

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**NO-FROST DERİN DONDURUCULARDA
ENERJİ VERİMLİLİĞİ**

HÜSNÜ ANIL DÖRTOK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
Doç. DR. ŞEVKET ÖZGÜR ATAYILMAZ**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

NO-FROST DERİN DONDURUCULARDA
ENERJİ VERİMLİLİĞİ

HÜSNÜ ANIL DÖRTOK

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN
Doç. DR. ŞEVKET ÖZGÜR ATAYILMAZ

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

NO-FROST DERİN DONDURUCULARDA
ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Hüsnü Anıl DÖRTOK tarafından hazırlanan tez çalışması 19/07/2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Yasin ÜST

Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, ev tipi no-frost derin dondurucularda enerji verimliliğini etkileyen bazı parametreler incelenmiş, enerji tüketimini düşürmek için kabin yalıtımı ve sistem elemanlarının performansları iyileştirilmiştir.

Yüksek lisans tez çalışmalarım süresince, değerli görüş ve eleştirileri ile tez çalışmalarımda katkıda bulunan değerli hocam Sn. Doç. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ' a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarımın her aşamasında, bilgi ve tecrübeleri ile desteğini hiçbir zaman esirgemeyen Sn. Dr. Hüsnü KERPİÇÇİ' ye ve Sn. Mak. Yük. Müh. Özgün SAKALLI' ya en içten sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarımda, görüş ve eleştirileri ile katkıda bulunan ve beni yönlendiren Sn. Dr. Tolga Nurettin AYNUR' a çok teşekkür ederim.

Deneyisel çalışmalar sırasında, sistemin kurulmasında ve ortaya çıkan teknik problemlerin çözümünde destek sağlayan, Sn. Erkan KARAKAYA' ya, Sn. Barış ERDOĞAN' a ve Sn. İlyas AYDIN' a çok teşekkür ederim. Ayrıca çalışmaların gerçekleştirilmesinde önemli katkıları bulunan Sn. Erkan BAŞTAN ve Nihat KANDEMİR başta olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. ArGe Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi ve Termodinamik Teknoloji Ailesi çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım boyunca beraber vakit geçirdiğim, sıkıntılı zamanlarımda bana yardımcı olan tüm ARGE Yüksek Lisans Öğrencileri' ne teşekkür ederim.

Manevi desteğiyle her zaman yanımda olan, sıkıntılarımı paylaşan, mutluluklarıma ortak olan kız arkadaşım Damla GÜR' e özel olarak teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca yanımda olan ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok değerli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür ederim.

Temmuz, 2013

Hüsnü Anıl DÖRTOK

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT.....	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	3
1.1.1 Buzdolabı Enerji Tüketiminin Önemi	3
1.1.2 Zorlanmış Taşınımli Soğutucularda Sıcaklık ve Hava Dağılımı İncelemeleri	6
1.1.3 Buzdolabında Sıcaklık Dağılımı İyileştirme Yolları.....	15
1.1.4 Vakum İzolasyon Panellerinin (VIP) Kullanımı	19
1.1.5 Solenoid Valf Kullanımı	25
1.2 Tezin Amacı	27
1.3 Hipotez	27
BÖLÜM 2	
SOĞUTUCULARIN Çalışma Prensibi	29
2.1 Soğutma Çevrimini Oluşturan Sistem Elemanları	32
2.1.1 Kompresör	32
2.1.2 Yoğuşturucu	36
2.1.3 Kapileri (Kılcal) Boru.....	37
2.1.4 Buharlaştırıcı	38
2.1.5 Diğer Sistem Elemanları	39
ENERJİ TÜKETİM DENEYİ	40

TERS ISI KAZANCI DENEYİ	46
BÖLÜM 3	
DONDURUCU YALITIM ÇALIŞMALARI	48
3.1 VİP'siz Durum – Optimum PÜ Yalıtım Hesapları	48
3.1.1 Kapı Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları	52
3.1.2 Yan Duvar Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları.....	54
3.1.3 Arka Duvar Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları	56
3.1.4 Tavan Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları	58
3.1.5 Taban Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları	60
3.2 VİP'li Durum – Optimum PÜ Yalıtım Hesapları	62
3.2.1 VİP'li Durum İçin Kapı Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları	66
3.2.2 VİP'li Durum İçin Yan Duvar Bölgelerindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları.....	68
3.2.3 VİP'li Durum İçin Arka Duvar Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları.....	69
3.2.4 VİP'li Durum İçin Tavan Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları.....	70
3.2.5 VİP'li Durum İçin Taban Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları	71
3.3 Isı İletim Katsayısı Düşük VİP Kullanımı.....	73
3.4 Optimum PÜ Yalıtım Kalınlığı Karşılaştırılması.....	74
BÖLÜM 4	
SİSTEM OPTİMİZASYONU	77
4.1 Kompresör Seçimi	77
4.2 Dieğer Soğutma Elemanlarının Seçimi	81
4.3 Solenoid Valf Çalışmaları	82
4.4 Hava Kanalı Optimizasyon çalışmaları	83
4.4.1 Flap Çalışmaları	84
4.4.2 Rüzgâr Tüneli Çalışmaları	85
4.5 Faz Değiştiren Madde (Phase Change Materials –PCM) Kullanılması	92
BÖLÜM 5	
SONUÇLAR	95
KAYNAKLAR	99
EK-A	101

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
m	Kütle
$\dot{m}$	Kütleli debi
h	Taşıma ısı transfer katsayısı
k	iletim ısı transfer katsayısı
L	Yalıtım kalınlığı
ρ	Yoğunluk
T	Sıcaklık
t	Et kalınlığı
Q	Soğutma kapasitesi
V	Hacim
$\dot{V}$	Hacimsel debi
W	Güç

KISALTMA LİSTESİ

EII	Energy Intensity Index (Enerji İndeksi)
PCM	Phase Change Materials (Faz Değıştiren Madde)
CFD	Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğı)
NF	No Frost (Karlanma Yapmayan)
PÜ	Polyurethane (Poliüretan)
RHL	Reverse Heat Leak (Ters Isı Kazancı)
ViP	Vacuum Insulation Panels (Vakum İzolasyon Panel)

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Ev tipi iki kapılı buzdolabı (sol) ve derin dondurucu (sağ) 2
Şekil 1.2	EU-15 ülkelerinde elektrik enerjisi kullanımının sektörlere göre dağılımı 3
Şekil 1.3	EU-15 ülkelerinde evsel elektrik enerjisi kullanımının dağılımı 4
Şekil 1.4	AB içinde buzdolaplarında ortalama özgül enerji tüketimi ve sağlanan enerji tasarrufunun yıllara göre değişimi 5
Şekil 1.5	Enerji sınıfına göre buzdolabı üretim miktarlarının farklı yıllardaki oranları. 5
Şekil 1.6	İndeks Değerlerine Göre Enerji Sınıfları (2014 Yılına Kadar Geçerli) 6
Şekil 1.7	Dondurucu kabin yan görünüşü 6
Şekil 1.8	Kapı rafına üflenen jet hava akımının soğumaya bağlı değişimi 7
Şekil 1.9	Buzdolabı görünümü 8
Şekil 1.10	Hava kanalları görünümü 8
Şekil 1.11	Kabin merkez ekseninde sıcaklık dağılımı 9
Şekil 1.12	Buzdolabı kabini rafları arasındaki sıcaklıkların incelendiği deney düzeneği 10
Şekil 1.13	Ölçülen ve tahmin edilen silindir merkez sıcaklıkları 11
Şekil 1.14	Evsel üç kapılı bir buzdolabında hava akışı 12
Şekil 1.15	Dondurucu kabin hava kanalları a) mevcut durum b) yeni tasarım 13
Şekil 1.16	Buzdolabı şematik görünümü 14
Şekil 1.17	Dondurucu kabin sıcaklıkları deney ve nümerik analiz Sonuçları 14
Şekil 1.18	Taze gıda kabini sıcaklıkları deney ve analiz sonuçları karşılaştırması 15
Şekil 1.19	Guo-Liang Ding vd. İnceledikleri Buzdolabı Kesit Görünüşü 16
Şekil 1.20	Guo-Liang Ding vd Yeni Kabin Görünümü 18
Şekil 1.21	Vakum İzolasyon Panel (VİP) Kısımları 22
Şekil 1.22	Vakumlu Yalıtım Paneli 23
Şekil 2.1	R600a soğutucu akışkanı InP-h diyagramı 30
Şekil 2.2	Dondurucu Kabin Genel Resmi 31
Şekil 2.3	Örnek Bir Kompresöre Ait Patlatılmış Resim 34
Şekil 2.4	Arka Duvar Yoğuşturucu ve Sargı (coil) Yoğuşturucu 37
Şekil 2.5	Prototip Üzerinde Kullanılan Finli Evaporatör Resmi 38
Şekil 2.6	Roll Bond – Plakalı – WOT Evaporatör Resimleri 39
Şekil 2.7	Örnek Dryer ve Montaj Şekli 39
Şekil 2.8	Kapileri Isı Eşanjör Resmi 40

Şekil 2.9	Derin Dondurucu Kontrol Paneli ve Kontrol Kartı.....	40
Şekil 2.10	Enerji Tüketim Deneylerinde Soğutucu Cihaz Konumlandırılması	42
Şekil 2.11	Enerji Tüketiminde İzin Verilen Bölme Sıcaklıkları	43
Şekil 2.12	Enerji Tüketim Deneylerinde Paket Yerleşim Düzeni	44
Şekil 2.13	RHL Test Görünümü	47
Şekil 2.14	RHL Test Sıcaklık Ölçüm Bölgeleri	47
Şekil 3.1	Referans NF dondurucu	49
Şekil 3.2	Dondurucuda Düz Duvar Kabulüyle Gerçekleşen Sıcaklık Dağılımı	50
Şekil 3.3	Isı Kazancı Hesabında Kullanılan Isıl Devre	50
Şekil 3.4	Kapı PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin Dışına Doğru).....	53
Şekil 3.5	Sadece Kapı Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı	54
Şekil 3.6	Yan Duvar PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin İçine Doğru)	55
Şekil 3.7	Sadece Yan Duvar Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı	56
Şekil 3.8	Arka Duvar PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin İçine Doğru).....	57
Şekil 3.9	Sadece Arka Duvar Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı	58
Şekil 3.10	Tavan Bölgesi PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin İçine Doğru)	58
Şekil 3.11	Sadece Tavan Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı	59
Şekil 3.12	Taban Bölgesi PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin İçine Doğru)	60
Şekil 3.13	Sadece Taban Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı.....	61
Şekil 3.14	Referans Dondurucu PÜ Yalıtımının Bölgesel Olarak Kalınlık Artırım Sonuçları	62
Şekil 3.15	Dondurucu Yalıtımında Kullanılan VIP Yerleşimi	63
Şekil 3.16	Dondurucuda VIP Kullanımında Düz Duvar Kabulüyle Gerçekleşen Sıcaklık Dağılımı	64
Şekil 3.17	VİP'li Durum İçin Isı Kazancı Hesabında Kullanılan Isıl Devre	64
Şekil 3.18	VİP Projeksiyon Alanı	65
Şekil 3.19	Heat Gain (HG) Analiz Programı Ara Yüz Görünümü	66
Şekil 3.20	(VİP'li) Sadece Kapı Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı	67
Şekil 3.21	(VİP'li) Sadece Yan Duvar Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı.....	69
Şekil 3.22	(VİP'li) Sadece Arka Duvarda Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı	70
Şekil 3.23	(VİP'li) Sadece Tavan Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı.....	71
Şekil 3.24	(VİP'li) Sadece Taban Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı	72
Şekil 3.25	VİP'li Dondurucu PÜ Yalıtımının Bölgesel Olarak Kalınlık Artırım Sonuçları	73
Şekil 3.26	Yalıtım Çalışması Gerçekleştirilen Kabinlerin İndeks Değerleri	76
Şekil 4.1	Farklı Kompresörlerin Dondurucu Enerji Tüketimine Etkisi.....	80
Şekil 4.2	3 Yollu Solenoid Valf.....	82
Şekil 4.3	Solenoid Valf Kısımları.....	83
Şekil 4.4	Dondurucu 1.Raf Flap Uygulaması	84
Şekil 4.5	Öncül Çalışmalarda gerçekleştirilen 1.Raf Flap Uygulamasındaki Paket Sıcaklık Dağılımı	85
Şekil 4.6	Rüzgar Tüneli Örnek Ölçüm Görünümü	85
Şekil 4.7	Eksenel Fanlı Prototip Sistem Eğrisi	86
Şekil 4.8	Arka Duvar Evaporatör ve Hava Kanalı Yerleşimi	87
Şekil 4.9	1. Raf Üfleme Kanalı Kesilme Görüntüsü	88
Şekil 4.10	Üfleme Delikleri A Kapatma Oranı	89

Şekil 4.11	Eksenel Fan Üfleme Delikleri Optimizasyonu Rüzgar Tüneli Sonuçları	89
Şekil 4.12	Hava Kanalı Optimizasyonu_Paket Dağılım Sıcaklıkları	91
Şekil 4.13	PCM Yerleşimi	93
Şekil 4.14	PCM kullanımının Paketler Üzerindeki Etkisi	94

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1	Sıcaklık Dağılımı ve Maksimum Hız Değerleri	17
Çizelge 1.2	Yeni Kabindeki $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ ve θ_4 Simülasyon Değerleri.....	18
Çizelge 1.3	Giriş Şeklinin Sıcaklık Dağılımına Etkisi	19
Çizelge 3.1	Referans Alınan Dondurucu İçin Isı Kazanç & İndeks Hesapları	51
Çizelge 3.2	Kapı PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin Dışına Doğru) & İndeks Değerleri.....	53
Çizelge 3.3	Yan Duvar PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri	55
Çizelge 3.4	Arka Duvar PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri.....	57
Çizelge 3.5	Tavan Bölgesi PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri.....	59
Çizelge 3.6	Taban Bölgesi PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri	60
Çizelge 3.7	Dondurucuda Kullanılan VIP Özellikleri & Proses Bilgileri	64
Çizelge 3.8	(VIP'li) Kapı PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri	67
Çizelge 3.9	(VIP'li) Yan Duvarlar PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri	68
Çizelge 3.10	(VIP'li) Arka Duvar PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri	69
Çizelge 3.11	(VIP'li) Tavan PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri	70
Çizelge 3.12	(VIP'li) Taban Bölgesinde PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri	72
Çizelge 3.13	Optimum PÜ Yalıtım Çalışması Sonucunda Referans Kabin PÜ Kalınlık Artırımı	74
Çizelge 3.14	Referans ve VIP'li Dondurucu İçin Optimum PÜ Yalıtım Çalışmaları Sonucu	74
Çizelge 3.15	Düşük Isı İletim Katsayılı VIP İçin Dondurucu İndeks Hesapları.....	75
Çizelge 4.1	VIP'li Kabin İçin Kompresör Karşılaştırılması.....	79
Çizelge 4.2	Dondurucu Sistem Elamanları.....	81
Çizelge 4.3	Kompresör Seçimi ile Enerji Tüketim Deney Sonuçları	82
Çizelge 4.4	Hava Kanalı Optimizasyon Çalışmalarının Enerji Tüketim Deney Sonuçlarına Etkisi	90
Çizelge 4.5	PCM Uygulaması Deney Sonuçları	93
Çizelge A.1	Evsel Soğutucu Cihazları Sınıflandırması ve İlgili Bölme Yerleşimleri	101
Çizelge A.2	Soğutucu Cihaz Bölmeleri İçin Termodinamik Faktör.....	101
Çizelge A.3	Düzeltilme Faktörleri	102
Çizelge A.4	Soğutucu Cihaz Kategorisine Göre M ve N Değerleri	102

NO-FROST DERİN DONDURUCULARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Hüsnü Anıl DÖRTOK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Çevre faktörü dikkate alındığında, Dünya'da kullanılabilecek enerji kaynaklarının sınırlı olması ve artan nüfus nedeni ile mevcut kaynakların hızla tükenmesi sonucunda enerji verimliliği gün geçtikçe daha önemi hale gelmektedir.

Enerji tüketimiyle ilgili yapılan çalışmalar sonucunda, sanayi ihtiyacı dışında en büyük pay, evsel ihtiyaçların karşılanmasında aittir. Buzdolabı ve dondurucu gibi sürekli çalışan cihazlar, en çok evsel enerji tüketen cihazlardır.

Bu çalışmada, referans olarak A⁺ enerji sınıfında no-frost derin dondurucu ele alınarak enerji verimliliği üzerine çalışılmıştır. Dondurucunun soğutma çevrimi ve sistem elemanları tanıtılmış, enerji tüketimi deney standartları hakkında bilgi verilmiş ve dondurucularda enerji tüketimini etkileyen parametreler incelenmiştir. Araştırma konuları dondurucu kabin yalıtımı ile soğutma sistem elemanlarının optimizasyonu olarak iki ana başlık altında toplanmıştır.

Referans kabinde yalıtım malzemesi olarak, sadece poliüretan (PÜ) ve PÜ ile vakum izolasyon panellerinin (VIP) kullanıldığı iki farklı ısı kazancına sahip dondurucular için

yalıtım çalışması yapılmıştır. Çalışmada, dondurucunun dış boyutları sabit tutularak PÜ yalııtım kalınlıklarındaki artışın enerji indeksine olan etkisi araştırılarak uygun yalııtım kalınlıkları belirlenmiştir.

Soğutma sistem elemanlarının optimizasyonunda ise, dondurucu ısı kazancını karşılayabilecek alternatif kompresörler enerji tüketimi açısından karşılaştırılmış, ardından soğutkan göçü çalışmaları hakkında bilgi verilmiş ve en son kabin içindeki ölçüm paketlerinin sıcaklık dağılımının homojenleştirilmesi için hava kanalı ve faz değıştiren malzeme uygulamaları paylaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: No-frost derin dondurucu, optimum yalııtım kalınlığı, vakum izolasyon panel, poliüretan, enerji tüketimi.

**ENERGY EFFICIENCY OF
NO-FROST FREEZERS**

Hüsnü Anıl DÖRTOK

Department of Mechanical Engineering
MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

The importance of energy efficiency has an increasing trend as the energy resources are being depleted mainly because of the increasing population.

Energy consumption is becoming important because energy resources on the earth are limited and existing resources run out of because of excess population growth, when environmental factors are taking into consideration.

As a result of studies on energy consumption, the greatest ratio is determined to be about meeting domestic energy needs, right after industry energy needs. Refrigerators and freezers which are running continuously are appliances consuming the highest domestic energy.

In this thesis, energy efficiency is investigated with the references of no-frost freezers in the A⁺ energy class. System components and refrigeration cycle of freezer are explained, information about standards on energy consumption testing is given, and the parameters affecting energy consumption of freezers are investigated. Investigation subjects are gathered in two main topics which are cabinet insulation of freezers and the optimization of refrigeration system components.

A study has been conducted on insulation for freezers having two different heat gains which are used only polyurethane (PU) and PU with vacuum insulation panels in the reference cabin. In the thesis, appropriate insulation thicknesses are determined while keeping constant the external dimensions of freezer and investigating the effect of increase in PU insulation thickness to energy index.

In the optimization of refrigeration systems components, alternative compressors which are able to meet freezer heat gain are compared in terms of energy consumption, then the information about refrigerant migration study is given. Air duct and the implementation of phase changing materials for the homogenization of temperature distribution of measurement packages in the freezer cabinet are explained for the optimization of the equipments in the refrigerating system.

Key words: No-frost freezer, optimum isolation thickness, vacuum insulation panel, polyurethane, energy consumption

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Dünyada, çevre kirliliği etkisi dikkate alındığında kullanılabilecek enerji kaynaklarının sınırlı olması ve mevcut kaynakların da hızlıca tükenmesi sonucunda enerji gün geçtikçe daha önemi hale gelmektedir. Hayatımızın her alanında ihtiyaç duyulan ve artık vazgeçilemez bir hal alan enerji kullanımı, gerek bireysel gerekse ülke bazında refah bir yaşam sürdürülebilmesi için anahtar görevindedir. Böylesine kritik bir konuda, insanların duyarlı olması ve enerji en verimli şekilde kullanılması gerekmektedir.

Ülkelerin, enerji kaynaklarının daha verimli kullanılabilmesi için yaptıkları çalışmalar ve ortak kararlar ile cihazların enerji tüketiminde belirli standartlar geliştirerek enerji tüketimini azaltmaya çalışmaktadırlar.

Yapılan çalışmalar sonucunda enerji, sanayi ihtiyacı dışında en büyük pay olarak evsel ihtiyaçların karşılanmasında kullanılmaktadır. Evsel cihazlara ait enerji tüketimi incelendiğinde ise buzdolabı ve dondurucu (Şekil 1.1) gibi sürekli çalışan cihazların evsel enerji tüketimini önemli miktarda artırdığı görülmüştür. Bu duruma önlem olarak, buzdolabı ve dondurucularda sistem iyileştirmeleri gerçekleştirilerek cihazların daha verimli çalışmaları sağlanmalıdır. Böylece, hem bireysel, hem ülke bazlı, hem de dünya genelinde önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlanacaktır.

Bu bağlamda, enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik çalışmalar, diğer tüm sektörlerde olduğu gibi beyaz eşya sektöründeki buzdolabı ve dondurucu üreticileri arasında da önemli bir rekabet ortamı oluşturmuştur. Bu pazardaki üreticiler, buzdolabı ve

dondurucunun enerji tüketimini azaltıp daha verimli çalışma hedeflerini de sürekli olarak büyültmektedirler.



Şekil 1.1 Ev tipi iki kapılı buzdolabı (sol) ve derin dondurucu (sağ)

Soğutma verimi, birim soğutma kapasitesi başına harcanan birim enerji miktarı ile bağlantılı olduğundan, bu cihazların daha verimli olarak çalışması için ya kabin yalıtımını iyileştirip gerekli soğutma kapasitesini düşürülmesi ya da sistem elemanlarının harcadığı enerji miktarını azaltılması gerekmektedir. Enerji tüketimi ile indeks değeri arasındaki doğru orantı sayesinde, dondurucunun enerji tüketiminde gerçekleştirilen yüzde iyileşme aynı oranda indeksi de etkilemektedir.

Tez kapsamında, 3. ve 4. bölümde dondurucuların enerji tüketimine etkili olan parametreler incelenmiş, kabin yalıtımı ve sistem elemanlarının optimizasyon olarak çalışmalar 2 ana başlık altında toplanmıştır.

Üçüncü bölümdeki referans alınan dondurucu kabinde, yalıtım malzemesi olarak PÜ kullanılmış ve bu durum için tek boyutlu ısı transfer modeli çıkartılarak dondurucu ısı kazançları hesaplanmıştır. Sonrasında, referans alınan dondurucuda kullanılan yalıtım kalınlıkları kabin içine doğru +5'er mm artırılıp, iyileştirilen kabin ısı kazancı ile net hacim değişimi arasında bağlantı kurularak indekse olan etkisi araştırılmıştır. Bu

bölümün sonunda, referans alınan dondurucuda yalıtım malzemesi olarak PÜ yanında ısı kazancını azaltmak için VIP kullanılmış ve bu durum için de yalıtım kalınlıklarındaki değişimin indekse etkisi araştırılmıştır.

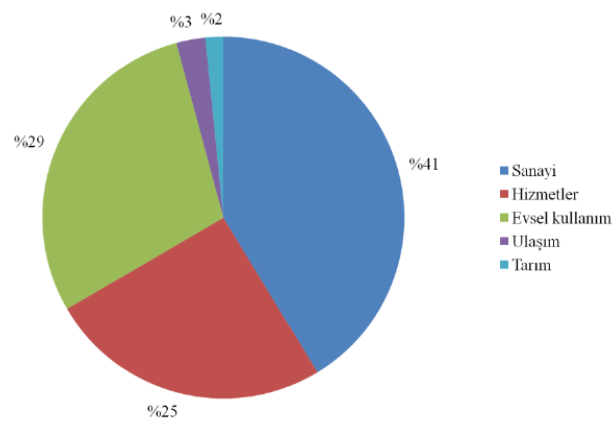
Dördüncü bölümde ise, dondurucunun soğutma sistemindeki elemanlarının optimizasyonu üzerine çalışılmıştır. Dondurucu kabininde, kompresör seçiminde dikkat edilen parametreler anlatılmış ve teknik verilerine göre karşılaştırılan kompresörlerden en düşük enerjiyi sağlayacak kompresör seçimi yapılmıştır. Ardından soğutkan göçünü önlemek için yapılan solenoid valf çalışmalarından bahsedilmiş ve kabin içindeki ölçüm paketlerinin sıcaklık dağılımını homojenleştirmek için hava kanalında çalışmalar ile faz değiştiren madde (PCM – phase change materials) uygulamalarından bahsedilmiştir.

Son olarak, yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar 4. bölümde belirtilmiştir.

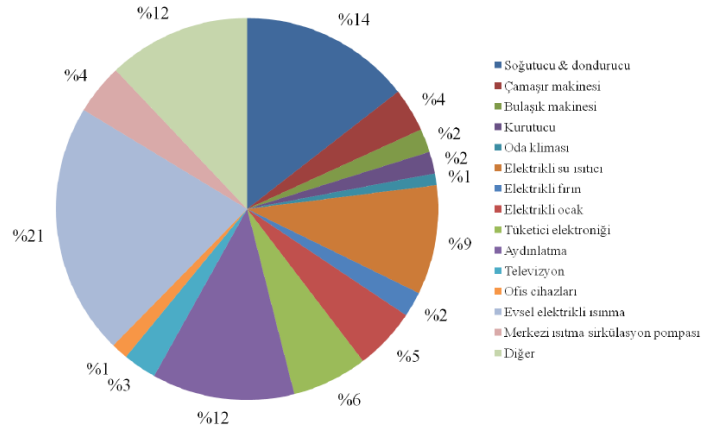
1.1 Literatür Özeti

1.1.1 Buzdolabı Enerji Tüketiminin Önemi

Avrupa Birliği'nin 2004'teki genişlemesinden önce üye olan 15 ülkede (EU-15 ülkeleri) 2006 yılı verilerine göre toplam elektrik enerjisi tüketiminin %29'unu evsel kullanımı oluşturmaktadır (Şekil 1.2). Evsel kullanımın da %14'ünü soğutucu ve dondurucular tüketmektedir (Şekil 1.3).[1]



Şekil 1.2 EU-15 ülkelerinde elektrik enerjisi kullanımının sektörlere göre dağılımı [2]



Şekil 1.3 EU-15 ülkelerinde evsel elektrik enerjisi kullanımının dağılımı[2]

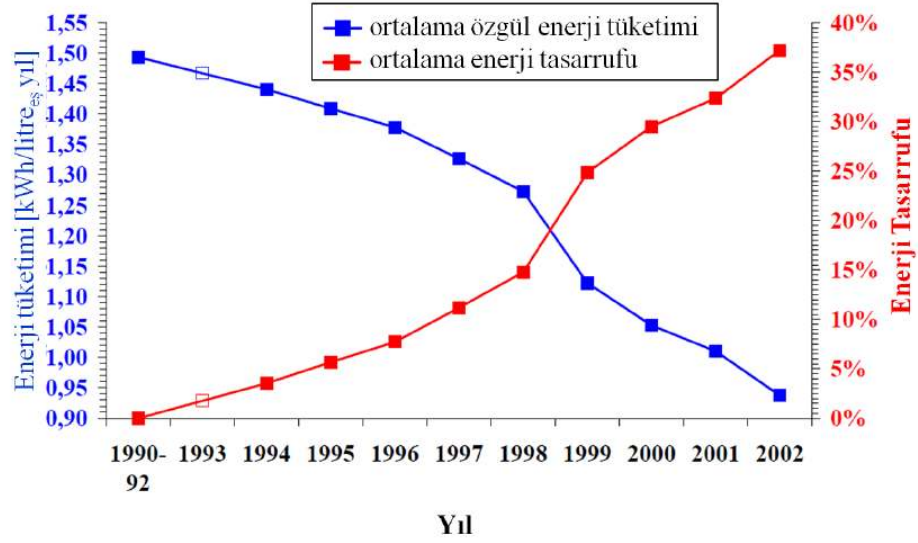
Benzer şekilde, Avrupa Birliği'ne 2004 yılındaki genişlemeden sonra katılan NMU-12 ülkelerinde de toplam elektrik enerjisi tüketiminin %26'sını evsel kullanım oluştururken, buzdolapları da evsel enerji tüketiminin ~%22'sini oluşturmaktadırlar.[3]

İstatistikî veriler göstermektedir ki, Avrupa Birliği ülkelerinde buzdolapları, toplam elektrik enerjisi tüketiminin %4 ila %6'sını oluşturmaktadır. Bu da göstermektedir ki, buzdolaplarında yapılacak verim artırma çalışmaları ile elektrik enerjisi tüketiminde önemli tasarruflar sağlanabilir.

