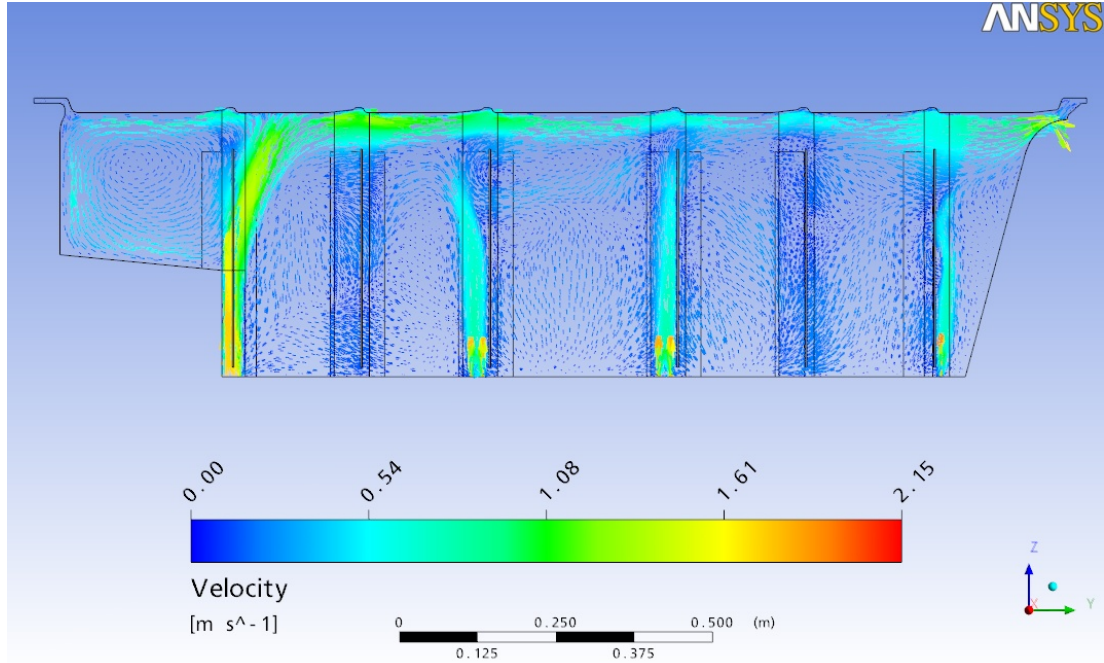
ve Şekil 6.38’de dikey düzlemler üzerindeki hız vektörleri gösterilmiştir. Maksimum ve ortalama hızlar da çok az da olsa bir düşüş gözlenmiştir. Zorlanmış taşınım koşullarında yukarılara doğru dondurucunun içerisine daha kolay yayılabilen hava, karışık taşınım koşullarında daha çok ön duvar üzerinden ilerlemektedir. Bu durum yatay düzlemler üzerinde gösterilen arka tarafa daha yakın olan kırmızı renkteki daha sıcak bölgelerin (yaklaşık olarak 257 K) oluşmasını açıklamaktadır.