Sadece buzdolabı ve dondurucularda, ekolojik tasarım ve enerji etiketi yönetmeliklerinin uygulanması ile 2020 yılında sağlanacak tasarrufun yıllık 6 TWh mertebesine ulaşacağı öngörülmektedir. [4]

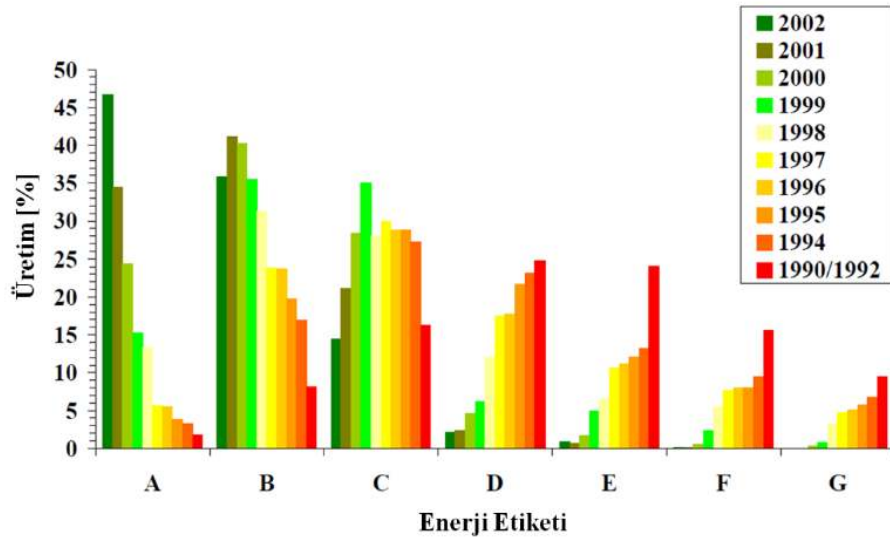
Avrupa Birliği ülkelerinde buzdolaplarının ortalama özgül enerji tüketimine bakıldığında, yıllar ilerledikçe daha az enerji tüketen buzdolaplarının kullanıldığı görülmektedir (

Şekil 1.4). Daha az enerji tüketen buzdolapları kullanıldıkça, gerçekleştirilen enerji tasarrufu oranında da artış olmaktadır.[4]



Şekil 1.4 AB içinde buzdolaplarında ortalama özgül enerji tüketimi ve sağlanan enerji tasarrufunun yıllara göre değişimi [2]

Tüketicilerin bu konuda bilinçlenmesinin yanı sıra, getirilen yönetmelikler ile daha verimli ürünler üretilmesinin teşvik edilmesi sağlandıkça, verimli enerji sınıflarındaki ürünler daha fazla üretilmeye başlanmıştır (Şekil 1.5). Teknoloji ilerledikçe verimsiz enerji sınıflarındaki ürünlerin satışı yasaklanarak üreticiler daha verimli ürünler geliştirmeye zorlanmıştır.[4]



Şekil 1.5 Enerji sınıfına göre buzdolabı üretim miktarlarının farklı yıllardaki oranları [2]

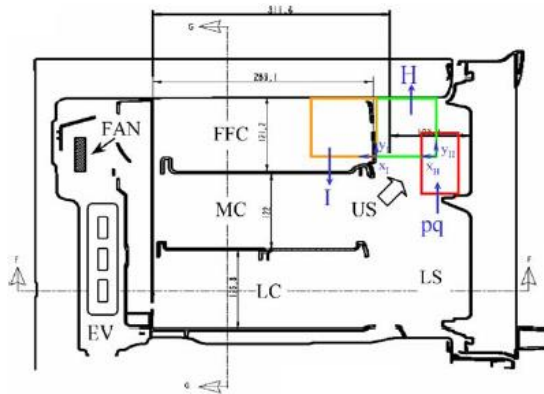
Avrupa standartlarına göre 2014 yılına kadar geçerli olan indeks ve enerji sınıfı arasındaki ilişki Şekil 1.6' da gösterilmiştir.

$EEI < 22$	A+++
$22 \leq EEI < 33$	A++
$33 \leq EEI < 44$	A+
$44 \leq EEI < 55$	A
$55 \leq EEI < 75$	B
$75 \leq EEI < 95$	C
$95 \leq EEI < 110$	D
$110 \leq EEI < 125$	E
$125 \leq EEI < 150$	F
$EEI \geq 150$	G

Şekil 1.6 İndeks Değerlerine Göre Enerji Sınıfları (2014 Yılına Kadar Geçerli) [5]

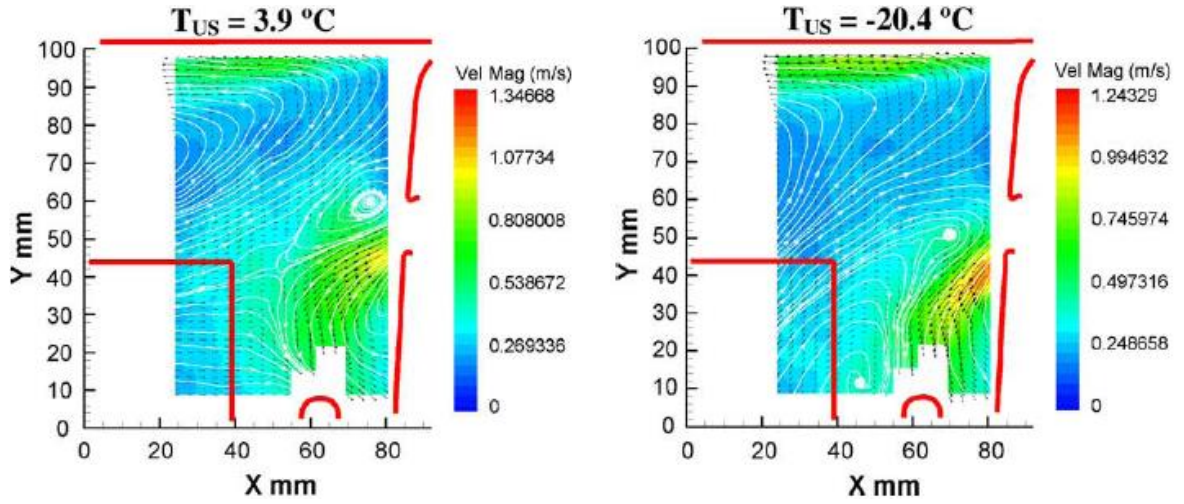
1.1.2 Zorlanmış Taşınımli Soğutucularda Sıcaklık ve Hava Dağılımı İncelemeleri

Lacerda vd. 440 L toplam hacime sahip iki kapılı NF bir buzdolabı dondurucu bölmesinde hava dağılımını incelemişlerdir. Dondurucu kabinin üst kısmında hızlı dondurma bölmesi yer almaktadır (Şekil 1.7). Hızlı dondurma bölmesinde tespit edilen yüksek sıcaklık alanında PIV yöntemiyle hava hızları ölçülmüştür. Buzdolabı ortam sıcaklığı olan 25°C'de ısı dengede iken çalıştırılarak ölçümler alınmıştır. Kabin içi sıcaklıkları termostat kesme değerine ulaşarak kompresörün durma anına kadar geçen sürede sıcaklık ve hız ölçümleri yapılmıştır. Bu ölçümlerde dondurucu kabin içindeki en sıcak alan tespit edilmiş ve bu bölgenin sıcak kalmasının sebepleri deneysel olarak incelenmiştir. [6]



Şekil 1.7 Dondurucu kabin yan görünüşü [6]

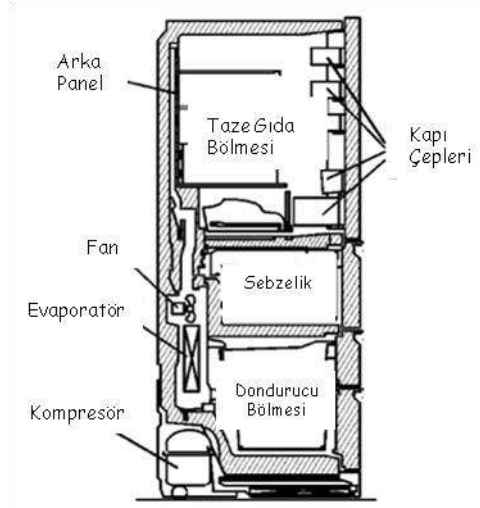
Buharlaştırıcı üzerinde soğutulan hava öncelikle hızlı dondurma bölgesine üflenmektedir. Dondurucu kabin içine hava hızlı dondurma bölgesinin raf deliklerinden üflenir. Burada jet hava akımı oluşmaktadır. Dolabın çalışma periyodunda soğumaya bağlı olarak jet hava akımı eğiminin Şekil 1.8'da görüldüğü gibi aşağı doğru yöneldiği tespit edilmiştir.



Şekil 1.8 Kapı rafına üflenene jet hava akımının soğumaya bağlı değişimi [6]

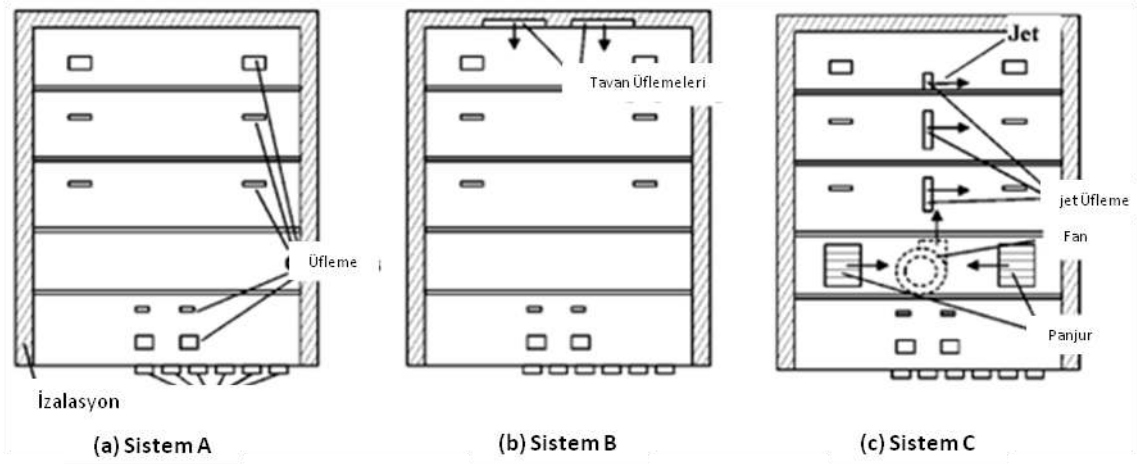
Kapı üst rafında bulunan ve Şekil 1.8'da sol alt köşede görülen pakete, hava akımının aşağı doğru yönelmesine bağlı olarak, yeterince hava üflenemediği tespit edilmiştir. Bu durumun da kapı üstündeki alanın sıcak kalmasına sebep olduğu ileri sürülmüştür.

Fukuyo vd. Şekil 1.9'de görülen buzdolabında taze gıda bölgesi için homojen sıcaklık dağılımı sağlamak ve soğutma süresini azaltmak için yeni bir hava dağıtım sistemi tasarlamışlardır. Mevcut durumda buharlaştırıcı üzerinde soğutulan hava fan ile taze gıda bölgesi, sebzelik ve dondurucu kabine yönlendirilmektedir. Yeni tasarlanan hava dağıtım sisteminde taze gıda bölgesine bir fan ve jet hava kanalları eklenmiştir. Mevcut durumda taze gıda bölgesindeki sıcaklıklar deneysel olarak ölçülmüş ve CFD analizi gerçekleştirilmiştir. Yeni durumdaki hava kanalı için ise CFD analizleri gerçekleştirilmiş ve mevcut durum CFD sonuçları ile karşılaştırıldığında 1°C daha soğuk olduğu görülmüştür.[7]



Şekil 1.9 Buzdolabı görünümü[7]

Taze gıda kabininin mevcut durumu (A), mevcut durumda yapılan iyileştirme (B) ve yeni geliştirilen hava dağıtım sistemi (C) Şekil 1.10 'de görülmektedir.

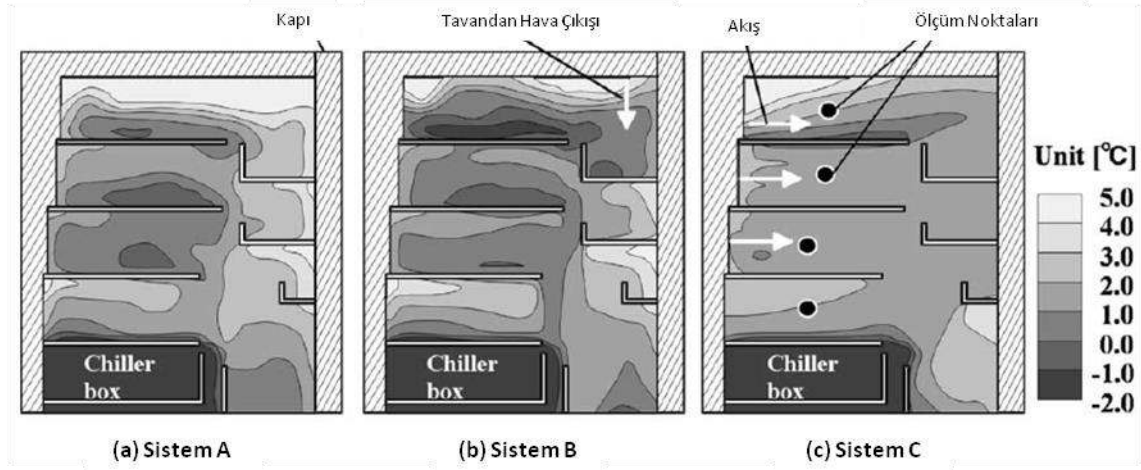


Şekil 1.10 Hava kanalları görünümü [7]

Sistem A mevcut durum olup kapıdaki paketler ve üst rafta sıcaklıklar yüksektir. Sistem B mevcut durumun iyileştirilmiş hali olup kapıdaki paketleri ve üst rafı soğutmak için tavana üfleme delikleri eklenmiştir. Sistem C yeni hava dağıtım sistemi olup bir fan, üç adet jet kanalı ve iki tane emiş kanalı eklenmiştir. Eklenen fan ile hava jeti için $0,3 \text{ m}^3/\text{dk}$ hava debisi oluşturulmuştur.

Şekil 1.11'de her bir hava dağıtım sistemi için sıcaklık dağılımına yönelik yapılan analiz sonuçları görülmektedir. Sistem A'da üst rafta ve üst kapıdaki paket sıcaklıklarının yüksek olduğu, her bir rafın ortasında sıcaklıkların düşük olduğu görülmektedir. Sistem

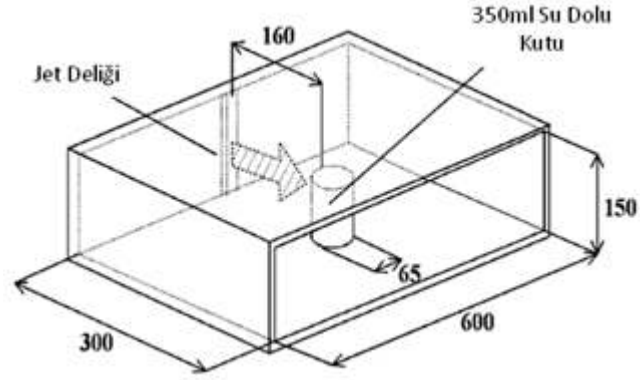
B'de tavanda açılan hava delikleri üst rafın ve kapı üstündeki paketlerin soğumasını sağlamakta ve böylece sıcak bölgeler kaybolmaktadır. Sistem C kabin genelinde sıcaklığın 2 °C olmasını sağlandığı görülmektedir.



Şekil 1.11 Kabin merkez ekseninde sıcaklık dağılımı [7]

Hava dağıtım sisteminde jet hava kanalları kullanılması taze gıda bölümünde homojen sıcaklık dağılımı sağlaması yanında soğutma süresinin azalmasını sağlamıştır. Mevcut durumda 120 dakika olan soğutma süresi jet hava kanallarının kullanılması ile 30 dakika değerine düşürüldüğü belirtilmektedir.

Fukuyo vd [6] 0,35 L hacminde içi su dolu silindir bir kabin soğutulma süresini hava sıcaklığı ve hava akış hızı olmak üzere iki parametreye bağlı olarak incelemiştir. Bu inceleme için Şekil 1.12'da görülen deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinde görülen hacim buzdolabı taze gıda bölümündeki raflar arasındaki hacmi temsil ettiği belirtilmektedir.



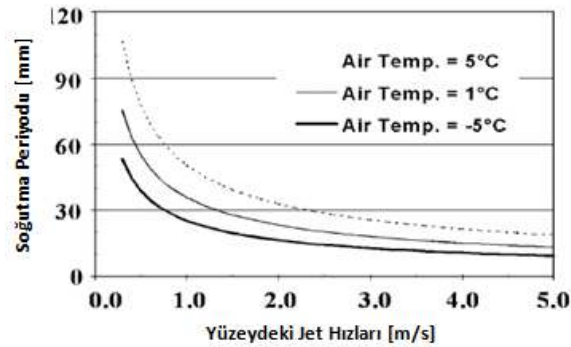
Şekil 1.12 Buzdolabı kabini rafları arasındaki sıcaklıkların incelendiği deney düzeneği [7]

Raflar arasında yer alan ve ürünü temsil eden silindirin soğuma süresini ve sıcaklığını tahmin etmek için oluşturulan model (1.1) önerilmektedir.

$$T = T_0 \exp\left(-\frac{\alpha' A_{can}}{\rho_{water} C_{p,water} V_{can}} t\right) \quad (1.1)$$

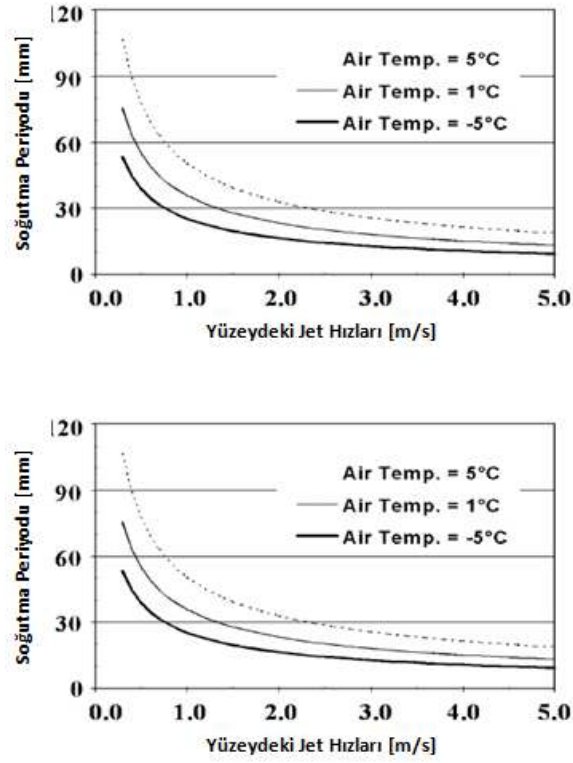
Burada α' silindir üzerinde iki boyutlu ısı transfer katsayısı, ρ_{water} suyun yoğunluğu, $C_{p,water}$ suyun özgül ısı, V_{can} silindirin hacmi, t soğutma süresi, T hava ile silindir sıcaklık farkını göstermektedir. T_0 T 'nin başlangıç değeridir.

Oluşturulan model doğrulaması için hava üfleme sıcaklığının -5°C , 1°C ve 5°C olduğu ve hava hızının $0-5\text{m/s}$ arasında değiştiği durumlar için silindirin 25°C 'den 10°C 'ye



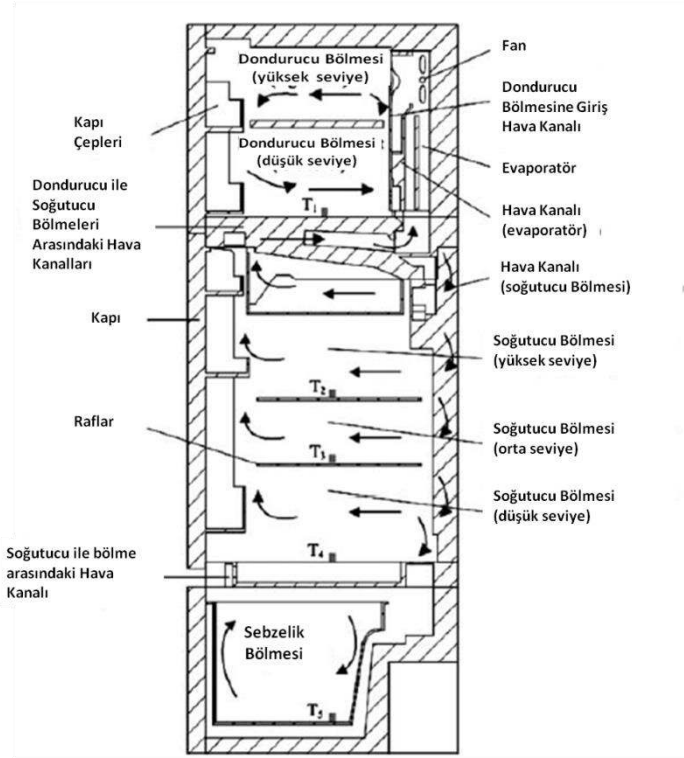
soğuma süresi incelenmiştir (

Şekil 1.13).



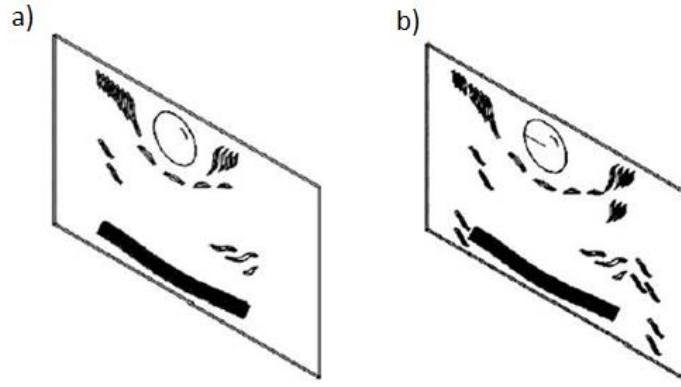
Şekil 1.13 Ölçülen ve tahmin edilen silindir merkez sıcaklıkları

Yang vd. göre buzdolabı içinde sıcaklık farklılaşmasında hava kanalları tasarımı ve bu kanalların konumu etkili olmaktadır. Bu çalışmada iki kapılı, NF ve ara hava geçişli bir buzdolabında dondurucu kabin, taze gıda bölümü ve sebzelik bölümü sıcaklıkları incelenmiştir. İncelenen buzdolabı Şekil 1.14’de görülmektedir. [8]



Şekil 1.14 Evsel üç kapılı bir buzdolabında hava akışı [8]

Kompresörün çalışma ve durma zamanlarına bağlı olarak kabinler içinde oluşan sıcaklık farkları tespit edilmiştir. Taze gıda bölümündeki sıcaklık dağılımını iyileştirmek için hava kanal tasarımı ile üfleme deliklerinde değişiklikler yapılmıştır. Ayrıca taze gıda bölümündeki deliklerin konumlarında da değişiklikler yapılmıştır. Böylece hava merkezden kenarlara doğru akışa zorlanmıştır. Mevcut durum ve yeni durumdaki buharlaştırıcı kapağı tasarımları Şekil 1.15'te görülmektedir.



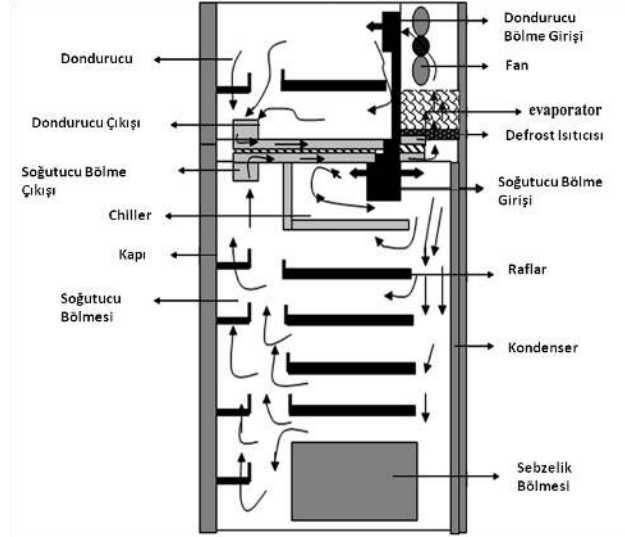
Şekil 1.15 Dondurucu kabin hava kanalları a) mevcut durum b) yeni tasarım [8]

Buzdolabının mevcut durumu ve yeni tasarım için nümerik analizler gerçekleştirilmiştir. Analizlerde kütle ve momentum korunumu için Navier Stokes temel prensipleri çözdürülmüştür. Enerji korunumu için türbülanslı kinetik enerji ve enerji değişim modeli k-ε kullanılmıştır. Taze gıda bölmesinde sıcaklık dağılımı karşılaştırması için en yüksek sıcaklık farkı ve sıcaklık farkının karesinin ortalama karekökü dikkate alınmıştır.

$$\left(\sqrt{\frac{\sum (T - T_{average})^2}{N}} \right) \quad (1.2)$$

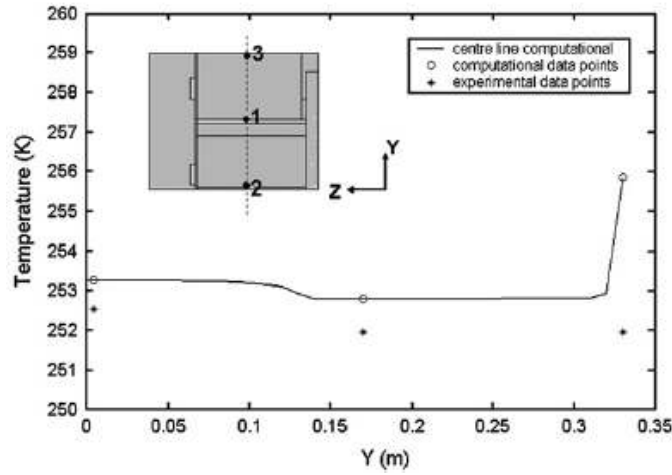
Yapılan bu karşılaştırmada en yüksek sıcaklık farkı 7,2 °C'den 3,6 °C'ye ve sıcaklık farkının karesinin ortalama karekökü 3,2 °C'den 1,6 °C'ye düşürülmüştür.