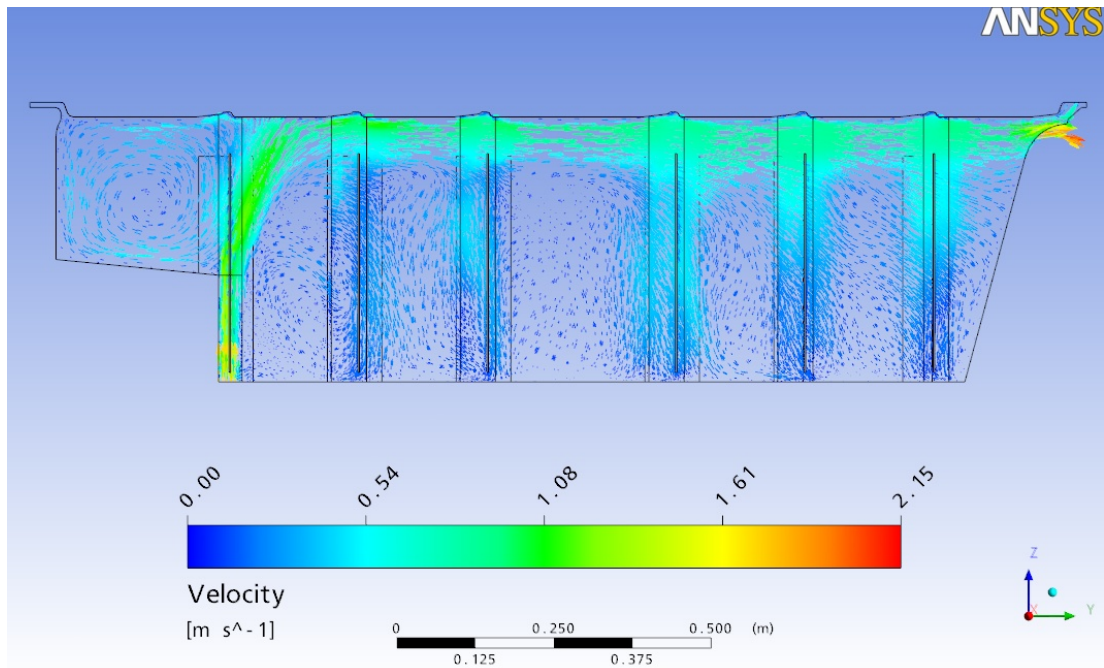
Şekil 6.35 Simetri düzlemine 10 mm uzaklıktaki düzlem üzerinde hız dağılımı, ortalama ve maksimum hızlar



Şekil 6.36 Yan duvara yakın olan düzlem (yaklaşık 35 mm) üzerinde hız vektörleri



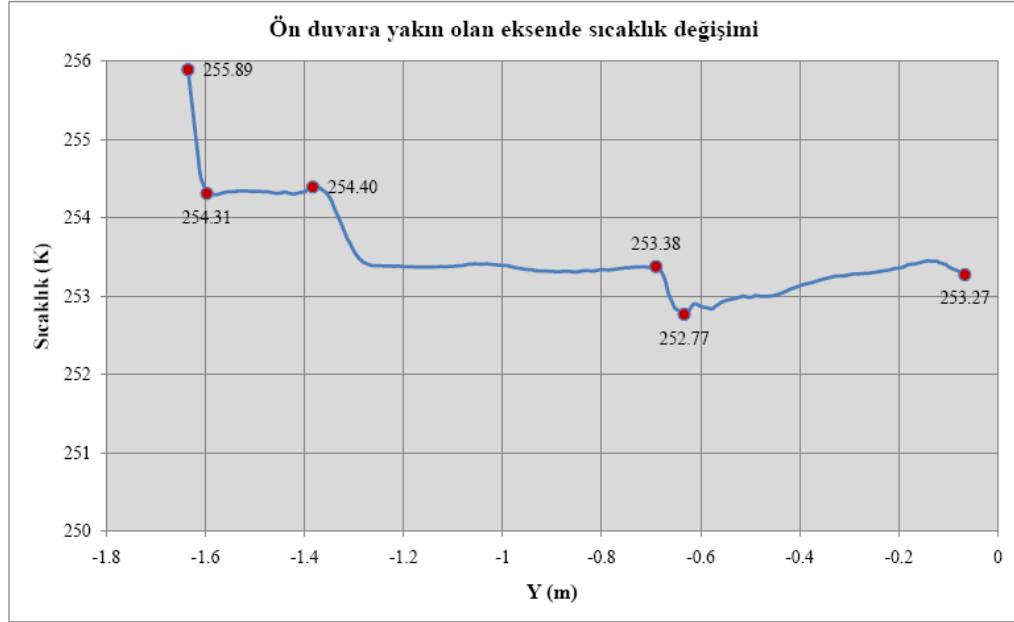
Şekil 6.37 Simetri düzlemine 10 mm uzaklıktaki düzlem üzerinde hız vektörleri



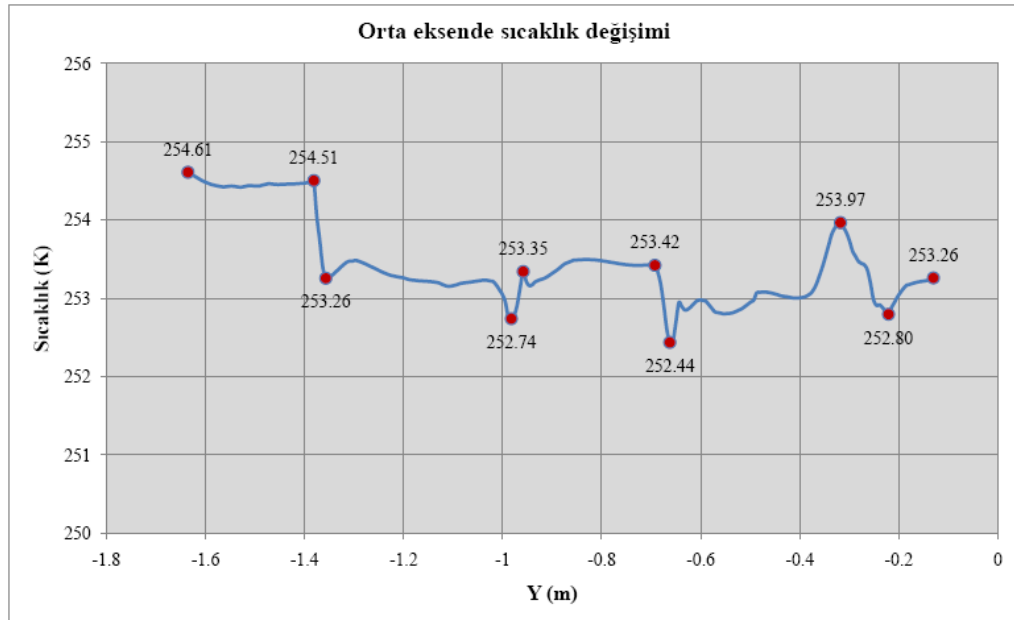
Şekil 6.38 Yan duvara yakın olan düzlem (yaklaşık 35 mm) üzerinde hız vektörleri

Şekil 6.22’de gösterilen eksen çizgileri üzerindeki sıcaklık değişim ve hız değişim grafikleri de Şekil 6.39 ile Şekil 6.44 arasında verilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde sıcaklık grafiği ve hız grafiği karakteristiklerinin çok değişmediği görülür. Sadece noktalardaki sıcaklıklar veya hızlar arasında sayısal olarak küçük

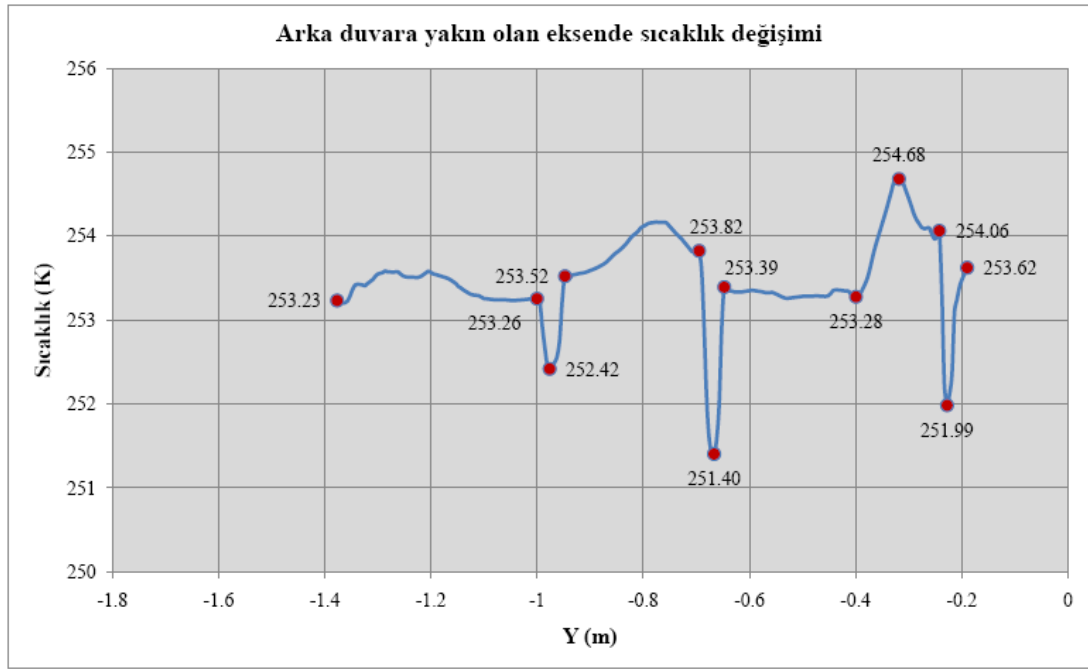
farklar vardır. Sıcaklıklarda ve hızlarda ani değişikliklerin gözlemlendiği noktaların konumları aynıdır. Bu da daha önce anlatılan giriş menfezlerinin konumunun ve buradan çıkan hava hızlarının sıcaklık ve hızlar üzerindeki etkisini açıklamaktadır.