Gupta vd. yapmış oldukları çalışmada NF bir buzdolabında dondurucu kabin ve taze gıda kabini sıcaklıklarını deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. İncelenen buzdolabı Şekil 1.16'te görülmektedir.[8]

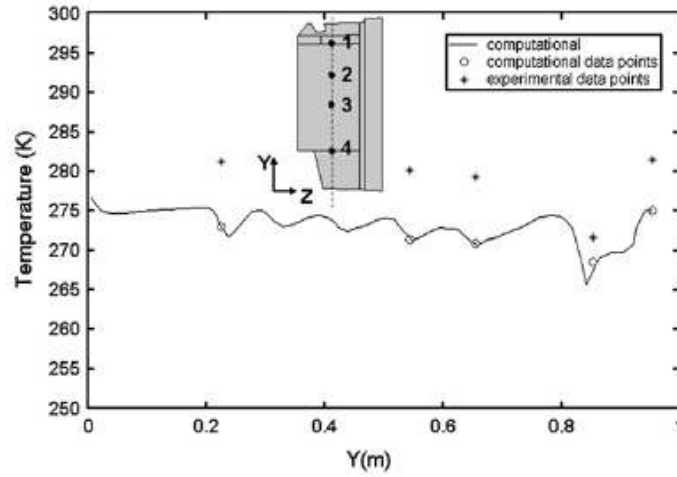


Şekil 1.16 Buzdolabı şematik görünümü [8]

Yapılan nümerik çalışmada dondurucu kabinde zorlanmış taşınım esas alınmıştır, taze gıda bölümünde ise doğal ve zorlanmış taşınım etkisi birlikte dikkate alınmıştır. Analizler kararlı durum için yapılmıştır. Dondurucu ve taze gıda bölümü kabinlerinde duvarların diğer yüzeylerle (raflar, yan duvarlar) sıcaklık farkı düşük olması (2-4 °C) sebebiyle radyasyon ısı transferinin ihmal edildiği belirtilmektedir. Dondurucu kabin sıcaklıkları için Şekil 1.17’te taze gıda kabini sıcaklıkları için Şekil 1.18’de deneysel ve nümerik sonuçlar karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.17 Dondurucu kabin sıcaklıkları deney ve nümerik analiz sonuçları karşılaştırması



Şekil 1.18 Taze gıda kabini sıcaklıkları deney ve analiz sonuçları karşılaştırması [8]

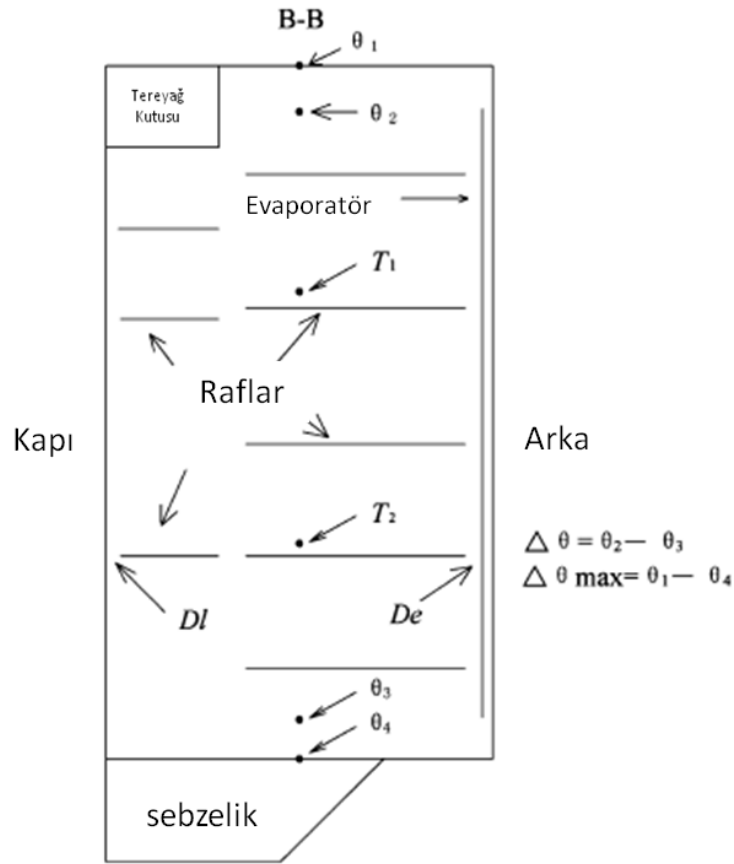
Dondurucu kabinde nümerik sonuçlara göre sıcaklık değerleri deneysel sonuçlara göre daha yüksektir. Bölgesel hava debisi bilgisinin yeterli olmamasından dolayı bu farkın oluşabileceği belirtilmektedir. Taze gıda bölmesinde ise deneysel olarak ölçülen sıcaklık değerleri nümerik değerlerine göre daha yüksek olmaktadır. Oluşan bu farklılığa nümerik hesaplamada contadan olan ısı transferinin dikkate alınmamasının ve yoğunlaştırucuda kızgın buhar fazı sıcaklığının dikkate alınmamasının sebep olabileceği belirtilmiştir.

1.1.3 Buzdolabında Sıcaklık Dağılımı İyileştirme Yolları

Guo-Liang Ding ve arkadaşları doğal taşınımlı buzdolaplarında kabin yüksekliğinin artmasına bağlı olarak sıcaklık farkının arttığını ve özellikle büyük hacimli buzdolaplarında problem oluşturduğunu görmüşlerdir. Homojen sıcaklık dağılımını iyileştirmek için bu çalışmada iki adet buzdolabı hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) ve deneysel olarak incelenmiştir.[9]

Doğal taşınımlı buzdolabında yapılan ölçümlerde rafların arka duvar ile olan mesafesi ve rafların kapı ile olan mesafesi sıcaklık dağılımında önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüş, bu mesafelerin azalmasıyla daha homojen bir sıcaklık profilinin oluştuğunu görmüşlerdir. Sıcaklık dağılımını iyileştirmek için diğer bir uygulama olarak sisteme aksel fan ve hava kanalları eklenmiş, bunun buzdolabında hava akışını nasıl etkilendiği incelenmiştir.

İncelenen doğal taşınım buzdolabı (Şekil 1.19) soğutma kabini 1012mm yükseklikte ve 414mm genişliktedir. θ_1 ve θ_4 üst nokta ile alt nokta sıcaklıklarıdır. θ_2 toplam yüksekliğin %5'nin üst noktadan olan mesafesindeki sıcaklık, θ_3 toplam yüksekliğin %5'nin alt noktadan olan mesafesindeki sıcaklık değeridir. T_1 ve T_2 toplam yüksekliğin 1/3 ölçüsündeki alt ve üst kısımlara olan uzaklıklardaki sıcaklıklardır. $\Delta\theta_{\max}$, θ_1 ve θ_4 arasındaki sıcaklık farkıdır ve $\Delta\theta$, θ_2 ve θ_3 arasındaki sıcaklık farkıdır. $\Delta\theta$ Düşük olması üniform sıcaklık dağılımının iyi olduğunu göstermektedir.



Şekil 1.19 Guo-Liang Ding vd. İnceledikleri Buzdolabı Kesit Görünüşü [9]

Kabin içerisinde basınç değişiminin küçük olması sebebiyle yoğunluğun basınç ile değişiminden etkilenmesi ihmal edilebilir, bu sebeple akış sıkıştırılmaz akış olarak kabul edilir. Boussinesq hipotezi temel alındığında yoğunluk sadece sıcaklık ile değişmektedir, $\rho = \rho_{ref}[1 - \beta(T - T_{ref})]$.

De, raf ile evaporatör arasındaki mesafe (10 mm), DI, raf ile kapı arasındaki mesafe (6 mm) olmaktadır ve Çizelge 1.1’de De ve DI’nin sıcaklık ve hava dağılımına etkisi gösterilmiştir. Kabin içinde De ve DI değerleri büyütüldüğünde hava hızı artmaktadır ve bu durumda üniform sıcaklık dağılımından uzaklaşmaktadır.

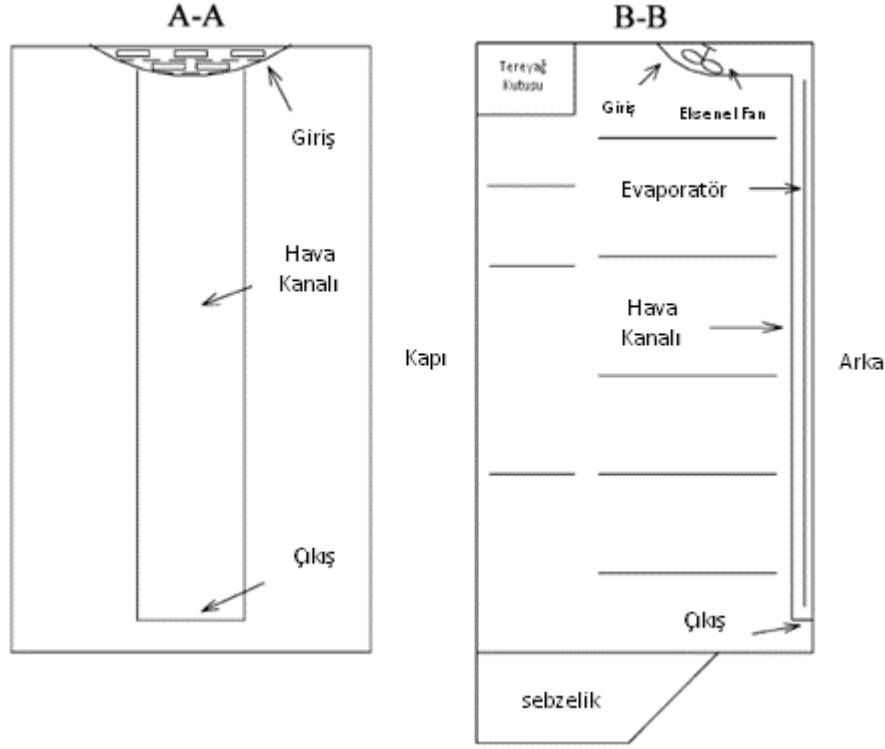
De ve DI değerleri küçük olduğunda hava akışı genel olarak raflar arasında ve düşük hızla hareket eder. Bunla birlikte akış sınır tabaka kalınlığı artmaktadır. Bunun sonucunda katı yüzey ile hava arasındaki ısı transferi azalmaktadır. De ve DI değerleri büyütülürse tersi durum görülmektedir. Bu durumda yüzeylerde ve evaporatörde daha fazla hava akışı görülmektedir. Böylece sınır tabaka kalınlığı azalır ve ısı transferi artar. Bu durumda uniform sıcaklık dağılımının elde edilmesi zorlaşmaktadır.

Çizelge 1.1 Sıcaklık Dağılımı ve Maksimum Hız Değerleri [9]

<i>De/mm</i>	<i>DI/mm</i>	<i>u_{max} (m/s)</i>	<i>Δθ</i>
0	0	0.09259	3.6
5	0	0.09759	4.0
10	0	0.1158	4.1
10	6	0.1239	7.4
17.5	13	0.1304	7.8

De ve DI değerleri azaltıldığında kabin içindeki sıcaklık homojenleşmiş ancak bu durumda hava ile olan ısı taşınımı azalmıştır. Bu durumda De ve DI değerlerin çok büyük ya da çok küçük olması ideal durum değildir. Tüm durumlar dikkate alındığında De = 8 mm ve DI = 4 mm olması o çalışma için uygun olmuştur.

Ayrıca kabin içinde dikey ekseninde yüksek sıcaklık farklılaşması görülmüştür. Kabin altında -3 °C iken kabin üstünde 8 °C sıcaklık görülmektedir. Sıcaklık dağılımını iyileştirmek için yeni bir kabin tasarlanmıştır (Şekil 1.20). Kabin üstünde hava hareketini artırmak amacıyla aksenal bir fan kullanılmıştır. Dairesel bir hazne içinde bulunan fanın üflediği hava, kabin içine gönderilmekte ve evaporatör üzerine doğru emilmektedir. Evaporatör üzerinde soğuyan hava, kanal ile fan üzerine geri döner ve tekrar kabine üflenerek çevrim tamamlanır.[9]



Şekil 1.20 Guo-Liang Ding vd Yeni Kabin Görünümü[9]

Yeni tasarlanan kabin içinde yaklaşık 0,1822 m/s hava hızı elde edilmiştir. Bu hava hızı ilk durum (max 0,1239 m/s)'dan daha yüksek olmuş ve taşınım ısı transferi artırılmıştır. Kabin içindeki sıcaklık dağılımına bakıldığında, ilk durumdaki en yüksek sıcaklık yeni durumda 2,4 °C azaltılmıştır. Çizelge 1.2 'de yeni durumdaki sıcaklık farkları görülmektedir.

Çizelge 1.2 Yeni Kabindeki θ_1 , θ_2 , θ_3 ve θ_4 Simülasyon Değerleri

$\theta_1/^\circ\text{C}$	$\theta_2/^\circ\text{C}$	$\theta_3/^\circ\text{C}$	$\theta_4/^\circ\text{C}$	$\Delta\theta/^\circ\text{C}$	$\Delta\theta_{\max}/^\circ\text{C}$
1.2	1.3	1.4	1.4	0.1	0.2

Yeni kabinde sıcaklık dağılımı için yapılan simülasyonlarda yeni eklenen fanın bulunduğu hazne küresel şekle sahiptir. Ayrıca (kanal açıklık alanı bu incelemelerde sabit alınıp) dikdörtgen ve silindir şekillerinde hava çıkış kanalları incelenmiştir.

Yapılan simülasyonlarda, dikdörtgen ve silindir şekle sahip kanallarda maksimum sıcaklık küresel kanala göre 4 °C ve 2°C daha az olmaktadır. Maksimum sıcaklıktaki bu farklılık fan ile üflenmiş havanın kabin içine olan giriş doğrultusundaki farklılıktan kaynaklanmaktadır. Küresel şekle sahip kanalda hava dikey ekseninde aşağı yönlü

üflenmektedir, bu sebeple üst bölgelerde hava hareketi zayıf olup yüksek sıcaklık görülür. Dikdörtgen ve silindirik kanallarda ise hava yatay eksende üflenmektedir. Bu durumda üst bölgede hava hareketi güçlendirildiğinden daha üniform sıcaklık dağılımı elde edilmektedir. Çizelge 1.3’de farklı şekle sahip üfleme kanalları için oluşan sıcaklık farkları gösterilmektedir.

Çizelge 1.3 Giriş Şeklinin Sıcaklık Dağılımına Etkisi[9]

Giriş Şekilleri	$\theta_1/^{\circ}\text{C}$	$\theta_2/^{\circ}\text{C}$	$\theta_3/^{\circ}\text{C}$	$\theta_4/^{\circ}\text{C}$	$\Delta\theta/^{\circ}\text{C}$	$\Delta\theta_{\max}/^{\circ}\text{C}$
Küre	1.2	1.3	1.4	1.4	0.1	0.2
Dikdörtgen	1.0	1.1	1.4	1.4	0.3	0.4
Silindir	1.0	1.1	1.5	1.5	0.4	0.5

Hesaplanan sonuçlar havanın hava kanalından kabin içine olan akış doğrultusu sıcaklık ve hava dağılımında etkili olduğu görülmüştür. Her iki buzdolabı karşılaştırıldığında yeni tasarlanan buzdolabında üniform sıcaklık dağılımının eskisine göre iyileştiği görülmüştür. Ayrıca kabin içine üflen en havanın doğrultusu kabin içindeki sıcaklık dağılımında önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Hava çıkış kanalından üfleme doğrultusu dikey yönlü olmamalıdır; bu durumda üst bölgede sıcaklıklar yükselmektedir.

1.1.4 Vakum İzolasyon Panellerinin (VİP) Kullanımı

1.1.4.1 Vakumlu Yalıtım Teknolojisi

Vakumlu yalıtım tekniği uzun süredir bilinen bir yöntemdir. Vakumun yalıtım amaçlı kullanımı ilk olarak İskoçyalı fizikçi James Dewar (1842-1923) tarafından 1872’de geliştirilen sistemde yalıtım boşluğunun kömür tozu ile doldurulup vakumlanması ile elde edilen ısıl izolasyonun düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılması ile gerçekleştirilmiştir [10].

Termoslar buluşun uzun zamandır yaygınca kullanılan uygulamalarının başında gelmektedir. Termos kapları silindirik metal ya da cam iç ve dış cidardan oluşan ve iki cidar arasında kalan boşluğun vakumlanarak sızdırmaz şekilde kapatıldığı sistemlerdir. Metal ve cam gaz bariyer özellikleri iyi malzemeler olup yüzeyleri metal ile kaplanarak ısı geçişi en aza indirilmektedir.

Geleneksel yalıtım uygulamalarında yalıtım tekniği yalıtım boşluğundaki hava ya da gaz moleküllerinin hareketinin engellenmesi üzerinde kurulmuştur. Molekül hareketleri hacim içerisine genelde köpük bazlı yalıtım malzemeleri yerleştirilerek ve hacmi düşük molekül hızlarına sahip gaz ile doldurarak sağlanır. Vakumlu yalıtım tekniğinde ise mekanizma yalıtım hacmindeki molekül hareketini engellemek yerine hacim içerisinde moleküllerin tahliyesi amaçlanır. Böylelikle hacim içerisinde ısı iletimini sağlayacak çok az miktarda gaz molekülü kalacaktır. Bu moleküllerin hareketini kısıtlamak ve sistemin mukavemetini artırmak amacı ile yalıtım hacmi ayrıca dolgu malzemesi ile doldurulur. Vakumlu yalıtım tekniği ile ilgili ilk patentin 1972 yılında “Cryogenic Storage Apparatus” ismi ile alınmış olması tekniğin uzun yıllardır bilinmesine rağmen farklı alanlarda uygulamaya yönelik çalışmaların yaklaşık 30 yıl önce başladığını göstermektedir.

Günümüzde vakumlu yalıtım teknolojisi sıvılaştırılmış gazların muhafaza edildiği konteynırlarda, bina yalıtımlarında, özel yalıtım gerektiren uygulamalarda, organ ve ilaç nakillerinde kullanılan muhafaza kaplarında ve beyaz eşyalarda uygulanmaktadır.

1.1.4.2 Vakumlu Yalıtım Teknolojisinin Buzdolaplarında Uygulanması

Buzdolaplarında kabin içi sıcaklığı ile dış ortam sıcaklığı arasındaki farkın mümkün oldukça az enerji harcayarak kontrol altında tutulması kritik öneme sahiptir. Bu amaçla buzdolaplarının dış yapısını oluşturan kabinler uygun yöntemler kullanılarak yalıtılmaktadır. Tarih boyunca buzdolabı yalıtımında değişik yöntemler uygulanmıştır. 1970’li yıllarda başlayan buzdolabı kabinlerinin poliüretan köpük ile yalıtımı istenilen yalıtım performansının yanında imalatının da kolay olması nedeniyle uzun yıllar kullanılmıştır. Özellikle buzdolaplarında soğutkan ve kapalı hücreli poliüretan köpük ile yalıtımda şişirme ajanı olarak kullanılan kloroflorokarbonların (CFC) atmosferin bir kısmını oluşturan ve zararlı güneş ısınlarının yeryüzüne ulaşmasını engelleyen ozon tabakasına zarar verdiği ve CO₂ gibi gazlar ile birlikte küresel ısınmaya yol açtığı bilinmektedir. Geçtiğimiz 20 yıl içerisinde ozon tabakasında oluşan hasar ve küresel ısınmadaki artış dikkatleri özellikle soğutma endüstrisinde yaygın olarak kullanılan kloroflorokarbon gazlarına çevirmiştir. 1987 yılında imzalanan Montreal Protokolü ve ardından Avrupa Konseyi Yönergesi 3093/94 ile atmosfere zararlı gazların kullanımının

kontrol altına alınması ve kademeli olarak azaltılması kararlaştırılmıştır. Bunun yanı sıra bazı Avrupa ülkeleri kendi yasaları gereği zararlı gazların kullanımını yasaklamıştır. İsveç R-22 ve diğer HCFC gazlarının yeni cihazlarda kullanımını 1998'den itibaren yasaklarken Almanya ve Danimarka'da R-22 gazının yeni ürünlerde kullanımına 1999 yılı sonuna kadar izin verilmiştir. Bunun yanında Danimarka Enerji ve Çevre Bakanlığı HFC gazlarının kullanımını 2006 itibariyle tamamen kaldırma kararı almıştır. Kyoto Protokolü ise zararlı gazların kullanımının azaltılması ve gelecekte tamamen yasaklanması yolunda bir başka kilometre taşı olmasının yanında özellikle buzdolaplarında kloroflorokarbon gazlarının kullanılmadığı alternatif soğutma ve yalıtım sistemlerinin ciddi şekilde düşünülmesini sağlamıştır [10]

Buzdolapları ve derin dondurucularda yalıtım ve soğutma amaçlı kullanılan gazların küresel ısınmaya doğrudan etkisinin yanında cihazları çalıştırmak için gereken enerjinin özellikle fosil yakıt kullanan enerji santrallerinde üretilmesi sırasında açığa çıkan CO₂ emisyonu da buzdolapları ve derin dondurucuların küresel ısınmaya dolaylı etkisi olarak görülmektedir. 1974 ile 1992 yılları arasında Avrupa ülkelerinin toplam elektrik harcaması 1052 TWsa/yıl'dan 1691 TWsa/yıl'a yükselmiştir.

Elektrik harcamasındaki artışı CO₂ emisyonundaki artışı da beraberinde getirmesiyle oluşan makro çevresel faktörler ve tüketicilerin az enerji harcayan dolayısıyla az maliyetli ürünlere olan talebinin artması neticesinde Avrupa'da enerji verimliliği konusunda politikalar gündeme gelmiştir.

Bu amaçla yalıtım tarafındaki çalışmalar buzdolabı ve derin dondurucular için köpüksüz, dolayısıyla kloroflorokarbonların kullanılmadığı ve geleneksel yalıtım yöntemlerinden daha iyi yalıtım teknolojilerinin geliştirilmesine kaydırılmıştır. Vakumlu yalıtım teknolojileri de alternatifler arasında güçlü bir aday olarak görülmüştür. Vakumlu yalıtım teknolojisinin günümüzde en yaygın uygulaması vakumlu yalıtım panelleridir. Geçmişe bakıldığında vakumlu yalıtım panel uygulamalarının ilk adımlarının 25 sene önce atıldığı görülür. Enerji verimliliğinin öneminin artmasıyla birlikte buzdolaplarında vakumlu yalıtım paneli uygulamasının ilk olarak 1993 yılı başında yaklaşık olarak aynı zamanda Almanya'da AEG ve Japonya'da Sharp firmaları tarafından kullanılmıştır. AEG tarafından üretilen modelde vakumlu izolasyon panelleri

buzdolabının yalıtım boşluğunda yan duvarlara temas edecek şekilde kullanılmış, geri kalan boşluklar ise poliüretan köpük malzemesi kullanılmıştır. İmal edilen bu buzdolabında enerji harcaması %15 oranında düşürülmüştür. Ülkemizde ise VIP kullanılan ilk buzdolabı 1999 yılında piyasaya sunulmuştur.

Günümüzde içerisinde VIP kullanılan buzdolabı ve derin dondurucunun yanında panellerin değişik kullanım koşullarına göre tasarlanması ve geliştirilmesi konusunda çalışmalar yapılmaktadır. Bunun yanı sıra vakumlu izolasyon komponenti yöntemi ile buzdolabı kabin ve kapılarının toz ya da köpük bazlı yalıtımına yönelik çalışmalar araştırma ve geliştirme aşamasında devam etmekte olup konu ile ilgili patent başvurularının özellikle 2000 yılı sonrasında sıklaştığı görülmektedir.

1.1.4.3 Vakumlu Yalıtım Panelleri

Vakumlu yalıtım (izolasyon) panelleri gözenekli yapıya sahip toz malzemenin ya da hücreli yapıdaki köpük malzemenin gaz geçirmeyen alüminyum zarf malzeme ile kaplanarak vakumlanması ve ardından zarfın vakumu muhafaza edecek şekilde atmosfere kapatılması esasına dayanır. Vakumlu izolasyon panellerinde, vakum seviyesi ve iç dolgu malzemesinin özellikleri (gözeneklilik, ortalama gözenek çapı, yoğunluk vb.) en önemli parametrelerdir. [10]



Şekil 1.21 Vakum İzolasyon Panel (VIP) Kısımları[10]

VIP uygulamaları genelde oluşturulan panellerin yalıtım boşluğuna yerleştirilmesi şeklinde gerçekleştirilir. Buzdolabı uygulamalarında paneller yalıtım boşluğuna yerleştirildikten sonra geriye kalan boşluklar poliüretan köpük ile doldurularak

kombine bir yalıtım gerçekleştirilir. Vakumlu izolasyon kabinlerinde ise ayrıca iç dolgu malzemesinin özelliğine göre dolgu malzemesi ile birlikte gaz giderici malzemeler de kullanılabilir. Şekil 2.2’de vakumlu izolasyon paneli ve kullanılan malzemeler gösterilmektedir.



Şekil 1.22 Vakumlu Yalıtım Paneli[10]

Vakumlu yalıtım panelleri poliüretan ya da polistren uygulamaları gibi geleneksel yalıtım yöntemlerine göre kullanılan dolgu malzemesine de bağlı olarak 3-7 kat daha iyi yalıtım sağlarlar. Ayrıca kullanıldıkları uygulamalarda yalıtımın daha ince ve hafif olması sağladıkları avantajlarıdır. [9]

Vakum yalıtımlı panel konsepti 1979 ve 1983 yıllarında alınmış patentlerde ortaya çıkmıştır. Alınan ilk patentlerde dolgu malzemesi olarak toz bazlı malzeme ve dış zarf olarak tamamen plastikten imal edilmiş filmler kullanılmıştır. İlerleyen yıllarda dolgu malzemesinin vakumlama sırasında emilmesini önlemek amacıyla gözenekli iç kese kullanılmaya başlamıştır. Toz dolgu malzemelerinin yanı sıra gözenekli yapıdaki açık hücreli köpük malzemeler de denenmiştir. Son yıllarda panel içerisindeki ısı iletim mekanizmasının daha iyi anlaşılması ile birlikte dolgu malzemesi içerisine çeşitli katkı maddeleri eklenerek yalıtımın iyileşmesi sağlanmaktadır.

Uygulamaların yeni başladığı yıllarda zarf malzemesi olarak plastik ve metal filmler kullanılmıştır. İlerleyen yıllarda çok katlı film yapıları geliştirilmiştir. Bu malzemeler tek bir film içerisinde her birinin ayrı fonksiyona sahip olduğu plastik ve metal tabakaları bir arada içermektedirler. Böylelikle metallerin düşük gaz geçirgenliği ile plastiklerin düşük ısı iletim özelliğinin bir arada kullanıldığı yapılar vakumlu yalıtım panellerinde kullanılmaya başlamıştır.

1.1.4.4 Vakumlu Yalıtım Komponentleri

Vakumlu yalıtım (izolasyon) komponentleri vakumlu yalıtım panellerinden farklı olarak yalıtılacak tüm hacmin toz ya da köpük bazlı malzeme ile doldurulduktan sonra vakumlanarak atmosfere kapatılması esasına dayanmaktadır. Vakumlu yalıtım sistemlerinde yalıtım hacmindeki vakum seviyesinin istenilen mertebede ve arzu edilen kullanım ömrü boyunca muhafaza edilmesi çok kritiktir. Vakumlu yalıtım komponentlerinde bu probleme yönelik olarak iki yöntem uygulanmaktadır. Dinamik VİK olarak tabir edilen sistemlerde yalıtım hacmi bir pompa yardımıyla uygun aralıklarla vakumlanır. Bu sistemlerde yalıtım hacmindeki vakum seviyesi sensörler yardımıyla takip edilerek vakum seviyesinin düşmesi ile birlikte vakumlama işlemi devreye girer. Statik VİK olarak tabir edilen sistemlerde ise yalıtım hacmi imalat sırasında vakumlandıktan sonra bir daha açılmamak üzere atmosfere sızdırmaz şekilde kapatılır. Bu tip sistemlerde yalıtım hacmindeki vakum seviyesinin kullanım ömrü boyunca muhafaza edilmesi esastır. Bu nedenle yalıtım hacmini oluşturan malzemenin bu husus göz önünde bulundurularak gaz geçirgenliği düşük malzemelerden seçilmesi şarttır.

Vakumlu yalıtım komponenti tekniğinin buzdolaplarına uygulanması bir buzdolabını oluşturan kapı ve kabinlere ait yalıtım boşluklarının toz bazlı dolgu malzemesi doldurularak vakumlu halde atmosfere kapatılması yoluyla yapılabilir. Vakumlu yalıtım komponenti tekniğinin buzdolabı kabinlerine uygulanması ile vakumlu yalıtım kabinleri elde edilir. Vakumlu izolasyon kabinlerinin buzdolaplarına uygulanması bir takım avantajları da beraberinde getirecektir. Beraberinde sağlayacağı üstün yalıtım performansının yanında özellikle geleneksel poliüretan yalıtımında kullanılan ve ozon tabakasına zarar verdiği bilinen kloroflorokarbonların izolasyon amaçlı kullanılmasına gerek kalmayacaktır.

1.1.4.5 Vakum Fiziği Temel Bilgiler

Kinetik gaz teorisine göre gazlar aralarında hiçbir çekim kuvveti olmayan moleküllerden oluşmaktadır. Teoriye göre gaz basıncı moleküllerin ortalama hızlarının karesi ile doğru orantılıdır. Buna göre yüksek enerjili moleküller daha hızlı hareket ederek içinde bulundukları kabın çeperlerine daha sık çarpmaları basınç artısını açıklamaktadır. Aynı

şekilde gaz fazındaki madde içerisinde ısı alış verisi yine yüksek enerjili moleküllerin düşük enerjili moleküllere çarparak çarptıkları moleküllere momentumlarını aktarmaları şeklinde gerçekleşmektedir. Aynı mekanizma karşılıklı iki plaka arasındaki ısı iletimini açıklamakta kullanılabilir.

Vakum ortamda ise gaz moleküllerinin sayısı vakum seviyesine bağlı olarak oldukça azalmaktadır. Bu durumda gaz madde içerisindeki ısı alışverişi de farklılaşmaktadır. Düşük basınçlı gazlarda ısı iletiminin anlaşılması vakumlu yalıtım sistemlerinin de daha iyi anlaşılmasını sağlayacaktır. Bu nedenle vakum fiziği ile ilgili bir takım temel bilgilerin verilmesi yararlı olacaktır.[10]

1.1.4.6 Vakum Teknolojisinde Basınç Bölgeleri

Vakum uygulamalarında basınç birimi olarak “mbar” kullanılır. Vakum tekniğinde basınç bölgeleri 4 ana gruba ayrılmıştır.

Normal vakum : $10^3 - 1$ mbar

Orta vakum : $1 - 10^{-3}$ mbar

Yüksek vakum : $10^{-3} - 10^{-7}$ mbar

Aşırı yüksek vakum : 10^{-7} mbar ve aşağısı

Sistemin gerektirdiği vakum bölgesine göre değişik vakum pompa tipleri kullanılır[10].

1.1.5 Solenoid Valf Kullanımı

Janssen ve diğ. (1992), aynı koşullarda gerçekleştirilen sürekli çalışma ve döngüsel çalışma durumlarında elde edilen deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır.

Soğutkan göçü kısaca şu şekilde tanımlanmıştır, durma periyodu esnasında yoğunlaştırucu boşalacak ve yoğunlaştırucudaki basıncın hızlı bir şekilde düşmesi ile birlikte sıvı fazdaki soğutkan buharlaşarak buharlaştırıcıya göçecektir. Durma periyodu esnasında yoğunlaştırucudan buharlaştırıcıya göçen buhar fazındaki soğutkan da yüksek sıcaklıkta olacak ve buharlaştırıcıda yoğunlaşmaya neden olacaktır. Böylece buharlaştırıcı

yüzey sıcaklığı yükselmekte ve kabin iç sıcaklığını artırarak soğutma performansını olumsuz yönde etkilemektedir. [11]

Yoğuşturucu ile kılcal boru arasında, durma periyodu esnasında soğutkan göçünü engellemek üzere kapanabilecek bir elektrik valfi bulunmaktadır. Durma periyodu esnasında, yoğuşturucu çıkışındaki valfin açılıp kapatılması suretiyle durma kayıpları incelenmiştir. Soğutkan göçünün engellendiği ve engellenmediği durumlar için, döngü frekansına göre sistem COP'sinin değişimi tespit edilmiştir. [12]

Soğutkan göçünün engellenmesi durumunda, döngü frekansı N_c 'nin artması ile birlikte sistemin etkenliği de artmaktadır. Isı değiştiricisi sıcaklıklarındaki dalgalanmaların düşmesine bağlı olarak, kısa döngü sürelerinde termodinamik kayıplar da azalacaktır. Durma periyodu esnasında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya soğutkan akışı engellendiği için, soğutucu akışkan göçünden kaynaklanan kayıplar zaten söz konusu olmayacaktır.

Soğutkan göçüne izin verildiği normal çalışma durumunda ise tam tersine, soğutkan göçünden kaynaklanan kayıplar, döngüsel kayıpların önemli bir kısmını teşkil edecek ve döngü frekansının artması ile birlikte termodinamik kayıplar azalmasına rağmen, belirli bir çalışma süresi oranına kadar durma – kalkma kayıplarının olumsuz etkisi daha etkin olacaktır. Bu durumda, durma periyodu esnasında yoğuşturucudaki buharlaşma ve buharlaştırıcıdaki yoğuşma etkisi, saatteki durma döngüsü sayısı (döngü frekansı) ile doğrudan ilişkilidir.

Soğutkan göçü engellendiğinde, çok düşük çalışma süresi oranları için kararlı sonuçlar elde etmek mümkün değildir. Çok düşük çalışma süresi oranlarında, döngü frekansından daha düşük frekansta salınımlar gerçekleşmektedir. Bu durum, kompresör kalkış problemlerinin getirdiği bir sonuç olabilir [11].

Janssen vd, tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmalar esnasında, soğutkan göçünün engellendiği durum için en düşük %35 çalışma süresi oranı uygulanmıştır. Düşük çalışma süresi oranları uygulandığında, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları arasındaki fark ve sistemdeki termodinamik kayıplar azalmaktadır. Böylece, düşük çalışma süresi oranlarında soğutkan göçünün engellendiği durumda sistem verimliliği iyileşmektedir. Soğutkan göçüne izin verilen normal sistemde, düşük çalışma süresi

oranlarında sistemin verimliliği kötüleşecektir. Çalışma süresi oranı düşük olduğunda durma-kalkma kayıpları daha fazla olacaktır. Çalışma süresi oranının düşük olması ile birlikte azalan termodinamik kayıpların olumlu etkisi, bu durumda ortaya çıkan durma-kalkma kayıplarının olumsuz etkisini dengeleyemeyecektir. %75'ten daha büyük çalışma süresi oranlarında, saatte gerçekleşen döngü sayısı fazla olsa dahi, durma-kalkma kayıpları sistemin toplam soğutma kapasitesi ile karşılaştırıldığında düşük mertebelerde kalacak ve yüksek çalışma süresi oranlarında termodinamik kayıpların azalmasının olumlu etkisi sistem performansı üzerinde daha etkin olacaktır [12].

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında, sürekli çalışmasıyla evsel cihazlara ait enerji tüketiminde önemli rol oynayan no-frost derin dondurucuların, sistem elemanları incelenmiş ve enerjinin nasıl daha verimli kullanılabileceği araştırılmıştır.

1.3 Hipotez

No-frost dondurucuda gerçekleştirilen sistem iyileştirmeleri ile cihaz verimi artırılmış ve enerji tüketimi azaltılmıştır. Hazırlanan prototiplerin imal edilebilir duruma getirilmesi ile, hem bireysel, hem de ülke bazında enerji tasarrufu sağlanacağı öngörülmüştür.

Gerçekleştirilen literatür çalışmalarına göre, buzdolapları ve dondurucular için enerji tüketiminin evsel elektrik tüketimin önemli bir bölümünü oluşturduğu ve cihaz verimlerinin artması ile önemli derecede enerji kazancı sağlanacağı belirtilmiştir.

Hava kanalı tarafında çalışmalar yapılmış ve üst raflarda ölçüm paketlerinin sıcak kaldığı gözlemlenince buralara üfleme delikleri açılmış ve o bölgelerin yeterli miktarda soğutulması sağlanmıştır.

Doğal taşınımlı buzdolaplarında, kabin yüksekliğinin artmasıyla, sıcaklık farklılıklarının arttığı belirtilmiştir. Ayrıca kabin içindeki rafların evaporatöre ve kapıya olan mesafesinin artması ile hava hızı artmakta ve sıcaklıkların üniform yapısı bozulmuştur.

Hava kanalında jet üfleme ile kabin içinde hızlı soğutmanın sağlandığı açıklanmıştır. Üfleme deliklerinin çoğaltılmasıyla yapılan kullanılması kabin içi sıcaklık dağılımının homojenleştirilmesi için hava kanalları üzerine ve fan giriş geometrisine göre çalışılmıştır.

Yalıtım malzemesi olarak VIP kullanımının önemi ve kabinlerin ısı kazancı üzerindeki etkisi belirtilmiştir. Selonid valf kullanımının soğutkan göçünün önüne geçilmesinde etkili olacağı görülmüştür.

Tez çalışmasında, literatür çalışmalarına ek olarak kabin yalıtımı önemi üzerinde durulmuş ve yalıtım kalınlıklarının değişimi ile dondurucu indeksinin nasıl değiştiği araştırılmıştır.

Kabin içindeki paket sıcaklıklarının homojenleştirilmesi için, hava kanalı çalışmaları yapılmış, literatürdeki gibi üst taraftaki paketler sıcak kalmış ve buraya ek üfleme kanalı delikleri açılmıştır. Ayrıca gerekli debinin sıcak bölgeler yönlendirilmesi için hava kanalında kesit daraltılması ve üfleme alanlarında yapılan değişikliklerin dondurucunun enerji tüketimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Literatür çalışmalarına ek olarak, kabin içi sıcaklığın düzenlenmesinde PCM (faz değiştiren madde) kullanılmış ve paketlerin sıcaklık dağılımları iyileştirilmiştir.

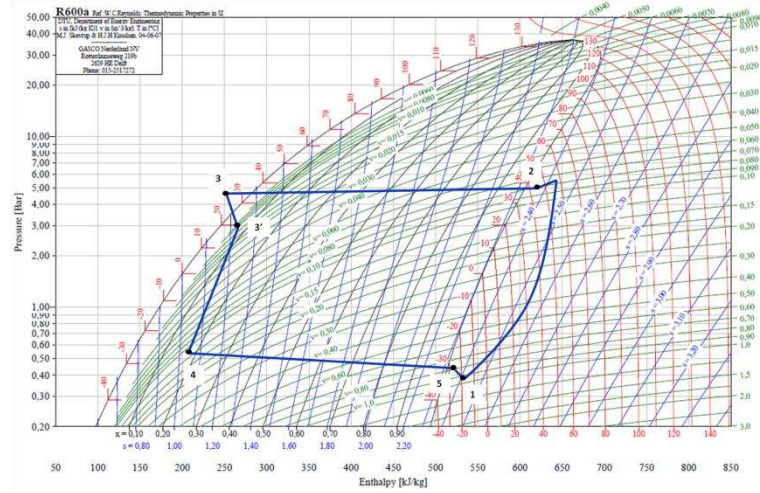
SOĞUTUCULARIN ÇALIŞMA PRENSİBİ

En genel tanımı ile soğutma, soğutulacak maddenin kendisinden daha düşük sıcaklıktaki bir madde ile ısı temas halinde bulunması durumunda gerçekleşir [8].

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde soğutma, buharlaştırıcıda sıvı soğutkanın kabin içerisinden ısı çekerek buharlaşması ile gerçekleşir. Soğutkanın buharlaşma sıcaklığını belirleyen parametre ise basınçtır.

İdeal gaz kanunu gereği, sabit bir hacimde bulunan gazın basıncının azalması ile sıcaklığında azalma görülür. Bu noktadan hareket ile soğutma sistemi içerisinde basınçları kontrol ederek sistemin istenen şartlarda çalışması sağlanabilir. Söz konusu kontrol işlemi buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde kompresör ve kılcal boru yardımı ile gerçekleştirilmektedir [13].

Soğutucu akışkan genel bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde kompresör, yoğuşturucu, kılcal boru ve buharlaştırıcı akış sırasını takip eder. R600a (izobütan) soğutkanı için gerçeğe yakın bir soğutma çevrimi görülmektedir. Kompresörde basınç ve sıcaklığı artırılan soğutucu akışkan kompresör çıkışında gaz fazındadır. Yoğuşturucuda soğutkandan ısı çekilerek sıvı faza geçmesi ve devamında aşırı soğutulması sağlanır. Kılcal boru üzerinde basınç ve sıcaklık düşürülmektedir. Buharlaştırıcıda soğutkana kabin içerisinden ısı transferi gerçekleşir böylece kabin içi soğutulur. [13]

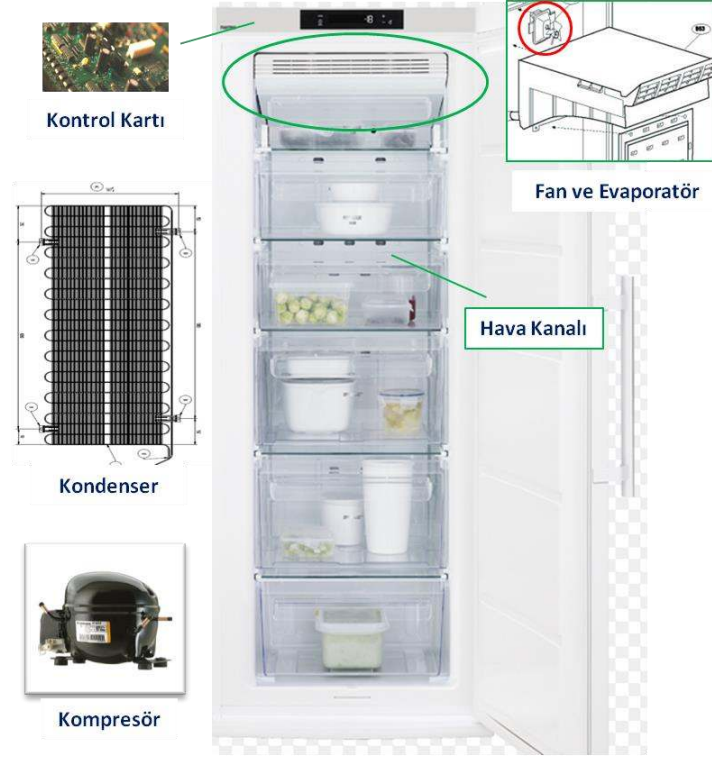


Şekil 2.1 R600a soğutucu akışkanı lnP-h diyagramı [14]

- 1 – 2 Kompresörde sıkıştırma
- 2 – 3 Yoğuşma ve aşırı soğutma
- 3 – 3' Kılcal boru adyabatik kısılma
- 3 – 4 Kılcal boruda kısılma ve kompresör dönüş borusu ile ısı transferi
- 4 – 5 Buharlaştırma
- 5 – 1 Kompresör girişinde basınç kaybı

Soğutucularda dondurucu kabin, taze gıda bölümü, sebzelik bölümü, 0° C bölümü gibi kısımlar bulunmaktadır.

Tez kapsamında bir soğutucunun dondurucu kabini incelenmiştir. Bu kabin içerisinde en yüksek sıcaklık değeri -18 °C olacak şekilde soğutma yapılmaktadır. Genel olarak dondurucu kabini Şekil 2.2'de görülmektedir.



Şekil 2.2 Dondurucu Kabin Genel Resmi

Soğutucuların çalıştırılması kabin iç sıcaklıklarına göre termostat ile kontrol edilmektedir. Soğutucu algoritmaları üzerinde farklı termostat konumları için sıcaklık değerleri tanımlanır. Kabin içerisinde bulunan sensör tanımlanmış bu sıcaklık değerlerini algılayarak kompresöre durma ve çalışma komutu göndermektedir.

Kompresör çalışmadığı süre içerisinde kabin içi sıcaklıkları kabin ısı kazancı sebebiyle artmaktadır. Yükselen sıcaklık değerleri kompresör çalışma değerine ulaştığında kompresör çalışmaya başlar. Kompresörün çalışmasıyla kabin soğutulur. Soğutulan kabin içinde sıcaklık kompresör durma değerine ulaşınca kompresör durdurulur. Böylece soğutma çevrimi çalışma ve durma zamanlarına bağlı olarak çevrimsel bir davranış gösterir.

Kabin içerisinden buharlaştırıcıya olan ısı transferini artırmak için soğutucularda uygulanan yöntemlerden biri hava tarafı ısı taşınım katsayısının artırılmasıdır. Bunun için kabin içerisinde bulunan fan ile zorlanmış hava akımı oluşturulmaktadır.

Şekil 1.2'de görülen dondurucu kabinde soğutma işlemi boru-kanat tipi bir buharlaştırıcı ve buharlaştırıcı üzerinden kabin içine üflenen hava dolaşımı ile

yapılmaktadır. Hava içerisindeki su buharı zamanla buharlaştırıcı üzerinde yoğunlaşmaktadır. Yoğuşan su buharı buharlaştırıcı üzerinde kar tabakası oluşturmaktadır. Bu sebeple belli aralıklarla buharlaştırıcı yüzeyine sarılı olan ısıtıcı çalıştırılarak karların erimesi sağlanmaktadır. Eriyen kar, su drenajı ile dondurucu kabininden uzaklaştırılmaktadır. Bu tip soğutucular buz yapmayan (NF) soğutucu olarak tanımlanmaktadır.

2.1 Soğutma Çevrimini Oluşturan Sistem Elemanları

2.1.1 Kompresör

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde, soğutma sisteminin performansını ve güvenliğini en çok etkileyen bileşen olan kompresör, buharlaştırıcıdaki akışkan buharını emerek, buharlaştırıcıya giren sıvı akışkanın buharlaşmasını sağlar ve ayrıca, buharlaştırıcı içindeki basıncı atmosfer basıncı altına düşürerek akışkanın kaynama noktasının yükselmemesini sağlar. Ev tipi buzdolaplarında kullanılan pistonlu (reciprocating) kompresörler krank mekanizmalarının yüksek güvenilirliği, nispeten düşük ses seviyeleri ve düşük maliyetleri nedeniyle, yaygın olarak kullanılmaktadır. [15]

2.1.1.1 Kompresör içindeki parçaların oluşturduğu ana gruplar:

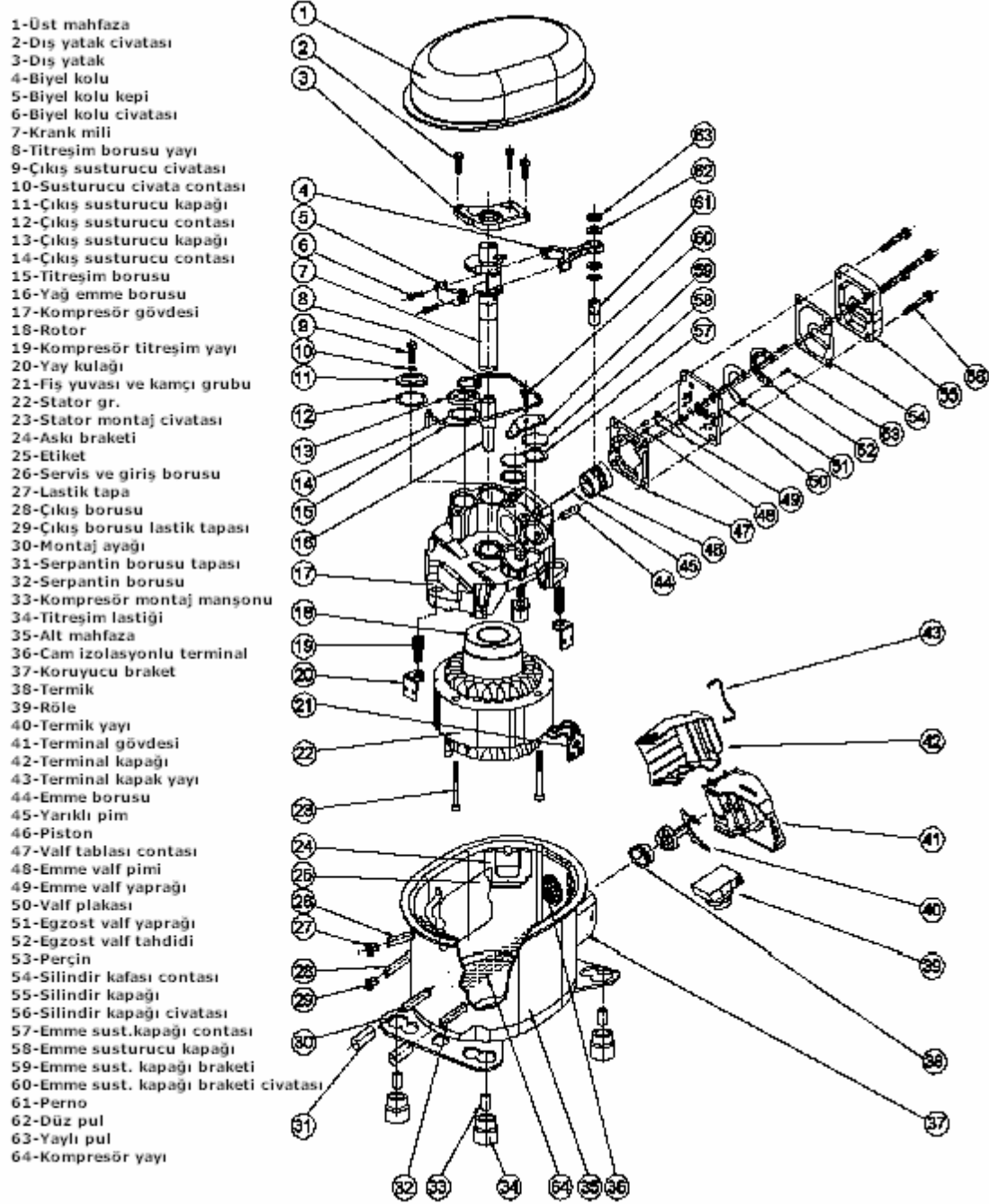
Kit grubu: Gövde, krank, biyel, piston, valf tablası, emme ve egzoz valfları, silindir kafası, susturucu gibi parçaların bulunduğu gruptur. Sıkıştırma işleminin gerçekleştiği silindir, gövde adı verilen bir yapının içine işlenerek oluşturulmaktadır. Silindirin bir tarafı valf tablası diğer tarafı ise piston tarafından kapatılmaktadır. Piston, hareketini bir krank-biyel mekanizması ile sağlamaktadır. Elektrik motorunun rotor kısmına bağlı olan krank, dönel bir hareket yapmaktadır. Krankın bu hareketi, biyel kolu tarafından pistonun öteleme hareketine dönüştürülmektedir. Silindirin diğer yüzünü kapatan valf tablası üzerinde ise, silindir içine soğutkan giriş ve çıkışını sağlayan emme ve egzoz portları bulunmaktadır.

Elektromotor grubu: Kit grubunu hareket ettirmek için gerekli mekanik gücü elektrik gücünden çeviren sistemdir. Şebekeden beslenen gerilim ile stator sargılarında

indüklenen manyetik moment kranka sıkı geçme monte edilen motorun diğer parçası rotoru harekete geçirir ve bu şekilde krank-biyel mekanizması harekete geçer. Motorun asıl görevi olan elektriksel gücün mekanik harekete çevrilmesi bu şekilde gerçekleşir.

Yay sistemi: Yay sistemi gövde üzerinde birlesen tüm parçaların(kit ve motor grubu) mahfazaya monte edilmesinde kullanılır. Ayrıca kit grubundaki hareketli parçaların oluşturduğu titreşimlerin mahfazaya ve buzdolabı sistemine iletimini azaltmak için de sönümleme işlevi görür.

Mahfaza: Yukarıda belirtilen grupların sabitlendiği, dış ortamdan sızdırmaz bir şekilde ayrılmayı sağlayan yapıdır. Bir diğer önemli görevi, çalışma anında hareketli parçalar nedeni ile oluşan ve yay sistemi vasıtası ile sönümlenerek kendisine ulasan titreşimi daha da sönümleyerek buzdolabı sistemine olabildiğince az iletmektir. Örnek bir pistonlu kompresöre ait patlatılmış resim Şekil 2.3’da verilmiştir.



Şekil 2.3 Örnek Bir Kompresöre Ait Patlatılmış Resim [16]

Pistonlu kompresörlerde, silindir içerisinde gerçekleşen termodinamik çevrim 4 alt işlem ile tanımlanmaktadır.

Sıkıştırma: Silindir içine emilen düşük basınçlı gazın piston alt ölü noktadan giderken (silindir hacmi azalırken) basıncı artırılır. Sıkıştırma işi silindir içindeki basınç egzoz manifoldundaki basınca eşitlenip egzoz valfi açılana kadar devam eder.

Egzoz: Silindir içindeki basınç egzoz manifoldundaki basınçtan fazla olunca egzoz valfi açılır ve egzoz işlemi baslar, silindir içindeki gaz boşaltılıp silindir ve egzoz manifoldu basınçları eşitlenince (valf kapanınca) egzoz işlemi biter.

Geri genleşme: Silindir içindeki ölü hacim bölgesinde kalan ve egzoz edilemeyen yüksek basınçlı gaz, egzoz valfi kapandıktan sonra silindir içinde emme valfi açılana kadar genleşir.

Emme: Piston üst olu noktadan alt olu noktaya giderken (silindir hacmi artarken) emme manifoldundaki basınç silindir içindeki basınçtan fazla olur ve emme valfi açılarak emme işi baslar. Piston alt olu noktaya geldiğinde gaz ile dolan silindirin basıncı emme manifold basıncına eşit olur ve emme valfi kapanarak emme işi tamamlanır.

İdeal soğutma çevrimi için performans katsayısı (COP), soğutulmak istenen ortamdan çekilen ısıнын kompresörü çalıştırmak için gereken güce oranı olarak tanımlanmaktadır [16]

$$COP = \frac{Q_{buh}}{W_{komp}} \quad (1.3)$$

$$Q_{buh} = m_{soğ}(h_{buh,çık} - h_{buh,gir}) \quad (1.4)$$

$$W = m_{soğ}(h_{komp,çık} - h_{komp,gir}) \quad (1.5)$$

Burada, Q_{buh} , buharlaştırıcının ısı kapasitesi, W_{komp} , kompresörün yaptığı işi ve h ,entalpiyi göstermektedir.