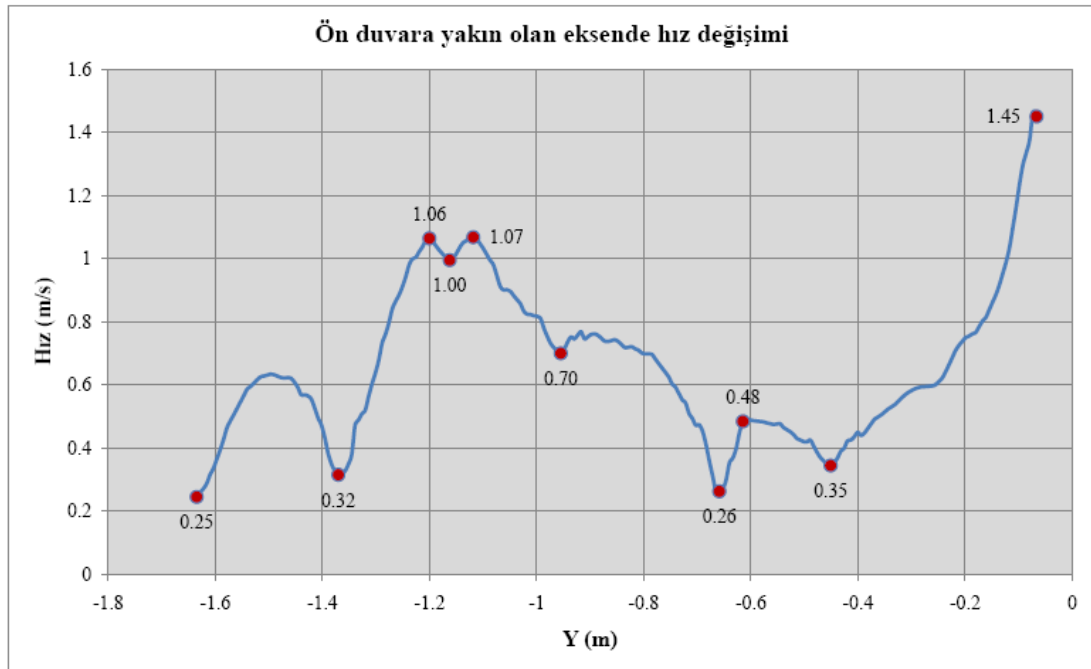
Şekil 6.39 Ön duvara yakın olan eksende sıcaklık değişim grafiği