Kompresörün basabileceği maksimum debi; soğutkanın kompresör giriş sıcaklığındaki yoğunluğunun bilinmesiyle bulunabilir.

$$m_{ideal} = \rho_{komp} V_{sil} f \quad (1.6)$$

$\dot{m}_{ideal}$, kompresörün çıkısındaki termodinamik özelliklerden hesaplanabilen ideal debi, ρ_{komp} kompresör girişindeki soğutkan yoğunluğu, V_{sil} strok hacmi, f kompresör

Çalışma frekansını gösterir. Debimetre ile llen soğutkan debisinin $\dot{m}_{soğ}$ kompresör giriş sıcaklığındaki soğutkanın yoğunluğuna bölünmesi ile hacimsel debi $\dot{V}$ elde edilmektedir.

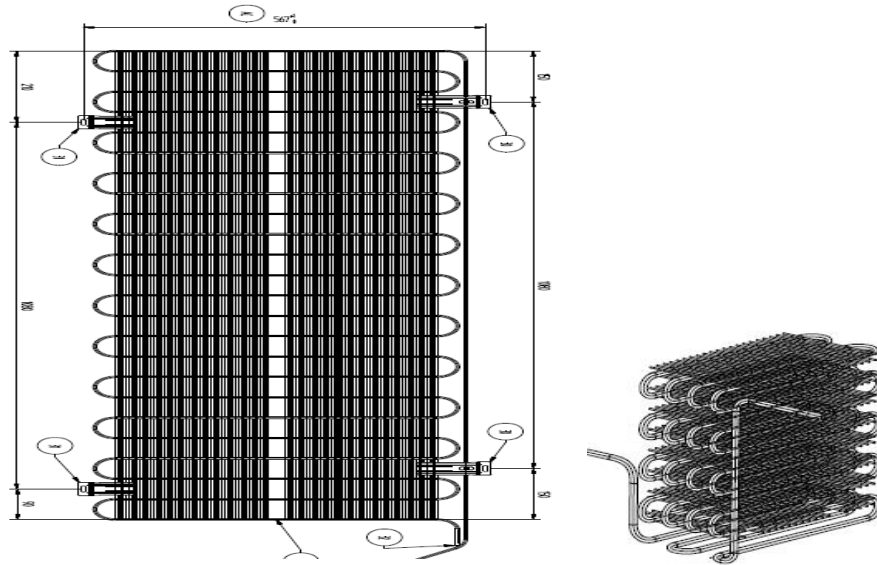
$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{soğ}}{\rho_{komp g}} \quad (1.7)$$

2.1.2 Yoğuşturucu

Yoğuşturucu ev tipi buzdolaplarının önemli bir komponentidir ve tasarımının sistemin performansı üzerine oldukça önemli etkileri vardır. Yoğuşturucu, kızgın haldeki gazın ısısını ortama atarak yoğuşmasını ve faz değıştirerek sıvı hale gelmesini sağlar. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda yüklenmiş olduğu ısı, yoğuşturucuda dışarı atılarak yeniden ısı alabilecek hale (sıvı hal) getirilir.

Küçük ve orta boyutlu ev tipi buzdolaplarında genellikle iki tip yoğuşturucu kullanılır. Birinci tip, kabin dışına yerleştirilen yoğuşturucu boruları üzerine tellerin kaynak yapıldığı “arka duvar yoğuşturucu” olarak da anılan ısı transferinin doğal taşınımla sağlandığı yoğuşturucudur. İkinci tipte ise yoğuşturucu, kabin dibine yerleştirilen fan yardımıyla zorlanmış taşınımla soğutulan “sargı (coil) yoğuşturucu” olarak adlandırılan yoğuşturucudur.

Çalışmada kullanılan derin dondurucu dolapta bulunan yoğuşturucu “arka duvar yoğuşturucu”dur ve şekil 2.4’de gösterilmiştir. Dış tarafında havayla temas eden yoğuşturucuda doğal taşınım meydana gelirken, genel akış şartları düşünüldüğünde, akışkan tarafında ise akış sıkıştırılmış sıvı, iki faz, kızgın buhar olmak üzere ayrılmaktadır.[15]



2.1.3 Kapileri (Kılcal) Boru

Kapileri boru, yoğunlaştırıcı çıkışı ve buharlaştırıcı girişi arasında bulunan, küçük çap ve belirli uzunluğa sahip soğutma devresi elemanı olup, soğutkan basıncını, sistemin yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına azaltır ve soğutkanın akışını buharlaştırıcıya yönlendirmektedir. [15]

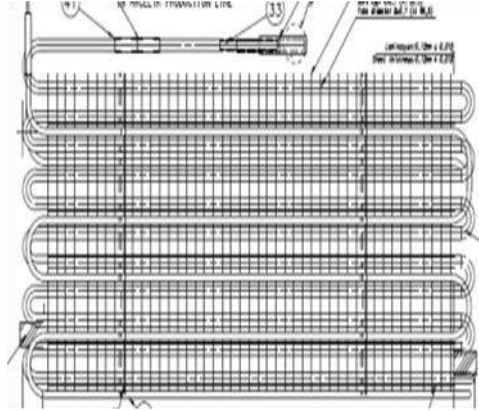
Buharlaştırıcının kabinden çektiği ısı miktarının istenen düzeyde olmasını sağlamak amacıyla sistemin uygun soğutkan debisi geçişine müsaade edecek basınçlar arasında çalışmasını sağlar. Soğutkan basıncını yoğunlaştırıcı basıncından buharlaştırıcı basıncına entalpi değerini sabit tutarak düşüren kılcal boru, bu basınç farkını soğutkan ile yüzeyi arasındaki sürtünme ve soğutkanın ivmelenmesi sonucu sağlar. Dondurucularda kullanılan kılcal boru, genelde 2- 6 m uzunluğunda ve 0,5-2 mm iç çapında olmakla birlikte dönüş borusuna yapıştırılmış veya lehimlenmiştir. Kılcal boru giriş ve çıkış kesitlerinde soğutkan hızları arasında oransal olarak büyük bir fark olmasına rağmen hız terimi ve dolayısıyla kinetik enerji ihmal edilecek düzeylerde olmaktadır. Aynı zamanda ihmal edilebilecek düzeydeki potansiyel enerji terimi ve sıfıra eşit olan iş terimleri göz önüne alındığında kılcal boru için enerji korunumu aşağıdaki formu alır. h_1 ve h_2 sırasıyla kılcal boru giriş ve çıkış kesitlerindeki entalpi değerleridir.[15]

$$h_1 = h_2$$

2.1.4 Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı, soğutucu akışkanın içinde kaynayarak buharlaştığı ve bu yolla soğutulmak istenen ortamdan ısı çeken bir boru sarımını ya da bir yüzeyi ifade eder. Düşük basınç ve düşük sıcaklık altında kapileriden gelen soğutkan, buharlaştırıcıda kabinden fazla miktarda ısı çekerek buharlaşır. Dolabın üst tarafındaki soğumuş olan havanın yoğunluğu, dolabın alt taraflarındaki sıcak havanın yoğunluğundan fazla olduğu için, soğuk hava kabin dibine çökmeye baslar. Soğuk havanın, sıcak havanın bulunduğu yeri bu şekilde işgal etmesi sıcak havayı yukarı doğru çıkmaya zorlar. Böylece dolap içinde yukarıdan aşağıya ve aşağıdan yukarıya doğru bir hava akımı meydana gelir.

Çalışmada kullanılan dikey derin dondurucularda, borular üzerine kanatlar (finler) monte edilerek temas yüzeyinin artırıldığı ve soğutmanın bir fan yardımıyla zorlamalı taşınım olarak sağlandığı Şekil 2.5’de gösterilen kanatlı tip buharlaştırıcılar kullanılmaktadır.



Şekil 2.5 Prototip Üzerinde Kullanılan Finli Evaporatör Resmi



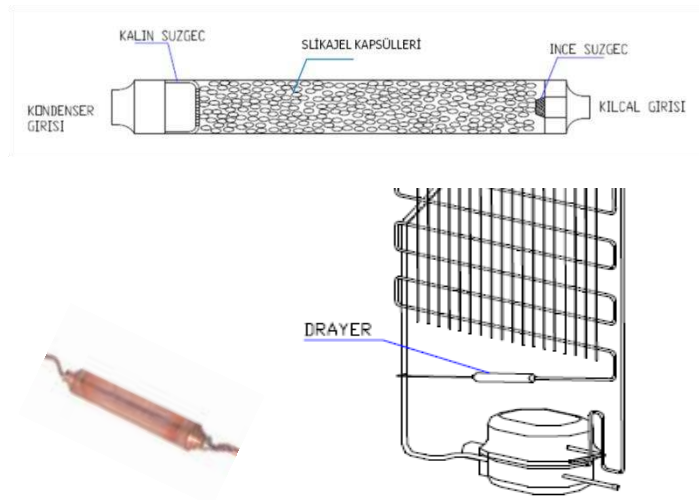
Şekil 2.6 Roll Bond – Plakalı – WOT Evaporatör Resimleri

2.1.5 Diğer Sistem Elemanları

2.1.5.1 Kurutucu ve Süzgeç (Dryer)

Soğutma devrelerinde nem yani su zerreciklerini sistemden uzak tutmak gerekir. Su 0°C’de donduğu için soğuk kısımlarda katılaşarak (buz) gaz geçiş borularını tıkayıp çevrime engel olur.[13]

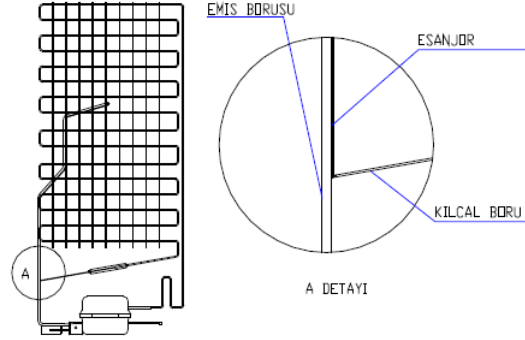
Bunun için kondenserden sonra devreye bir kurutucu eklenir. Buna dryer denir. Dryerin içerisinde nem emici özelliklere sahip slikaajel parçacıkları bulunur. Soğutma çevrimindeki nemi bu parçacıklar emer.



Şekil 2.7 Örnek Dryer ve Montaj Şekli [14]

2.1.5.2 Kapileri Isı Eşanjörü (Capillary Heat Exchanger)

Eşanjör, kılcal boru ile emiş borusunun birbirine lehimlenmesinden meydana gelir. Amaç dönüş borusuna oranla daha düşük sıcaklıkta bulunan gazla kondenser çıkışındaki gazın sıcaklığını düşürmektir. Böylece soğutkanın evaporatör girişindeki kuruluk derecesi düşürülerek, evaporatör kapasitesi artırılmaktadır.

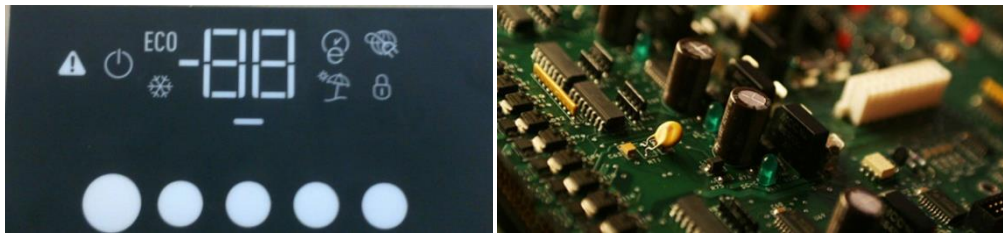


Şekil 2.8 Kapileri Isı Eşanjör Resmi [15]

2.1.5.3 Kontrol Ünitesi

Soğutucu ya da dondurucu cihazın, istenilen depolama sıcaklığını sağlamak için soğutma sistemi üzerindeki komponentlerin senkronize çalışmasını sağlar.

Elektronik termostat grubu ile iç hava ve evaporatör yüzey sıcaklık ölçümü ile, sistemin belirli bir soğutma ve defrost algoritması sayesinde daha verimli çalışmasını sağlar.

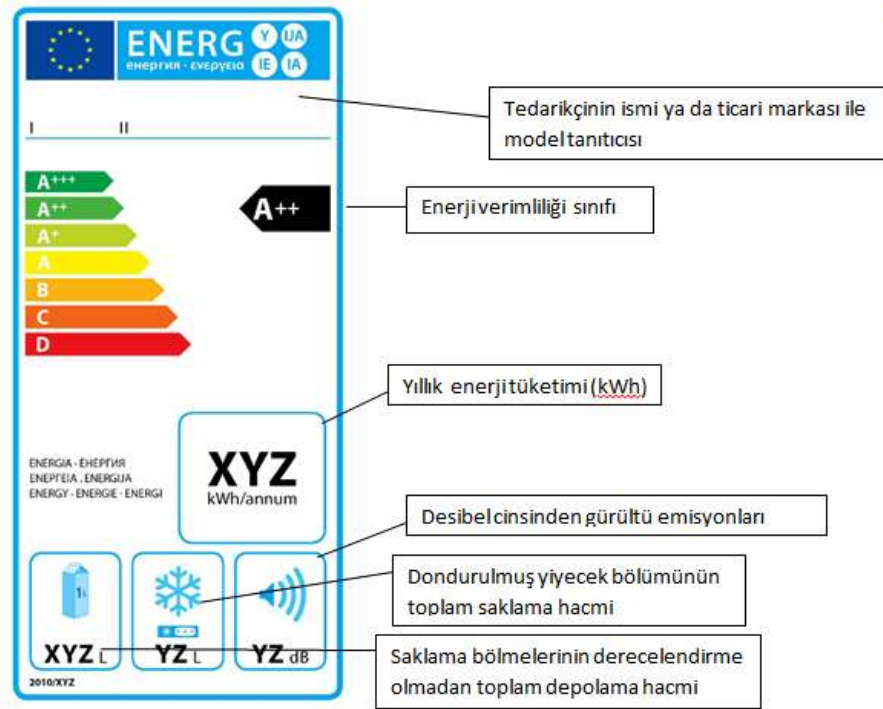


Şekil 2.9 Derin Dondurucu Kontrol Paneli ve Kontrol Kartı

ENERJİ TÜKETİM DENEYİ

Avrupa'da şekillenen enerji verimliliği politikalarının sonucunda önceleri Avrupa ülkelerinin münferit yasalar çıkartarak uyguladıkları enerji verimliliğine yönelik etiketleme çalışmaları Avrupa Konseyi tarafından 1992 Eylül ayında kabul edilen

92/75/EEC direktifi ile tüm Avrupa devletlerinde ev tipi cihazlarında uygulanması gereken bir zorunluluk haline gelmiştir. Bu temel direktif ile etiket zorunluluğu kapsamında kalan ev tipi cihazlar gruplanmış ve etiket üzerinde bulunması gereken bilgiler belirtilmiştir. 92/75/EEC direktifini takiben 94/2/EC Avrupa Komisyonu direktifi ile buzdolapları ve derin dondurucuların hacim ve türlerine göre harcamaları gereken yıllık enerji miktarı baz alınarak belirlenen enerji sınıflarını belirten bir etiketin ürün üzerine yapıştırılması zorunlu hale getirilmiştir. 2003 yılında hazırlanan yeni direktif 2003/66/EC ile A+ ve A++ enerji sınıfları da eklenmiştir ve 2207 haziran ayında güncellenen standartlar ile A+++ enerji sınıfı da standartlara girmiştir. Sekil 2.1’de buzdolaplarında kullanılan enerji etiketi ana hatları ile görülmektedir [10].



Sekil 2.1 Buzdolabı enerji etiketi[10]

Gerçekleştirilen bu düzenlemeler ile birlikte buzdolabı üreticileri daha az enerji harcayan, dolayısıyla ekonomik ve doğaya zarar vermeyen buzdolabı üretmek hedefine odaklanmıştır.

Buzdolabı ve dondurucuların enerji sınıfı deklarasyonlarında, bağımsız kuruluşlar tarafından belirlenmektedir. Bu kuruluşlar, enerji verimliliği politikaları sonucunda şekillenen standartlara uygun olarak cihazların enerji tüketim deneylerini

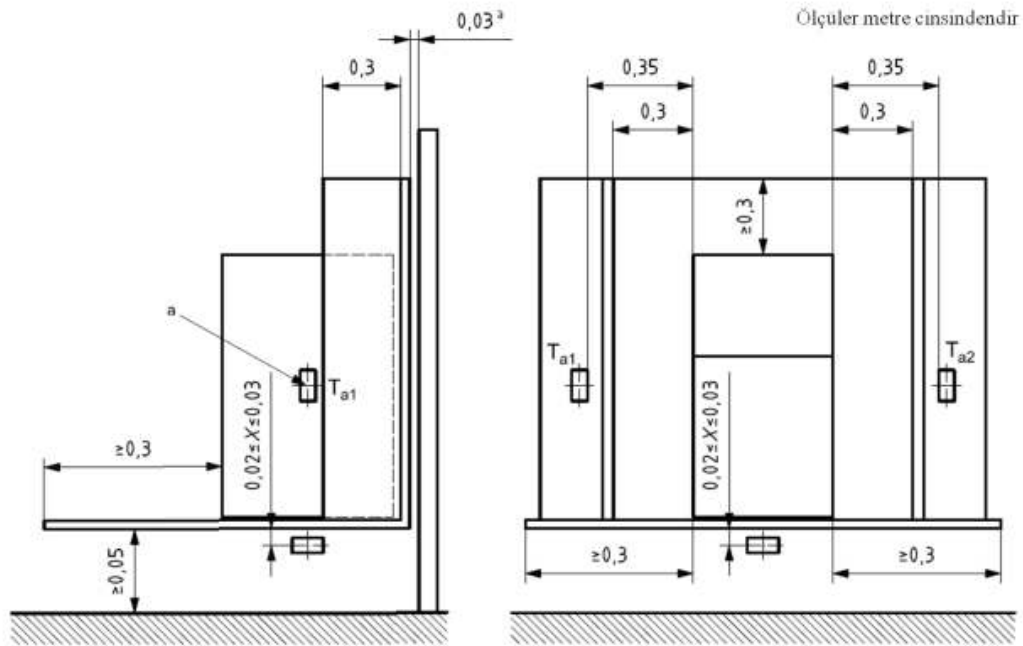
gerçekleştirmekte ve cihaz kullanım hacmi dikkate alınarak cihazların enerji sınıfını belirlemektedirler.

Tez içerisinde referans alınan NF derin dondurucu için, Avrupa konseyinin son güncellemesi olan “EN ISO 15502” enerji tüketimi standartlarına göre deneyler gerçekleştirilmiştir.

Bu standarda göre, cihazın enerji tüketimi yapılacak ortama konumlandırılmasında ve ölçüm paketlerinin yüklenmesinde dikkat edilecek konular aşağıda belirtilmiştir.

Soğutma cihazı, üstü mat siyah renge boyanmış ahşap bir platform üzerine Şekil 2.10’daki gibi yerleştirilmelidir. Platformun altı 0,05m’den az olmamak şartıyla, deney odası zeminin üzerinde olmalı ve düşey bölücüye doğru en az 0,3m uzaklıkta olmalıdır.

Hava sıcaklığı, platformun altından 20-30mm, yan taraflardan ise 35mm uzaklığındaki bakır veya pirinç silindirler kullanılarak ölçülmelidir. Ortamın bağıl nemi %75’i geçmemelidir. (Ortam 25°C’de ve sıcaklık salınımı ± 0.5 K’den yüksek olmamalıdır.) [17]



Şekil 2.10 Enerji Tüketim Deneylerinde Soğutucu Cihaz Konumlandırılması [17]

Buzdolabı ve dondurucuların enerji tüketimi ölçümü sırasında depolama bölmelerinin gerekli saklama sıcaklık şartını sağlaması beklenmektedir. TS EN ISO 15502 Standardında izin verilen en yüksek bölme saklama sıcaklıkları

Bölme Saklama Sıcaklığı	İzin Verilen En Yüksek Değer [°C]
t^{***}	-18
t^{**}	-12
t_{ma}	+5
t_{cma}	+12
t_{cc}	+3

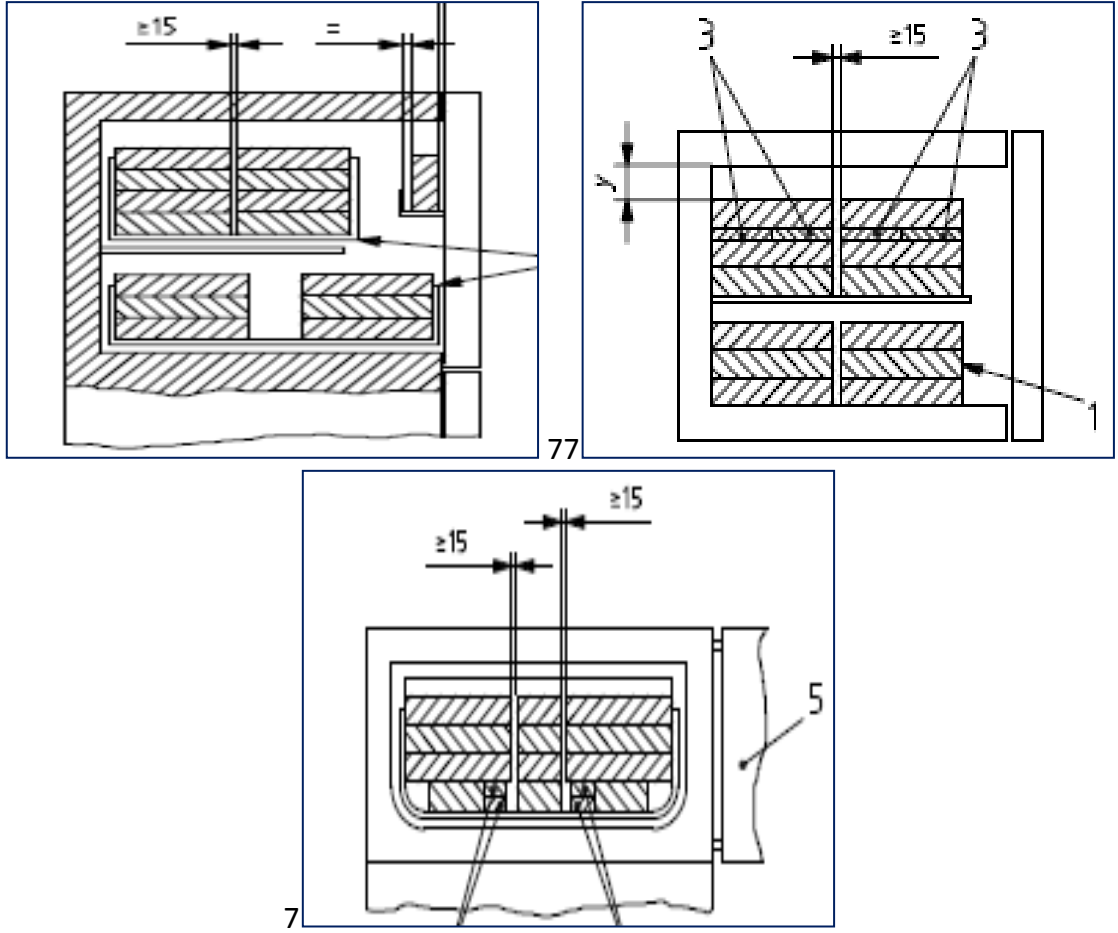
Şekil 2.11 Enerji Tüketiminde İzin Verilen Bölme Sıcaklıkları [17]

Belirtilen saklama sıcaklıklarından:

- t^{***} , dondurucu bölmedeki en yüksek M-paket sıcaklığını,
- t^{**} , iki yıldızlı bölmedeki en yüksek M-paket sıcaklığını,
- t_{ma} , taze gıda saklama bölümü ortalama sıcaklığını,
- t_{cma} , kiler bölümü ortalama sıcaklığını,
- t_{cc} , soğutma bölümü sıcaklığını göstermektedir.

Sıcaklık ölçümlerinde kullanılan ölçüm sistemi ve sensörlerin toplam belirsizliği ± 0.5 K'yi aşmamalıdır. Enerji tüketimi ölçümü boyunca 60 saniyeyi geçmeyecek aralıklarla sıcaklık bilgisi kayıt edilmelidir.

Tez çalışmasında referans alınan NF-derin dondurucu için, enerji tüketim deneyleri süresinde sıcaklık ölçümü alınan paketlerin yerleşimi standartta yer alan aşağıdaki depolama şekillerine göre yerleştirilmiştir.



Şekil 2.12 Enerji Tüketim Deneylerinde Paket Yerleşim Düzeni[17]

Dondurucu bölme içerisinde en yüksek sıcaklıkların beklendiği yerlerde M-paket adı verilen ölçüm paketleri bulunmalıdır. (Şekil 2.12) M-paketlerin geometrik merkezlerine yerleştirilen bir sıcaklık sensörü, ölçüm süresi boyunca sıcaklık bilgisi kaydedilebilmesini sağlar. Standartta göre, dondurucu bölme içindeki havanın sirkülasyonu için paketler arasında min 15mm, max 35mm lik mesafe bırakılması gerekmektedir.

Standartta uygun olarak hazırlanan dondurucuların, ölçülen enerji tüketim değerleri sonucunda indeks değerinin hesabı gerçekleştirilmiştir. İndeks hesabında kullanılan formüller,[5]

$$EII = \frac{AE_c}{SAE_c} \times 100 \quad (2.1)$$

AE_c : Evsel soğutucu cihazının yıllık enerji tüketimi [kWh/yıl]

SAE_c : Evsel soğutucu cihazının standart yıllık enerji tüketimi (ondalık kısmı 2 basamağa yuvarlanacak) [kWh/yıl]

$$AE_c = E_{24h} \times 365 \quad (2.2)$$

E_{24h} : Evsel soğutucu cihazının günlük enerji tüketimi (ondalık kısmı 3 basamak) [kWh/24h]

$$SAE_c = V_{eq} \times M + N + CH \quad (2.3)$$

V_{eq} : Evsel soğutucu cihazın düzenlenmiş-eşdeğer hacmi [L]

$$V_{eq} = \left[\sum_{c=1}^{c=n} V_c \times \frac{(25-T_c)}{20} \times FF_c \right] \times CC \times BI \quad (2.4)$$

n: bölme sayısı

V_c : her bir bölmenin depolama hacmi [L]

T_c : bölmelerin nominal sıcaklığı (dondurucu bölmesi için T_c : -18°C.)

$\frac{(25-T_c)}{20}$: termodinamik faktör

FF_c , CC ve BI : hacim faktörleri

- [CC (climate class), ortam çalışma sıcaklıklarına göre belirlenmekte ve tropik ortam için:1,2 alınmaktadır.
- FF (frost free), yiyecekleri dondurma ve depolama özelliğindeki dondurucular için 1,2 alınmaktadır]

CH : Evsel soğutucu cihazında en az 15 L'lik chill bölmesi olması durumunda 50 kWh/yıllık değere sahiptir. Aksi durumda 0'dır.

M ve N Çizelgelardan, dondurucu bölmesinin yıldız özelliğine göre seçilmektedir. Dik dondurucularda, yiyecekleri dondurma ve saklama (-18°C'de) özelliğine göre aldıkları

yıldız seviyeleri belirlenir (4 yıldız) ve referans dondurucu 8.kategoride yer almaktadır.

Buna göre,

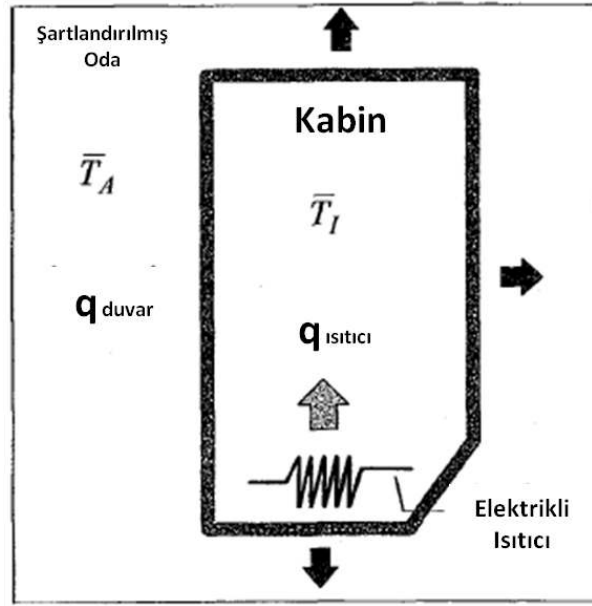
- M: 0,539
- N: 315 değerlerini almaktadır. [5]

TERS ISI KAZANCI DENEYİ

Dondurucularda kullanılan yalıtım malzemesi ve kalınlıklarına göre istenilen depolama sıcaklıklarını sağlamak için gerekli soğutma yükünün belirlenmesi ve buna göre uygun kapasiteli kompresör seçimi için ters ısı kazancı (RHL – Reverse Heat Leak) deneyleri gerçekleştirilmiştir.

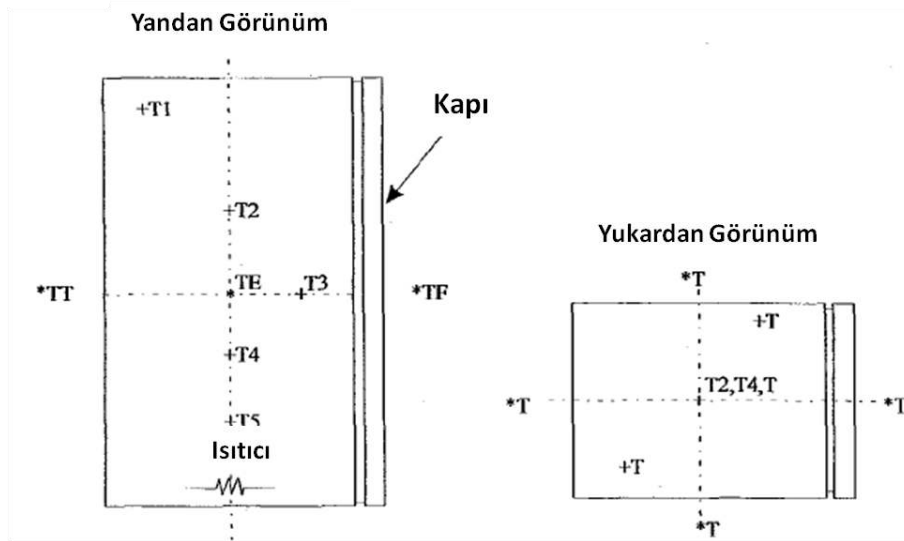
Buna göre, dondurucunun enerji tüketimi deneylerindeki çalışma koşullarına göre, yani ortam şartları 25°C ve kabin içi (-18)°C sıcaklıklarında ortamdan kabine doğru ısı transferi gerçekleşmekteyken RHL deneylerinde, bu ısı transferi kontrollü olarak tam tersi biçimde gerçekleştirilir.

Buna göre RHL deneylerinde, ortam sıcaklığı (-18)°C’de sabit tutularak kabin içi sıcaklığı ısıtıcı ve sıcaklık dağılımını homojenleştirmek için kullanılan fan yardımıyla 25°C’ye getirilmektedir. (Şekil 2.13)



Şekil 2.13 RHL Test Görünümü [18]

Normal çalışma şartlarındaki (kabin içi -18°C , ortam 25°C sıcaklığında) 43°C 'lik sıcaklık farkı RHL deneylerinde de sağlanması gerekmektedir. Bunun için kabin geometrisinin orta bölümlerinden sıcaklık okunmuştur.



Şekil 2.14 RHL Test Sıcaklık Ölçüm Bölgeleri [18]

Sistem rejim halindeyken dondurucu kabinin içine yerleştirilen ısıtıcı ve fan güçlerinin belirlenmesi ile kabinden ortama geçen birim zamanda toplam ısı transfer miktarı belirlenmiş olur.

DONDURUCU YALITIM ÇALIŞMALARI

Buzdolaplarında, dondurucu bölmesi (-18°C) ve taze gıda bölmesi (5°C) dış ortam sıcaklığı (25°C) ile karşılaştırıldığında dondurucu bölümüne transfer olan ısı akısı daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu çalışmada anlatılan no-frost derin dondurucularda, yüksek ısı akısı ile buzdolaplarındaki dondurucu bölmelerinden daha büyük boyutlarda olması (ısı transfer yüzey alanının artması) sonucunda, buzdolaplarındaki dondurucu bölümüne göre daha fazla ısı transferi gerçekleşmektedir.

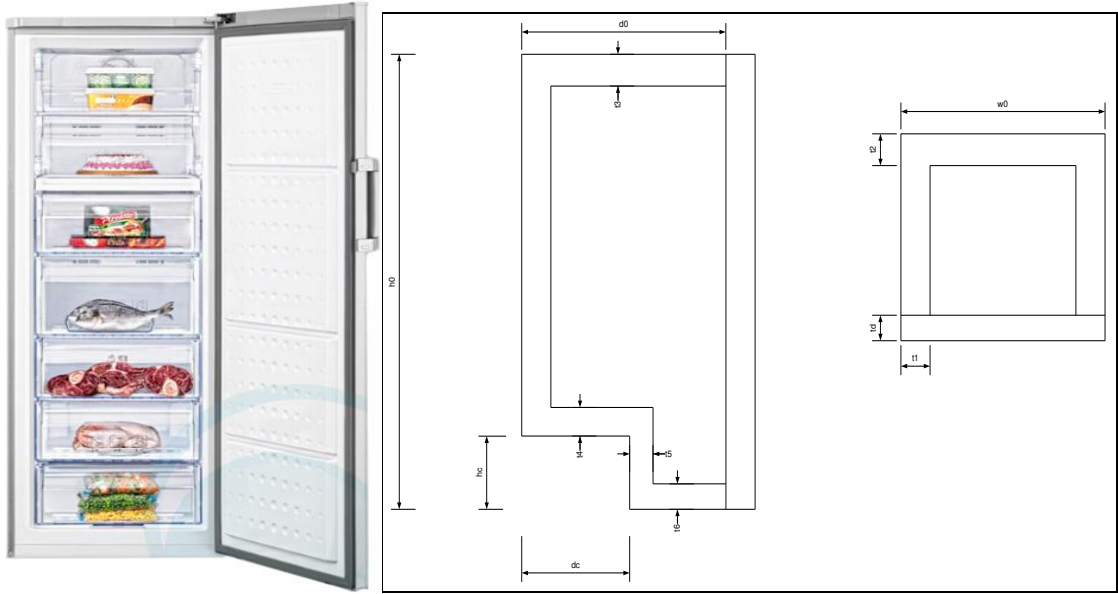
Dondurucu kabinlerindeki yüksek ısı kazancı ile artan soğutma kapasitesini karşılayabilmek için yüksek kapasiteli kompresörlere ihtiyaç duyulmaktadır ki artan kompresör kapasitesi ile (aynı kompresör COP'si için) güç tüketimi yükselmekte ve enerji sarfiyatını arttırmaktadır.

Günümüzde enerji tüketimi, hem rekabet hem de enerji kaynaklarının korunması açısından oldukça önemli bir konu olmaktadır. Dondurucuların daha az enerji ile daha çok soğutma sağlayabilmesi için birçok iyileştirme çalışmaları gerçekleştirilmiş ve ilerleyen konularda anlatılmıştır. Aşağıda en temel iyileştirmelerden biri olan kabin ısı yalıtım çalışmaları anlatılmıştır.

3.1 VIP'siz Durum – Optimum PÜ Yalıtım Hesapları

A⁺⁺ ve altı enerji sınıfındaki dondurucularda (kabin iç plastiği ile dış sacı arasında) yalıtım malzemesi olarak çoğunlukla poliüretan (PÜ) kullanılmaktadır. Kullanılan PÜ'nün

indeks parametresine (enerji tüketimi ve net hacmin fonksiyonu) göre optimum kalınlık değeri hesaplanmaya çalışılmıştır.

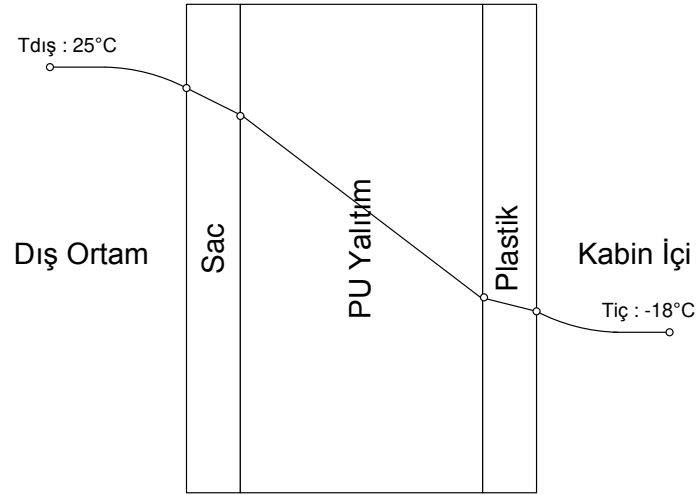


Şekil 3.1 Referans NF dondurucu

Şekil 3.1'deki gibi Referans alınan dondurucu için önce reverse heat leak (RHL) deneyi sonrasında ise enerji tüketim testleri gerçekleştirilerek belirlenen ısı kazancı için harcanan günlük enerji tüketimi [Wh/24h] hesaplanmıştır.

Dondurucunun dış boyutları sabit kalmak şartıyla, bölge bölge kabinin orijinal PÜ kalınlıkları 5'er mm (kabin içine doğru) artırılmıştır. Artırılan PÜ yalıtım kalınlıkları için kabinin ısı kazancı düşmüş ve bu durumdaki enerji tüketimi sabit sistem COP'si kabulüyle (RHL ve enerji tüketim deneyi yapılmış dondurucu referans alınmıştır) hesaplanmıştır.

Kabin ısı kazancını hesaplarken Şekil 3.2'deki gibi kararlı halde düz duvar ısı transfer modeli kabul edilmiş ve ısı devre şeması Şekil 3.2 ve Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Dondurucuda Düz Duvar Kabulüyle Gerçekleşen Sıcaklık Dağılımı

$$\frac{1}{h_{dış}A} \quad \frac{L_s}{k_sA} \quad \frac{L_{PU}}{k_{PU}A} \quad \frac{L_p}{k_pA} \quad \frac{1}{h_{iç}A}$$

Şekil 3.3 Isı Kazancı Hesabında Kullanılan Isıl Devre

Dondurucunun ısı kazancı belirlenirken, yapılan teorik hesaplamaların RHL deneyinden ~%2,9 daha fazla bulunduğu görülmüştür. Bu farkın teorik hesaplarda kabul edilen tek boyutlu ısı transfer modelinde ışıının ile conta tarafındaki infiltrasyonun dahil edilmemesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Ortaya çıkan bu farkı azaltmak için hesaplama ile bulunan kabin ısı kazancı düzeltme faktörü (1-%2,9) ile çarpılarak RHL deney sonucuna yaklaştırılıp, $Q_{tahmini}$ değeri bulunmuştur.

$$Q_x = \frac{T_{dış} - T_{iç}}{R_{Toplam}} \quad (3.1)$$

$$R_{Toplam} = R_{taşınım} + R_{iletim} \quad (3.2)$$

$$R_{Toplam} = \sum \frac{1}{hA} + \sum \frac{L}{kA} \quad (3.3)$$

$$R_{Toplam} = \frac{1}{h_{dışA}} + \frac{L_s}{k_sA} + \frac{L_{PU}}{k_{PUA}} + \frac{L_p}{k_pA} + \frac{1}{h_{içA}} \quad (3.4)[12]$$

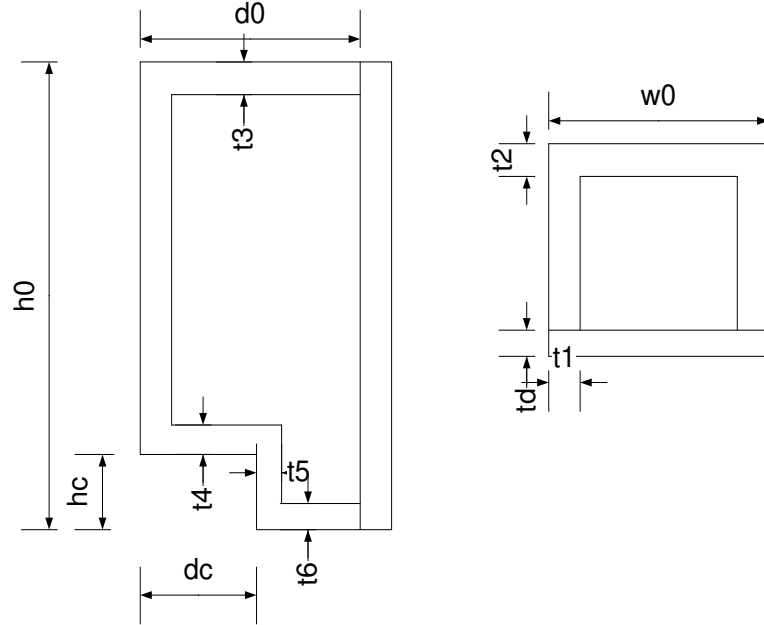
Artırılan yalıtım kalınlıklarına göre dondurucunun yeni enerji tüketimi (sabit sistem COP'sine göre) hesaplandıktan sonra değişen hacim ve enerji tüketimi için indeks değeri hesaplanmıştır.

2. Bölümde anlatılan indeks hesabı ile, Çizelge 3.1'deki excel dosyası hazırlanmış ve farklı yalıtım kalınlıkları için dondurucunun ısı kazancı ile indeks parametresine olan etkisi hesaplanmıştır.

PÜ ısı iletim katsayısı : 0,022 W/m.K [19]

ViP ısı iletim katsayısı : 0,005 W/m.K [10] alınmıştır.

Çizelge 3.1 Referans Alınan Dondurucu İçin Isı Kazanç & İndeks Hesapları



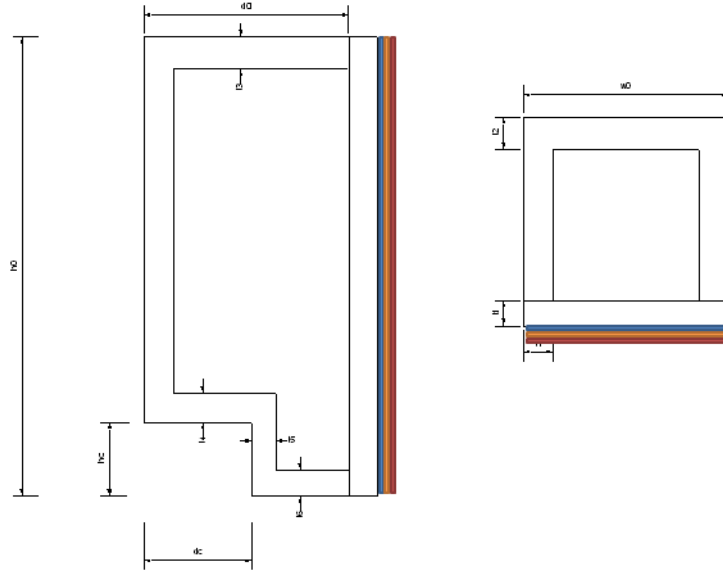
Kabin geometrisi	h0	1800	mm
	w0	595	mm
	d0	500	mm
Isıl katsayılar	t_iç plastik	1,5	mm
	t_dış metal	0,5	mm
	h_iç	15	W/m ² .K
	h_dış	9	W/m ² .K
	k_PU	0,022	W/m.K
	k_VIP	0,005	W/m.K
	k_iç plastik	0,17	W/m.K
	k_metal	41,5	W/m.K
	delta_T	43	K
Conta	Q_conta	5,1	W
Toplam Isı Kazancı (contalı)	UA	1,279	W/K
	Q	55,0	W

RHL Deneyine Göre Isı Kazancı	UA	0,843	W/K
	Q	36,2	W
Enerji Tüketimi		853	kWh/24h

Index Hesap	EEl	41,2
	Enerji sınıf	A +

3.1.1 Kapı Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları

Orijinal dondurucuda, PÜ yalıtım kalınlıklarının optimum değerini belirlerken, dondurucu yalıtımları bölge bölge incelenmiştir. İlk olarak kapı yüzeyi ele alınmıştır, dondurucunun diğer bölgelerindeki PÜ kalınlıkları sabit tutularak sadece kapı bölgesindeki PÜ yalıtım kalınlığı orijinal durumun üzerine Şekil 3.4'teki gibi 5'er mm artırılmıştır ve indekse etkisi araştırılmıştır.



Şekil 3.4 Kapı PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin Dışına Doğru)

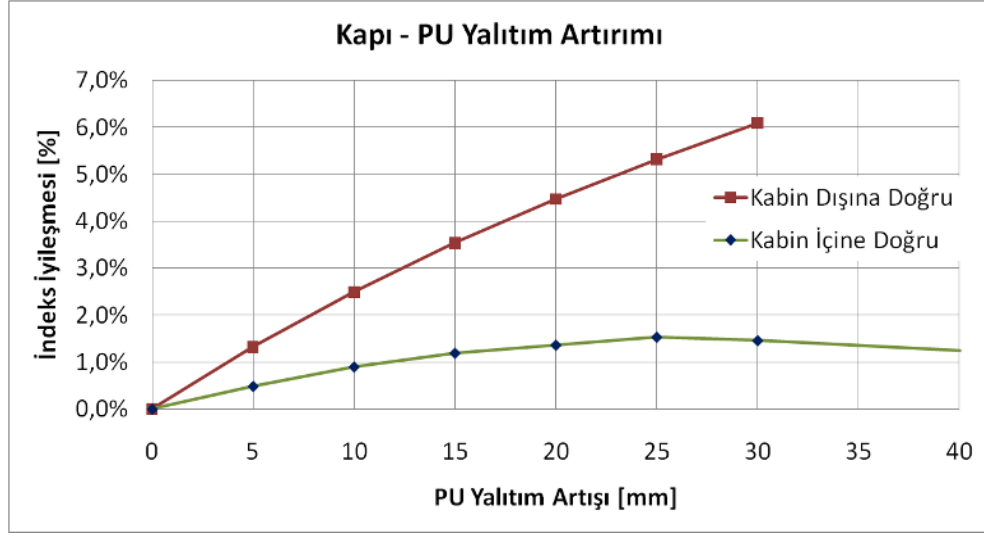
Referans dondurucuda, tasarım şartları göz önüne alındığında kapı tarafındaki yalıtım kalınlığının kabin dışına doğru artırılması uygun bulunmuş (navlun maliyet hesapları ile iç hacim azalışı dikkate alınarak indekse etkisi değerlendirilmiştir) ve bu uygulamada dondurucu net hacminde herhangi bir azalma olmayacağından yalıtım artırılmasının doğrudan indekse katkı sağlayacağı görülmüştür. Ancak kapı yalıtımında max 30mm'ye kadar yapılmasına (gerekli yatırım göz önüne alınarak kararlaştırılmıştır) izin verilmiştir.

Kapı tarafında PÜ yalıtım artırımı için yapılan çalışmalar Çizelge 3.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2 Kapı PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin Dışına Doğru) & İndeks Değerleri

Kapı - PU Yalıtım Artırımı								
		Orijinal	+5	+10	+15	+20	+25	+30
Q - Hesap	[W]	55,0	54,3	53,6	53,0	52,5	52,1	51,6
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	853	842	832	823	815	807	801
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	321	321	321	321	321	321
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	57	57	57	57	57	57
Net Hacim	[lt]	264	264	264	264	264	264	264
Net Hacim Düşüşü	[%]	0	Kapı Dışa Doğru Genişletildiğinden Hacim Kaybı olmamıştır.					
İndeks		41,2	40,7	40,2	39,7	39,4	39,0	38,7
İki durum arasındaki iyileşme	[%]	0%	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8
Orjinala göre iyileşme	[%]	0%	1,3%	2,5%	3,5%	4,5%	5,3%	6,1%

Sadece kapı bölgesinde kullanılan PÜ yalıtım kalınlığının artırılmasıyla, dondurucunun genelinde görülen indeks iyileşmesi yüzde olarak Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.5 Sadece Kapı Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı

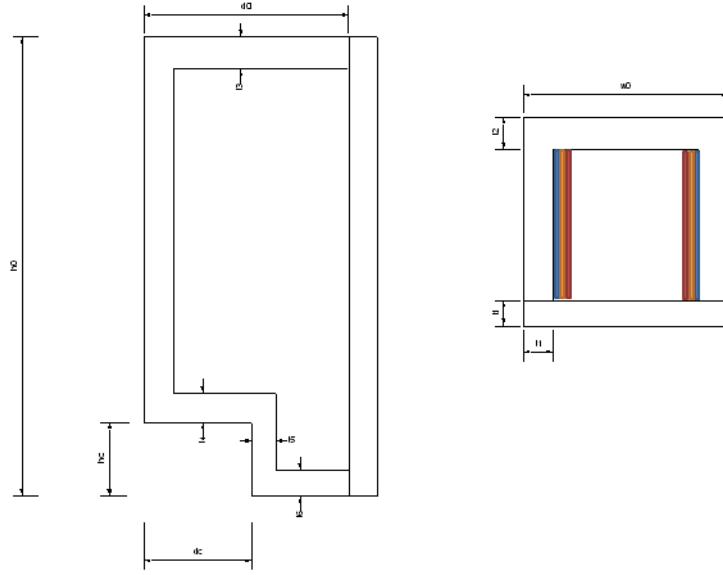
Buna göre, yapılan her 5mm’lik artış, dondurucunu indeksini düşürmüştür. Orijinal durumun, +5mm kalınlaştırılmasıyla %1,3 iyileşme sağlanmış, ancak artan yalıtım kalınlığı ile belli bir noktadan sonra +5mm’lik yalıtım artırımı (orijinal+25 ile orijinal+30 mm PÜ yalıtımı) %0,8 iyileşme sağlayabilmiştir. Ancak dondurucunun indeksindeki %0,8’lik iyileşme bile ciddi değer taşımaktadır ki orijinal duruma göre +30mm’lik PÜ yalıtım artırımı toplamda dondurucu indeksini %6,1 iyileştirdiği görülmüştür.

3.1.2 Yan Duvar Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları

Kapı bölgesi için optimum PÜ kalınlık hesaplarından sonra, dondurucunu yan duvarları için aynı hesaplamalar yapılmıştır. Yalnız kapı tarafındaki hesaplarda, yalıtım artırımı kabin dışına doğru yapılırken, kapı haricindeki bölgeler için kabin içine doğru artış yapılmıştır (navlun ücret hesabında, kabin boyutlarının artışı ciddi nakliye artışı yaratmaktadır).

Yan duvar yalıtımının

Şekil 3.6’daki gibi artmasıyla ısı kazancı tarafında iyileşme sağlanırken, iç hacim tarafındaki azalma belirli bir yalıtım artımından sonra indeks (enerji ve hacmin bir fonksiyonu) üzerinde baskın olmuştur (kapı bölgesi kabin dışına doğru kalınlaştırıldığından indekste azalma görülmemiştir).



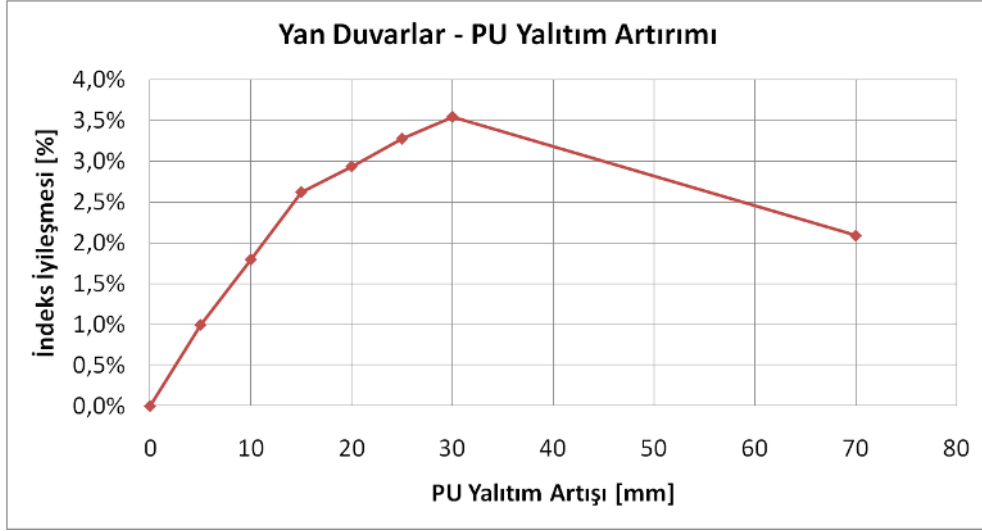
Şekil 3.6 Yan Duvar PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin İçine Doğru)

Dondurucunun yan duvarları hariç, diğer bölgelerindeki PÜ yalıtım kalınlıkları orijinal olarak bırakılmıştır. Yan duvarlardaki yalıtım 5'er mm artırılması ile hacim azalmasına karşı indeksin nasıl değiştiği hesaplanmış ve Çizelge 3.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.3 Yan Duvar PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri

		Yan Duvarlar - PU Yalıtım Artırımı							
		Orijinal	+5	+10	+15	+20	+25	+30	+70
Q - Hesap	[W]	55,0	53,7	52,6	51,4	50,6	49,7	48,2	43,0
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	853	833	815	797	784	770	748	667
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	314	306	299	291	284	277	218
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	56	54	53	52	50	49	39
Net Hacim	[lt]	264	258	252	246	240	234	228	179
Net Hacim Düşüşü	[%]	0	2,3%	4,6%	6,9%	9,2%	11,5%	13,8%	32,2%
İndeks		41,2	40,8	40,5	40,1	40,0	39,9	39,7	40,3
iki durum arasındaki iyileşme	[%]	0%	1,0%	0,8%	0,8%	0,3%	0,4%	0,3%	-1,5%
Orjinalle göre iyileşme	[%]	0%	1,0%	1,8%	2,6%	2,9%	3,3%	3,5%	2,1%

Yan duvarlardaki PÜ yalıtım iyileştirmesinde, kalınlığın artırımıyla hacim azalmakta ve belli bir noktadan sonra hacim tarafındaki daralma ısı kazancının iyileşmesinden daha baskın olmuş ve yalıtım kalınlığının orijinal+30'dan orijinal+70mm'ye yükseltilmesi ile iki durum arasındaki indekste iyileşme yerine kötüleşme görülmüştür. Şekil 3.7'de yan duvar yalıtım kalınlıklarının, kabin içine doğru artırılmasıyla dondurucu indeksindeki %değişim paylaşılmıştır.