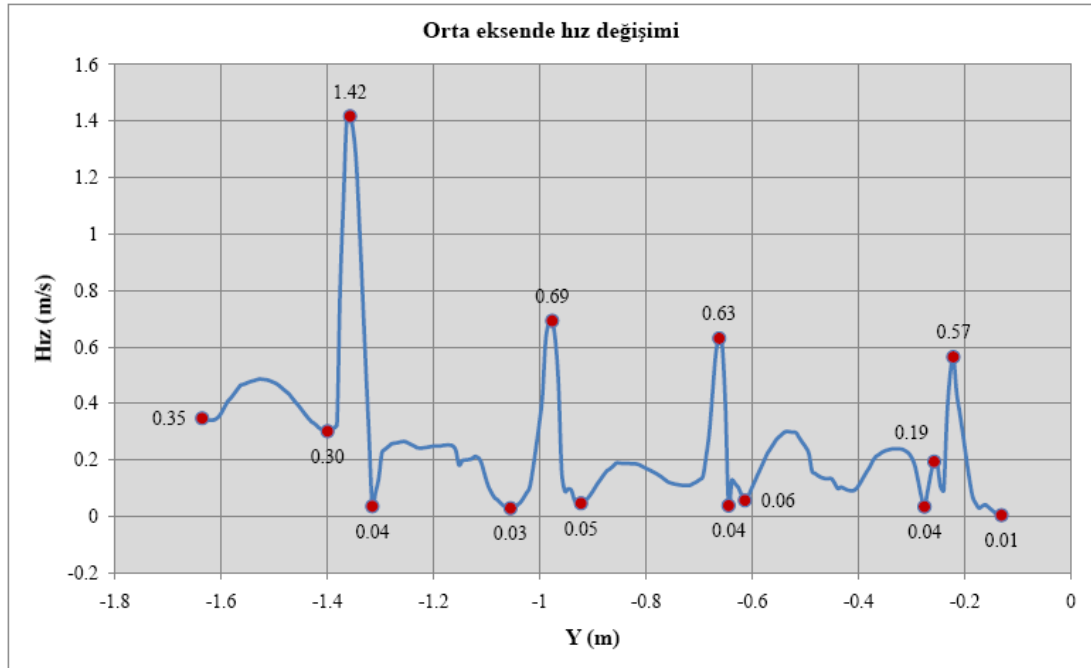
Şekil 6.40 Orta eksende sıcaklık değişim grafiği



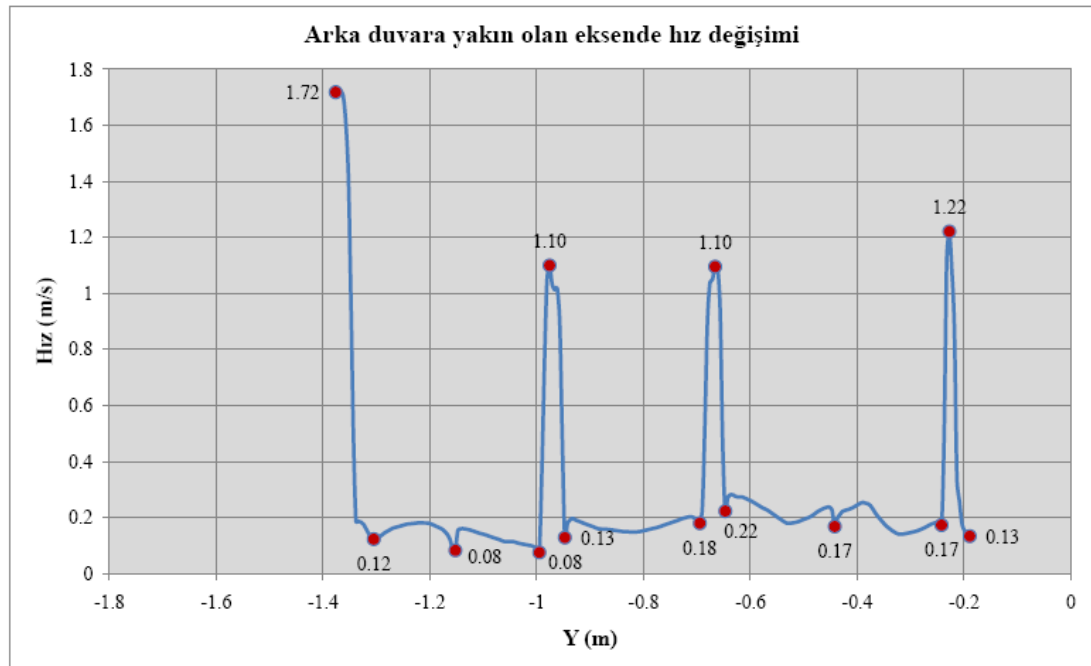
Şekil 6.41 Arka duvara yakın olan eksende sıcaklık değişim grafiği