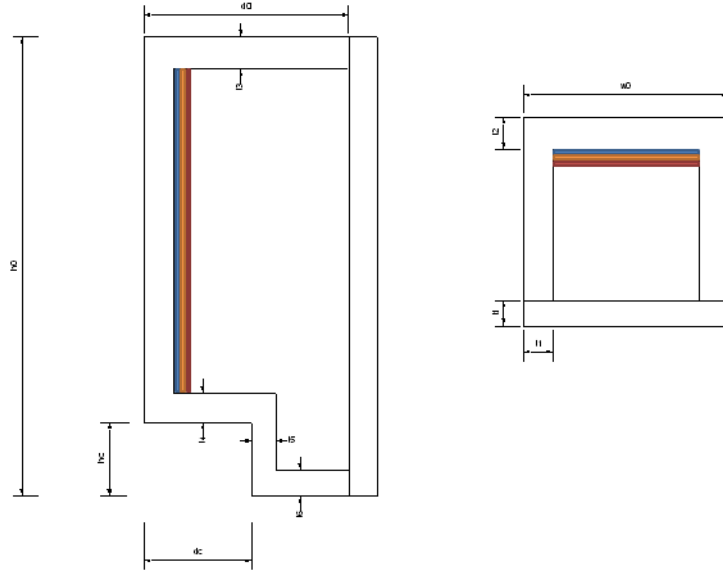


Şekil 3.7 Sadece Yan Duvar Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı

Grafiğe göre, orijinal yalıtım kalınlığının +30mm'den sonra artırılması indeksi kötüleştirdiği ve +15mm'den sonra da indeksteki değişimin çok minör olduğu görülmüştür. Hem kullanma hacmindeki azalış, hem de maliyet artışları göz önüne alındığında yalıtım kalınlığının orijinal+15mm olması optimum olarak değerlendirilmiştir.

3.1.3 Arka Duvar Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları

Dondurucu üzerinde arka duvar yalıtım çalışması Şekil 3.8'deki gibi kabin içersine doğru yapılmıştır.



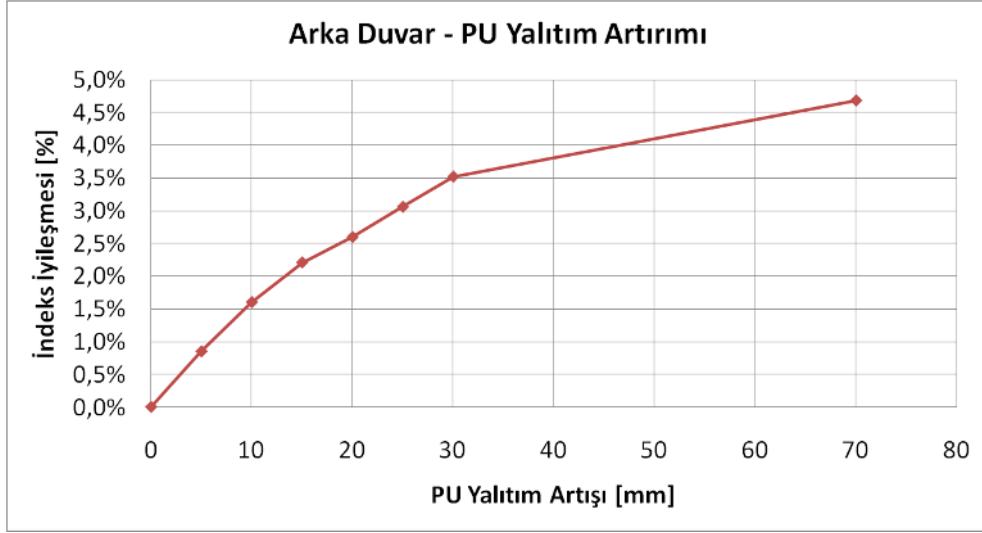
Şekil 3.8 Arka Duvar PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin İçine Doğru)

Yapılan PÜ yalıtım hesapları, Çizelge 3.4’de gösterilmiş ve net hacimdeki %azalış ve indeksteki %iyileşme göz önüne alındığında orijinal+20mm PÜ kalınlaştırması uygun bulunmuştur.

Çizelge 3.4 Arka Duvar PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri

Arka Duvar - PU Yalıtım Artırımı									
Arka Duvar		Orijinal	+5	+10	+15	+20	+25	+30	+70
Q - Hesap	[W]	55,0	54,2	53,5	52,9	52,3	51,8	51,3	48,3
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	853	841	830	820	811	803	795	750
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	318	315	312	309	306	303	278
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	56	56	55	55	54	54	49
Net Hacim	[lt]	264	261	259	256	254	251	249	229
Net Hacim Düşüşü	[%]	0	1,0%	1,9%	2,9%	3,8%	4,8%	5,7%	13,3%
İndeks		41,2	40,9	40,5	40,3	40,1	39,9	39,8	39,3
iki durum arasındaki iyileşme	[%]	0%	0,8%	0,8%	0,6%	0,5%	0,5%	0,5%	1,2%
Orjinala göre iyileşme	[%]	0%	0,8%	1,6%	2,2%	2,6%	3,1%	3,5%	4,7%

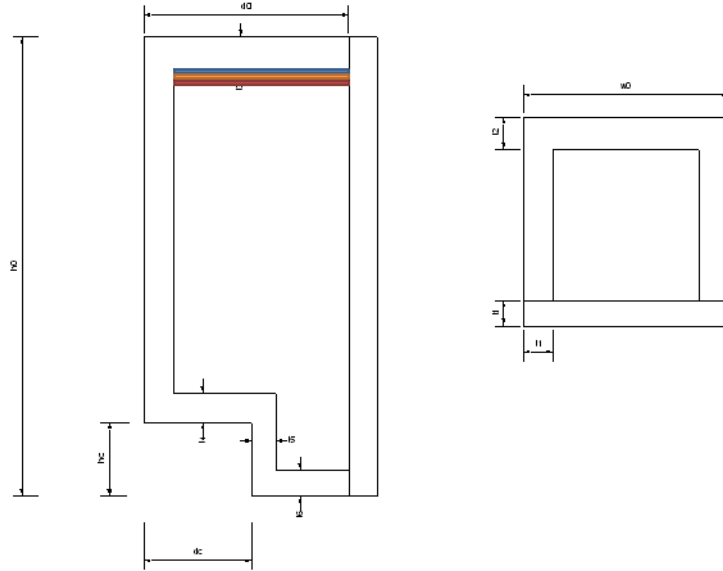
Referans dondurucu için arka duvar PÜ kalınlığındaki değişime göre indeksteki yüzde iyileşme Şekil 3.9’da verilmiştir. Buna göre, arka duvar yalıtım kalınlığının 70mm artırılması durumunda bile, indeks değerinde bir iyileşme söz konusudur. Aslında bu ifade, dondurucunun arka duvar bölümdeki yalıtımının kalınlığının iyileştirmeye açık olduğunu ortaya çıkarmaktadır.



Şekil 3.9 Sadece Arka Duvar Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı

3.1.4 Tavan Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları

PÜ kalınlık çalışmalarından bir diğeri tavan yalıtımı üzerine olmuştur. Şekil 3.10'da gösterilen referans dondurucunun, kabin geometrisi ve yalıtım kalınlıkları sabit tutularak, sadece tavan bölgesinde 5'er mm'lik PÜ yalıtım artırımı (kabin içersine doğru) gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.10 Tavan Bölgesi PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin İçine Doğru)

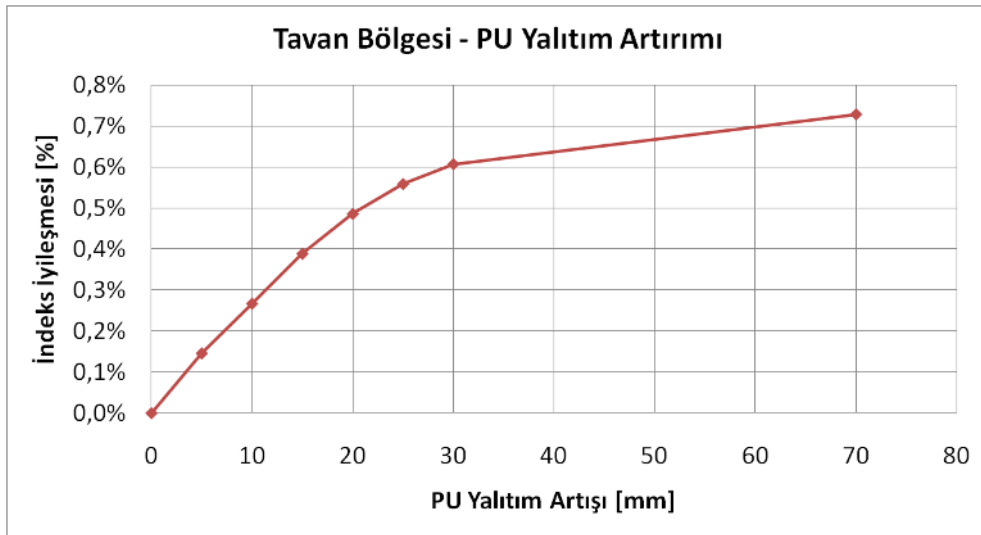
Kabinin ısı kazancı hesapları Çizelge 3.5'te paylaşılmış ve incelendiğinde, tavan bölgesindeki yalıtımın artırımı indekse çok küçük iyileştirmeler getirmektedir.

Dondurucunun yalıtım artışı ile net hacim azalışı ve indeksteki yüzde iyileşme başına verilen ek maliyet incelendiğinde, tavan bölgesinin orijinal yalıtım kalınlığı uygun görülmüştür.

Çizelge 3.5 Tavan Bölgesi PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri

Tavan - PU Yalıtım Artırımı									
		Orijinal	+5	+10	+15	+20	+25	+30	+70
Q - Hesap	[W]	55,0	54,8	54,6	54,5	54,3	54,2	54,0	53,1
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	853	850	847	845	842	840	838	824
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	320	319	318	317	316	315	306
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	57	57	56	56	56	56	54
Net Hacim	[lt]	264	263	262	261	261	260	259	252
Net Hacim Düşüşü	[lt]	0	0,3%	0,7%	1,0%	1,3%	1,6%	2,0%	4,6%
İndeks		41,2	41,1	41,1	41,0	41,0	41,0	41,0	40,9
iki durum arasındaki iyileşme	[%]	0%	0,1%	0,1%	0,1%	0,1%	0,1%	0,0%	0,1%
Orjinalle göre iyileşme	[%]	0%	0,1%	0,3%	0,4%	0,5%	0,6%	0,6%	0,7%

Dondurucunun yalıtım artırımının indeks üzerindeki etkisi Şekil 3.11’de gösterilmiştir.

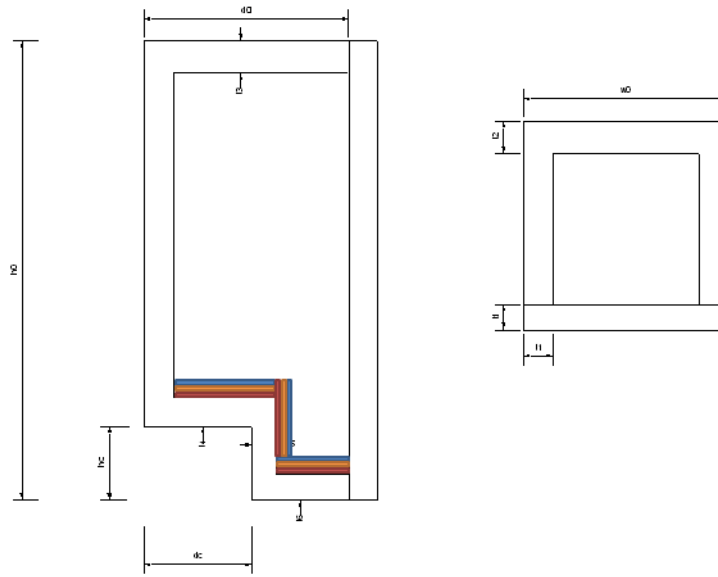


Şekil 3.11 Sadece Tavan Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı

Sonuçlar incelendiğinde, tavan yalıtımında orijinal+70mm PÜ yalıtım artışı ile %0,7 iyileşme sağlanırken %4,6 hacim kaybı görülmüştür. Bu değerler arka duvar PÜ artırımı ile karşılaştırıldığında, arka duvar yalıtımında yapılan +5mm’lik bir iyileşmeden bile indekste %0,8 iyileşme sağlanırken sadece %1’lik bir hacim kaybı yaşanmaktadır) daha düşük durumdadır. Maliyet ve hacim parametrelerine göre optimum tavan bölgesi PÜ yalıtım artırımı +5mm olmuştur.

3.1.5 Taban Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları

Optimum PÜ yalıtım hesaplarında son olarak; dondurucunun, kompresör üstü-arkası ve kabin dibi (taban bölgesi)'ndeki PÜ kalınlıklarının optimum değerinin belirlenmesi için çalışılmıştır. Şekil 3.12'de gösterilen dondurucunun yalıtım kalınlıkları sabit tutularak, sadece taban bölgesindeki PÜ yalıtım kalınlığı, orijinal durumuna ek olarak 5'er mm (+70mm'ye kadar) artırılmış ve artan (kabin içine doğru) PÜ kalınlıkları için dondurucunun yeni enerji tüketimi % indeks değerleri hesaplanmıştır.



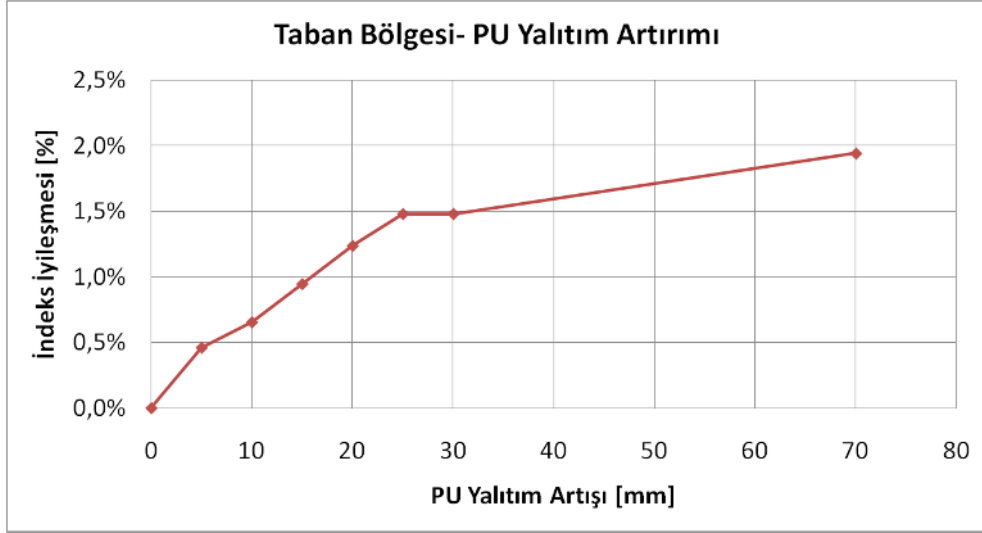
Şekil 3.12 Taban Bölgesi PÜ Yalıtım Artırımı (Kabin İçine Doğru)

Taban bölgesindeki PÜ yalıtım kalınlıklarının artırılmasıyla dondurucunun yeni indeks değerleri Çizelge 3.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 3.6 Taban Bölgesi PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri

Kompresör Üstü, Kompresör Arkası, Kabin Dibi - PU Yalıtım Artırımı									
		Orijinal	+5	+10	+15	+20	+25	+30	+70
Q - Hesap	[W]	55,0	54,6	54,3	54,0	53,7	53,5	53,2	51,8
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	853	847	842	837	833	829	825	803
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	319	318	316	315	313	312	300
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	57	56	56	56	56	55	53
Net Hacim	[lt]	264	263	261	260	259	258	256	246
Net Hacim Düşüşü	[lt]	0	0,5%	0,9%	1,4%	1,9%	2,4%	2,8%	6,6%
İndeks		41,2	41,0	40,9	40,8	40,7	40,6	40,6	40,4
iki durum arasındaki iyileşme	[%]	0%	0,5%	0,2%	0,3%	0,3%	0,2%	0,0%	0,5%
Orjinala göre iyileşme	[%]	0%	0,5%	0,7%	0,9%	1,2%	1,5%	1,5%	1,9%

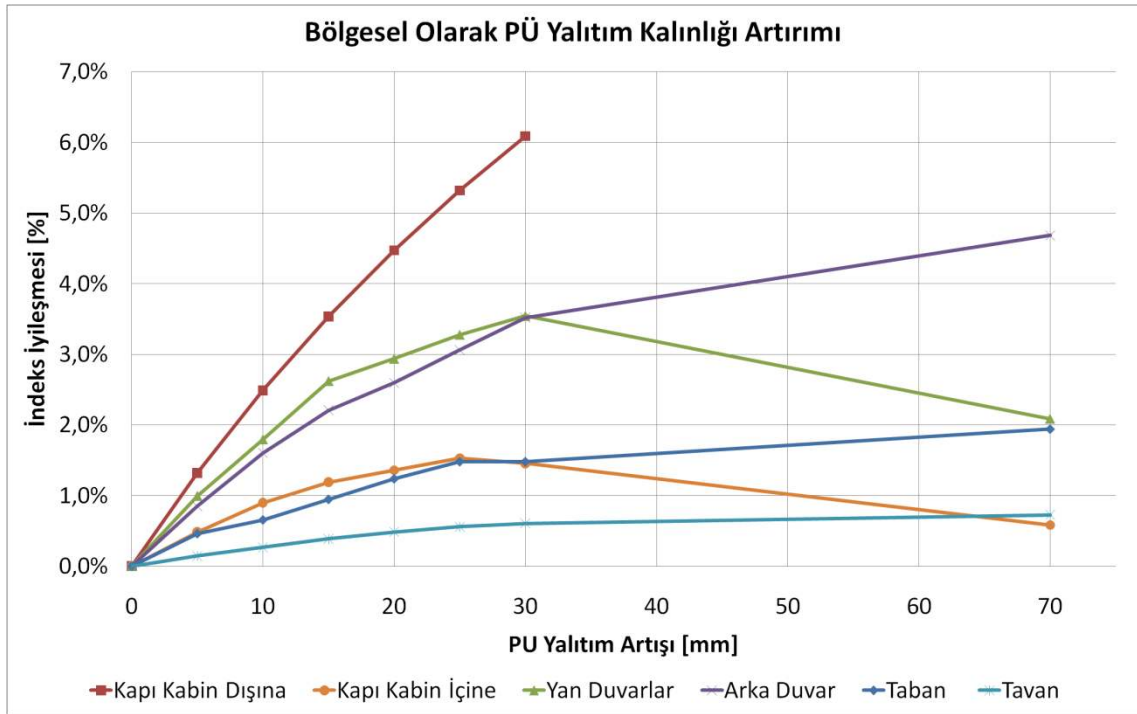
Yapılan çalışmada, PÜ kalınlığı ile indeksin nasıl etkilendiğini daha iyi görmek için Şekil 3.13'deki grafikten yararlanılmıştır.



Şekil 3.13 Sadece Taban Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı

Grafik incelendiğinde, en yüksek indeks artışı orijinal+5mm PÜ durumunda görülmektedir. Bu noktadan sonra gerçekleştirilen PÜ yalıtım artışı indeks üzerinde önemli bir iyileşme yaratmadığı gibi görülen hacim kaybını da dikkate aldığımızda, orijinal+5mm PÜ yalıtım durumu ısı transferi&hacim açısından en ideali olduğu görülmüştür.

Referans alınan derin dondurucuda, yalıtım olarak sadece PÜ malzemesinin kullanıldığı durum için, bölgesel olarak yalıtım kalınlıkları incelenmiştir. Kabin geometrisi ve orijinal durumdaki yalıtım kalınlıkları sabit tutulmuş, sadece incelenen bölgedeki PÜ yalıtım kalınlıkları kabin içine doğru genişletilmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda, referans alınan dondurucunun hangi bölgesindeki PÜ yalıtım kalınlığının iyileştirmeye açık olduğu görülmüş ve bütün sonuçlar grafik halinde Şekil 3.14’de gösterilmiştir.



Şekil 3.14 Referans Dondurucu PÜ Yalıtımının Bölgesel Olarak Kalınlık Artırımı Sonuçları

Yapılan bu çalışmalar sonucunda, tavan bölgesindeki yalıtım kalınlığının en uygun değerde olduğu, ancak yan duvar ve arka duvar bölgelerinin iyileştirmeye açık olduğu görülmüştür. Ayrıca, sadece kapı tarafında kabin dışına doğru bir genişletilmeye izin verildiğinden, bu durumun indeks üzerine etkisi de hesaplanmış ve hacim kaybı yaratmadığından indeks üzerinde en fazla iyileşmeyi sağladığı görülmüştür.

3.2 VIP'li Durum – Optimum PÜ Yalıtım Hesapları

A⁺⁺⁺ enerji sınıfındaki dondurucular için yalıtımın önemi, yapılan enerji tüketim deneyleri ve ısı kazancı hesapları ile anlaşılmış ve standart yalıtım malzemesi olarak PÜ kullanımının dondurucu ısı kaybı üzerindeki etkisinin yetersiz kaldığı görülmüştür.

Buzdolaplarında ve dondurucularda kullanılan PÜ yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısının VIP malzemesinden 4-5 kat daha yüksek olmaktadır. Bu fark, dondurucu kabinlerde PÜ yalıtımının içerisinde ek yalıtım malzemesi olarak VIP'in kullanımına yönlendirmiştir.

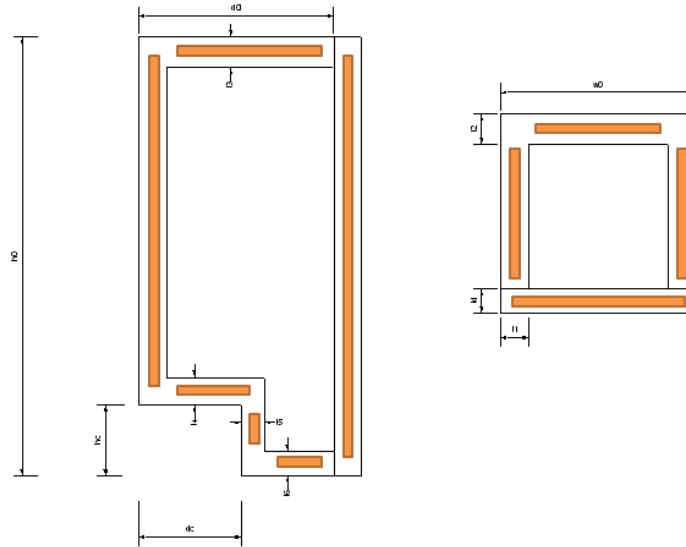
PÜ + VIP kullanımı ile dondurucu ısı kazancında önemli iyileşmeler görülmüş, ancak yeterli VIP kullanımının hem maliyet hem de PÜ şarj basımında ortaya çıkan sorunlar

yüzünden uygulanabilirliği azalmaktadır. Örneğin, dondurucunun arka yüzeyine komple VİP kullanımı pratikte mümkün değildir. Çünkü PÜ basım hattında kullanılan PÜ tabancası, sıvı PÜ'nü kabin içersine püskürtürken belli bir miktar yalıtım içersine girmekte ve VİP'e temas ederse patlatabilmektedir. Ya da evaporatör boruların, fan yuvasının kabin geometrisine etkisi ve kablo gruplarının yalıtım içersinden geçtiği düşünüldüğünde yerleştirilen VİP'in boyutları değişmektedir.

Sonuçta referans alınan dondurucuda, ek yalıtım malzemesi olarak (PÜ)+VİP kullanıldığında dahi, dondurucunun ısı kazancı incelendiğinde hala iyileştirilebilecek yanının olduğu görülmüştür. Bu yüzden, VİP'li durum için de optimum PÜ kalınlıkları hesaplanmıştır.

Prototip dondurucuda kabin ısı kazancını düşürmek için, PÜ yalıtımının yanına ek olarak VİP malzemesi kullanılmıştır. Kullanılan VİP'ler, hem PÜ tabancasının hareket mesafesi hem de PÜ'nün yalıtım bölgelerinde homojen dağılıp küllenmesi dikkate alınarak maksimum boyutlarda hazırlanmıştır.

Dondurucuda, PÜ yalıtımının içinde gömülü olarak kullanılan VİP'ler Şekil 3.15'deki gibi yerleştirilmiştir. Bu panellerin en önemli fiziksel özelliği, PÜ ısı iletiminden 4 kat daha düşük olmasıdır. [10]

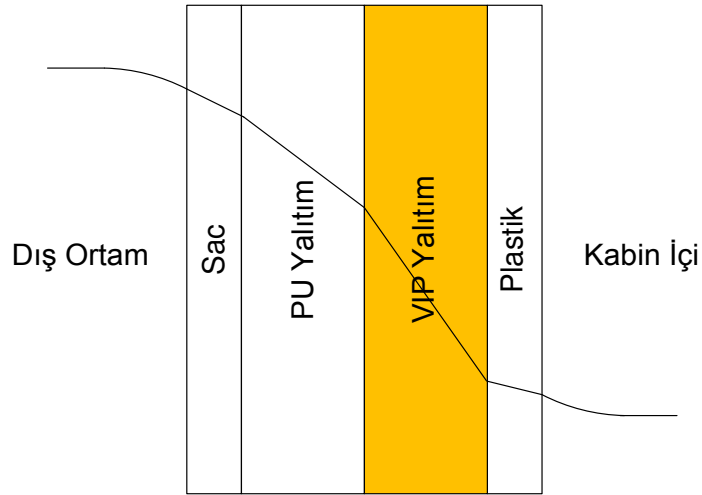


Şekil 3.15 Dondurucu Yalıtımında Kullanılan VİP Yerleşimi

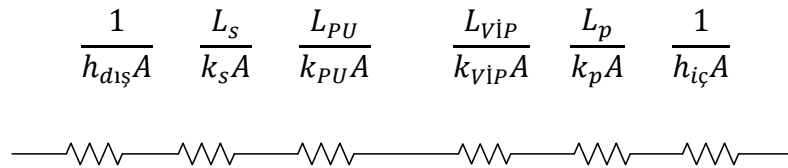
Çizelge 3.7 Dondurucuda Kullanılan VİP Özellikleri & Proses Bilgileri

Formülasyon	Fumed Silika
	Cam Yünü
	SiC
VİP Boyutları	300 x 300 x 25 mm
Presleme Şekli	pp torba veya açık kalıp ile presleme

Kabin ısı kazancını hesaplarken Şekil 3.16'deki gibi kararlı halde düz duvar ısı transfer modeli kabul edilmiş ve ısıl devre şeması Şekil 3.17'de gösterilmiştir. [20]



Şekil 3.16 Dondurucuda VİP Kullanımında Düz Duvar Kabulüyle Gerçekleşen Sıcaklık Dağılımı



Şekil 3.17 VİP'li Durum İçin Isı Kazancı Hesabında Kullanılan Isıl Devre

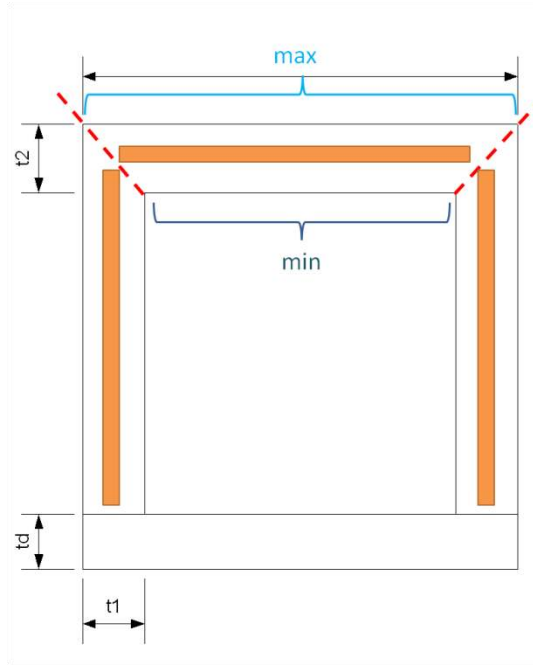
$$Q_x = \frac{T_{dış} - T_{iç}}{R_{Toplam}} \quad (3.5)$$

$$R_{Toplam} = R_{taşınmım} + R_{iletim} \quad (3.6)$$

$$R_{Toplam} = \sum \frac{1}{hA} + \sum \frac{L}{kA} \quad (3.7)$$

$$R_{Toplam} = \frac{1}{h_{dışA}} + \frac{L_s}{k_sA} + \frac{L_{PU}}{k_{PU}A} + \frac{L_{VIP}}{k_{VIP}A} + \frac{L_p}{k_pA} + \frac{1}{h_{içA}} \quad (3.8)$$

VİP kullanımında dondurucunun ısı kazancı hesaplanırken, yukarıdaki tek boyutlu ısı transfer model kabulü ile excel üzerinden hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalarda kullanılan VİP'in ısı transfer alanı belirlenmesinde Şekil 3.18'deki gibi projeksiyon alanı (min ve max alanların ortalaması) kabul edilmiştir.