Şekil 6.42 Ön duvara yakın olan eksende hız değişim grafiği



Şekil 6.43 Orta ekseninde hız değişim grafiği



Şekil 6.44 Arka duvara yakın olan eksenindeki hız değişim grafiği

KAYNAKLAR

- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). (2002). *Refrigeration Handbook*. (4. Baskı). Europe: Thomson Reuters.
- Çengel, Y., ve Boles, M. A., (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik* (2. Baskı). (T. Derbentli, Çev.). İstanbul: Literatür Yayıncılık, Ltd. (Orjinal çalışma basım tarihi 1994).
- Çengel, Y., Boles, M. A., (2005). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (2. Baskı). San Fransisco: McGraw-Hill
- Dinçer, İ. (2003). *Refrigeration Systems and Applications*. İngiltere: Jonh Wiley and Sons, Ltd.
- EN 94/2 EC. (1994). *Ev Tipi Elektrikli Buzdolapları, Dondurucular ve Çeşitlerinin Enerji Sınıflandırması için Avrupa Birliği Direktifi*. Nice, France: European Union Publication Office.
- EN 2003/66/EC. (2003). *Ev Tipi Elektrikli Buzdolapları, Dondurucular ve Çeşitlerinin Enerji Sınıflandırması için Avrupa Birliği Direktifi*. Nice, France: European Union Publication Office.
- Gupta, J. K., Gopal, R., ve Chakraborty, S. (14 Eylül 2006). Modeling of a domestic frost-free refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, (30), 311-322. 14 Ekim 2005, <http://www.sciencedirect.com/>.
- Incropera, F. P., ve DeWitt, D. P. (2003). *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri* (4. Baskı). (T. Derbentli, O. Genceli, A. Güngör, A. Hepbaşlı, Z. İlken, N. Özbalta, F. Özgüç, C. Parmaksızoğlu, ve Y. Uralcan, Çev.). İstanbul: Literatür Yayıncılık, Ltd. (Orjinal çalışma basım tarihi 1996).
- John Gorrie gerçek ticari soğuk hava makinesi, (b.t). Ocak 20, 2009, (http://www.hvacindia.org.in/DasBlogce/content/binary/gorrie_ice_machine_400px.jpg)

Laguerre, O., Derens, E., ve Palagos, B. (9 Mayıs 2001). Study of domestic refrigerator temperature and analysis of factors affecting temperature: A French survey. *International Journal of Refrigeration*, (25), 653-659. 15 Şubat 2001, <http://www.sciencedirect.com/>.

Trieste bira fabrikasında kullanılan Linde modeli, (b.t). 20.Ocak.2009, <http://www.linde-engineering.com/first-refrigerating-machine.php>.

TS 7596 EN ISO 5155. (1998). *Soğutucular (Buzdolapları) - Ev Tipi - Donmuş Gıda Depolama Dolapları ve Gıda Dondurucuları - Karakteristikler ve Deney Metotları*. Manisa: Türk Standartları Enstitüsü Ofisi.

TS 87 EN ISO 7371. (1998). *Soğutucu Cihazlar (Buzdolapları) - Ev Tipi - Düşük Sıcaklık Bölmesi Bulunan veya Bulunmayan Soğutucuların Performansı*. Manisa: Türk Standartları Enstitüsü Ofisi

Yılmaz, U., (2008). Ev tipi dondurucularda vakum izolasyon panel kullanımının enerji tüketimi üzerindeki etkisinin bilgisayar destekli ve deneysel olarak incelenmesi, (Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, Enerji Yüksek Lisans Programı, İzmir)