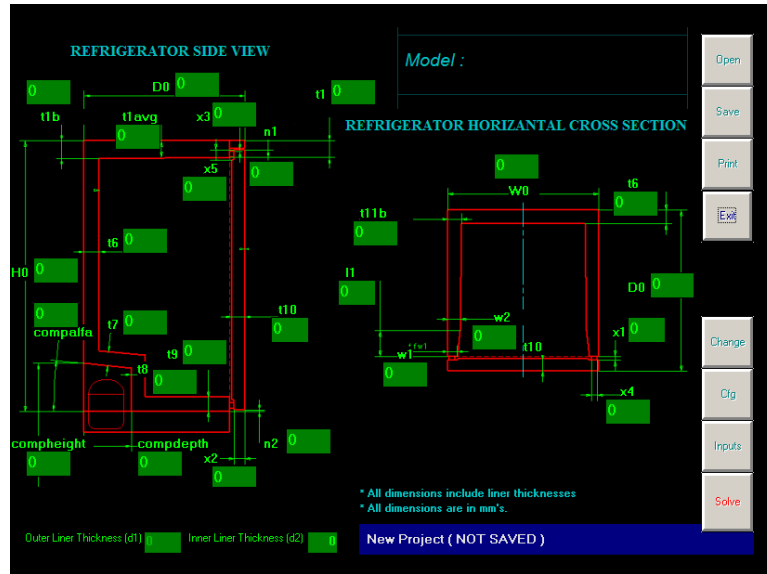


Şekil 3.18 VİP Projeksiyon Alanı

Ancak dondurucunun VİP'li durumu için excel de tek boyutlu olarak hazırlanan ısı kazanç hesabındaki sonuçlar, kullanılan Heat Gain (HG) analiz programı ile karşılaştırıldığında ciddi oranda farklılıklar görülmüştür. Kullanılan program, 2 boyutlu ısı transfer sistemi gibi ihmal edilen değerleri de hesapladığı için gerçeğe daha yakın sonuçlar vermektedir. O yüzden dondurucuda yalıtım malzemesi olarak, VİP+PÜ kullanıldığı durumda, kabin ısı kazancının belirlenmesinde HG programından yararlanılmıştır.

Programın ara yüzü Şekil 3.19'de verilmiştir. Kabin boyutları ile yalıtımda kullanılan VİP boyutları ve Çizelge 3.1'de gösterildiği gibi ısıl katsayılar (PÜ, VİP iletim katsayıları,

kabin içi ve ortam taşınım katsayıları, vs..) programa girilerek dondurucu için ısı kazancı (Q) hesaplanmıştır.



Şekil 3.19 Heat Gain (HG) Analiz Programı Ara Yüz Görünümü

PÜ yalıtım artırma hesaplarında, VİP'siz durum için yapılan optimum PÜ çalışmaları aynı şekilde PÜ+VİP'li durum için de uygulanmıştır. Yalıtım kalınlığı sabit tutulan dondurucuda, bölgesel olarak (kapı bölgesinde, arka duvar bölgesinde vs..) PÜ artırımına gidilmiş ve iyileşen ısı transferi ile hacim kayıpları göz önüne alınarak optimum PÜ kalınlıkları incelenmiştir.

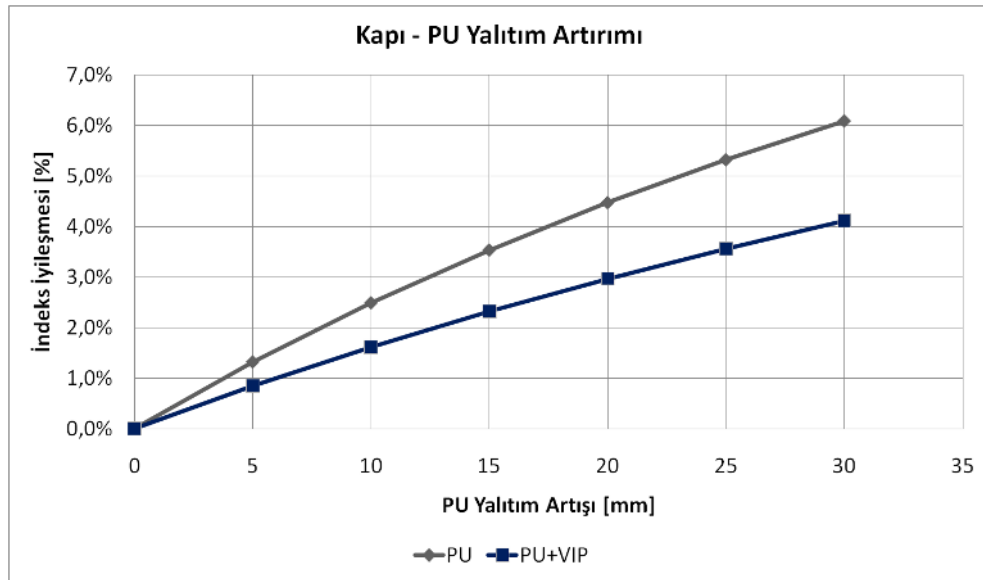
3.2.1 VİP'li Durum İçin Kapı Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları

PÜ yalıtımının yanında VİP yalıtımı kullanılmış dondurucu kabini için, kapı bölgesinde optimum PÜ kalınlık çalışması yapılmıştır. Kapı bölgesinde kullanılan PÜ yalıtım kalınlığı +5'er mm artırılarak tahmini enerji tüketimi ve indeks hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 3.8'de paylaşılmıştır.

Çizelge 3.8 (ViP'li) Kapı PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri

Kapı - PU Yalıtım Artırımı		Orijinal	+5	+10	+15	+20	+25	+30
Q - Hesap	[W]	39,6	39,3	39,0	38,7	38,5	38,2	38,0
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	615	610	605	600	597	593	589
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	321	321	321	321	321	321
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	57	57	57	57	57	57
Net Hacim	[lt]	264	264	264	264	264	264	264
Net Hacim Düşüşü	[%]	0	Kapı Dışa Doğru Genişletildiğinden Hacim Kaybı olmamıştır.					
İndeks		29,7	29,5	29,2	29,0	28,8	28,7	28,5
İki durum arasındaki iyileşme	[%]	0%	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6
Orjinala göre iyileşme	[%]	0%	0,8%	1,6%	2,3%	3,0%	3,6%	4,1%

Kabin yalıtımını iyileştirmek için PÜ'nün yanında kullanılan ViP'li durum ile ViP'siz durum için kapı bölgesinde yapılan PÜ yalıtım artırımının indekse olan etkisi Şekil 3.20'de gösterilmiştir.



Şekil 3.20 (ViP'li) Sadece Kapı Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı

Not: İndekste ki yüzde değişim miktarı, PÜ+ViP' li kabin çalışmasında daha düşük gözükmesi, kabin ısı kazancının ViP yalıtımı ile önemli miktarda iyileştirilmiş olmasından kaynaklanmaktadır, ancak A⁺⁺⁺ enerji sınıfı için istenilen indeks değerine inilebilmesi için gerekli PÜ yalıtım kalınlığının belirlenmesi gerekmektedir.

Referans dondurucuda ViP yalıtımı kullanılması ile ısı kazancı tarafında önemli bir iyileşme sağlanmıştır. Bunun üzerine kapı tarafında yapılan PÜ yalıtım artırım çalışmaları ViP'siz durum ile karşılaştırıldığında beklenildiği gibi indeks % iyileşmesi

azalmış, ama dondurucu genelinde bakıldığında %4'lük bir iyileşme sağlanması olumlu olmuştur.

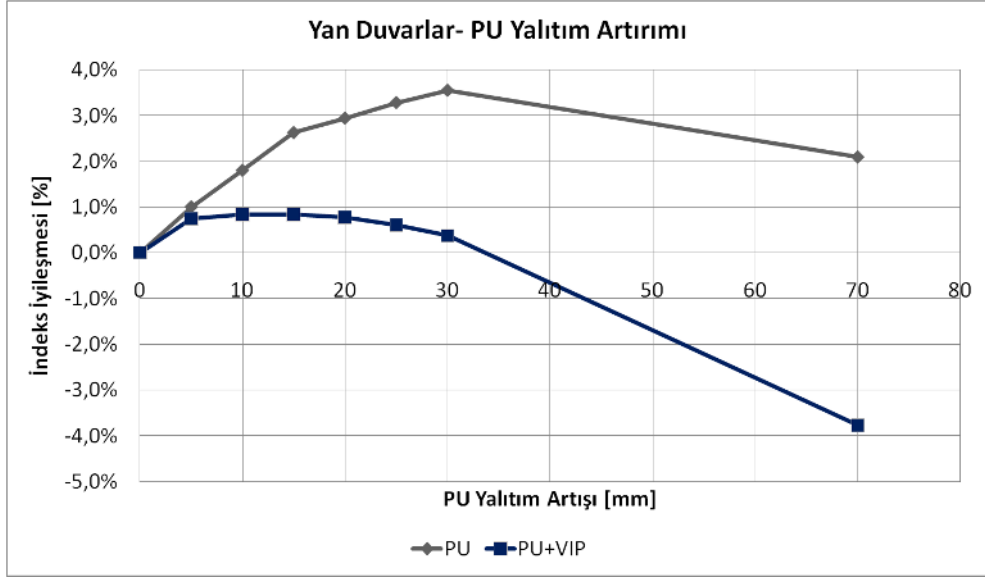
3.2.2 VİP'li Durum İçin Yan Duvar Bölgelerindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları

VİP yalıtımlı dondurucu kabini için, yan duvar bölgelerinde optimum PÜ kalınlık çalışması yapılmıştır. Yan duvar bölgelerinde kullanılan PÜ yalıtım kalınlığı +5'er mm artırılarak tahmini enerji tüketimi ve indeks hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 3.9'da paylaşılmıştır.

Çizelge 3.9 (VİP'li) Yan Duvarlar PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri

Yan Duvarlar - PU Yalıtım Artırımı									
		Orijinal	+5	+10	+15	+20	+25	+30	+70
Q - Hesap	[W]	39,6	38,8	38,3	37,7	37,2	36,8	36,3	33,4
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	615	602	593	585	577	570	563	518
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	314	306	299	291	284	277	218
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	56	54	53	52	50	49	39
Net Hacim	[lt]	264	258	252	246	240	234	228	179
Net Hacim Düşüşü	[%]	0	2,3%	4,6%	6,9%	9,2%	11,5%	13,8%	32,2%
İndeks		29,7	29,5	29,5	29,5	29,5	29,5	29,6	30,8
iki durum arasındaki iyileşme	[%]	0%	0,7%	0,1%	0,0%	-0,1%	-0,2%	-0,2%	-4,2%
Orjinala göre iyileşme	[%]	0%	0,7%	0,8%	0,8%	0,8%	0,6%	0,4%	-3,8%

VİP'siz ve VİP'li yalıtım durumları için dondurucunun yan duvarlarında PÜ yalıtım artırımı ile indeks iyileşmesi Şekil 3.21'de gösterilmiştir.



Şekil 3.21 (VİP’li) Sadece Yan Duvar Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı

VİP’li durum için dondurucunun yan duvar bölgesinde yapılan optimum PÜ yalıtım çalışmaları sonucunda, maliyet ve hacim kayıpları göz önüne alındığında +5mm’lik PÜ artışının uygun olduğu görülmüştür.

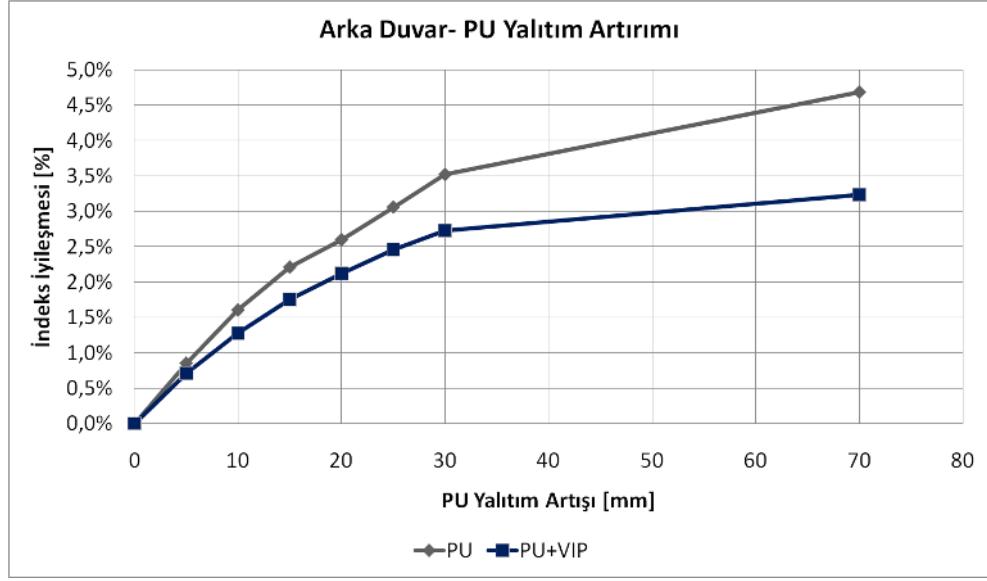
3.2.3 VİP’li Durum İçin Arka Duvar Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları

VİP’li kabin için, arka duvar bölgesinde optimum PÜ kalınlık çalışması yapılmıştır. Dondurucunun boyutları ve yalıtım kalınlıkları sabit tutulup, sadece arka duvar bölgesinde kullanılan PÜ yalıtım kalınlığı (kabin içine doğru) +5’er mm artırılarak tahmini enerji tüketimi ve indeks hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 3.10 Çizelge 3.8’da paylaşılmıştır.

Çizelge 3.10 (VİP’li) Arka Duvar PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri

Arka Duvar - PU Yalıtım Artırımı									
Arka Duvar		Orijinal	+5	+10	+15	+20	+25	+30	+70
Q - Hesap	[W]	39,6	39,1	38,7	38,3	37,9	37,6	37,3	35,4
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	615	607	600	594	588	583	578	549
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	318	315	312	309	306	303	278
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	56	56	55	55	54	54	49
Net Hacim	[lt]	264	261	259	256	254	251	249	229
Net Hacim Düşüşü	[%]	0	1,0%	1,9%	2,9%	3,8%	4,8%	5,7%	13,3%
İndeks		29,7	29,5	29,3	29,2	29,1	29,0	28,9	28,8
iki durum arasındaki iyileşme	[%]	0%	0,7%	0,6%	0,5%	0,4%	0,3%	0,3%	0,5%
Orijinale göre iyileşme	[%]	0%	0,7%	1,3%	1,7%	2,1%	2,5%	2,7%	3,2%

VİP’siz ve VİP’li yalıtım durumları için dondurucunun arka duvarında PÜ yalıtım artırımı ile indeks iyileşmesi Şekil 3.22’de gösterilmiştir.



Şekil 3.22 (VIP'li) Sadece Arka Duvarda Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı

VİP'li durum için dondurucunun arka duvar bölgesinde yapılan optimum PÜ yalıtım çalışmaları sonucunda, maliyet ve hacim kayıpları göz önüne alındığında +15mm'lik PÜ artışının uygun olduğu görülmüştür.

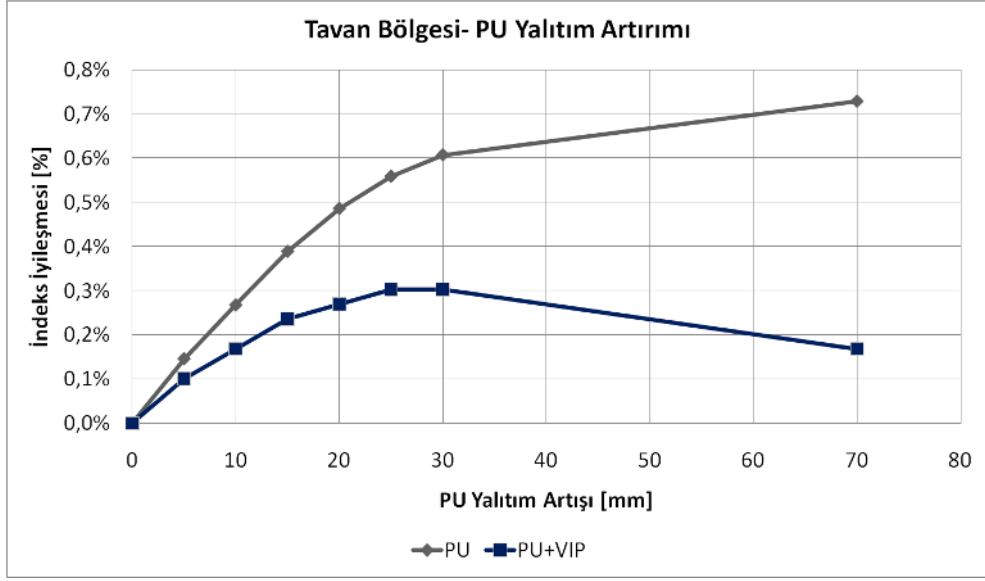
3.2.4 VİP'li Durum İçin Tavan Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları

VİP'li kabin için, tavan bölgesinde optimum PÜ kalınlık çalışması yapılmıştır. Dondurucunun boyutları ve yalıtım kalınlıkları sabit tutulup, sadece tavan bölgesinde kullanılan PÜ yalıtım kalınlığı (kabin içine doğru) +5'er mm artırılarak tahmini enerji tüketimi ve indeks hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 3.11 Çizelge 3.8'de paylaşılmıştır.

Çizelge 3.11 (VİP'li) Tavan PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri

Tavan - PU Yalıtım Artırımı									
		Orijinal	+5	+10	+15	+20	+25	+30	+70
Q - Hesap	[W]	39,6	39,5	39,4	39,3	39,2	39,1	39,1	38,5
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	615	613	611	610	608	607	606	598
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	320	319	318	317	316	315	306
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	57	57	56	56	56	56	54
Net Hacim	[lt]	264	263	262	261	261	260	259	252
Net Hacim Düşüşü	[lt]	0	0,3%	0,7%	1,0%	1,3%	1,6%	2,0%	4,6%
İndeks		29,7	29,7	29,7	29,7	29,6	29,6	29,6	29,7
iki durum arasındaki iyileşme	[%]	0%	0,1%	0,1%	0,1%	0,0%	0,0%	0,0%	-0,1%
Orjinala göre iyileşme	[%]	0%	0,1%	0,2%	0,2%	0,3%	0,3%	0,3%	0,2%

VİP'siz ve VİP'li yalıtım durumları için dondurucunun tavan bölgesindeki PÜ yalıtım artırımı ile indeks iyileşmesi Şekil 3.23'de gösterilmiştir.



Şekil 3.23 (ViP’li) Sadece Tavan Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı

ViP’li kabinin tavan bölgesinde yapılan optimum PÜ yalıtım çalışmaları sonucunda, PÜ yalıtım kalınlık artışının indeks üzerinde çok küçük iyileşmeler sağladığı görülmüştür. Özellikle +30mm’den sonra yapılan kalınlık artışının, dondurucu indeksinde iyileşme yerine hacim kaybının fazla olmasından dolayı kötüleşme yaratmıştır. O yüzden taban bölgesinde PÜ yalıtım kalınlığı orijinal durumdaki gibi bırakılmıştır.

3.2.5 ViP’li Durum İçin Taban Bölgesindeki Optimum PÜ kalınlık hesapları

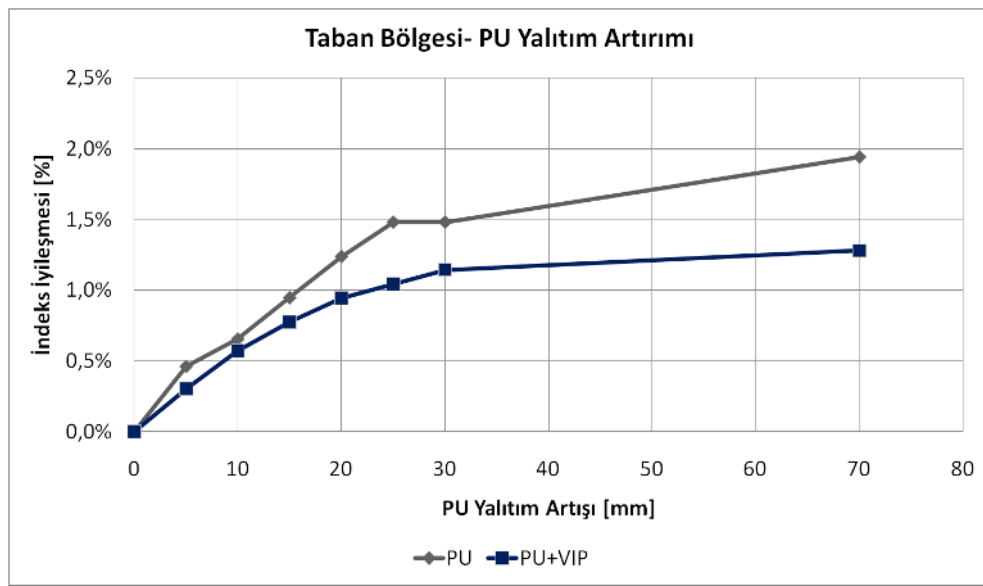
ViP’li kabin için, taban bölgesinde optimum PÜ kalınlık çalışması yapılmıştır. Kabin boyutları ve yalıtım kalınlıkları sabit tutulup, sadece tavan bölgesinde kullanılan PÜ yalıtım kalınlığı (kabin içine doğru) +5’er mm artırılarak tahmini enerji tüketimi ve indeks hesaplanmıştır. Sonuçlar,

Çizelge 3.12’de paylaşılmıştır.

Cizelge 3.12 (ViP'li) Taban Bölgesinde PÜ Yalıtım Artırımı & İndeks Değerleri

Kompresör Üstü, Kompresör Arkası, Kabin Dibi - PU Yalıtım Artırımı		Orijinal	+5	+10	+15	+20	+25	+30	+70
Q - Hesap	[W]	39,6	39,4	39,2	39,0	38,8	38,7	38,5	37,6
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	615	611	608	605	602	600	598	583
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	319	318	316	315	313	312	300
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	57	56	56	56	56	55	53
Net Hacim	[lt]	264	263	261	260	259	258	256	246
Net Hacim Düşüşü	[lt]	0	0,5%	0,9%	1,4%	1,9%	2,4%	2,8%	6,6%
İndeks		29,7	29,6	29,6	29,5	29,4	29,4	29,4	29,3
iki durum arasındaki iyileşme	[%]	0%	0,3%	0,3%	0,2%	0,2%	0,1%	0,1%	0,1%
Orjinala göre iyileşme	[%]	0%	0,3%	0,6%	0,8%	0,9%	1,0%	1,1%	1,3%

ViP'siz ve ViP'li yalıtım durumları için dondurucunun tavan bölgesindeki PÜ yalıtım artırımı ile indeks iyileşmesi Şekil 3.24'de gösterilmiştir.



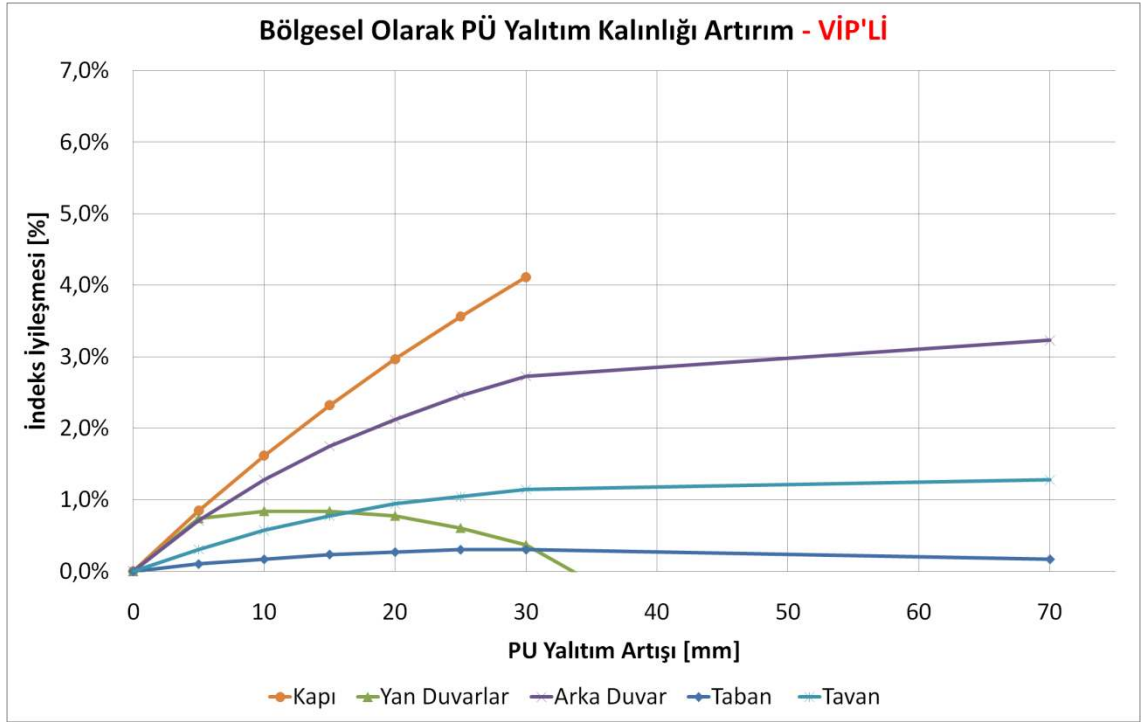
Şekil 3.24 (ViP'li) Sadece Taban Bölgesinde Yapılan PÜ Yalıtım Artırımı

ViP'li kabinin taban bölgesinde yapılan optimum PÜ yalıtım çalışmaları sonucunda, PÜ yalıtım kalınlığı +5mm artırılması uygun görülmüştür.

Dondurucuda PÜ yalıtımının yanında ViP malzemesinin kullanıldığı durum için PÜ kalınlık hesapları gerçekleştirilmiştir. Bölgesel olarak ele alınan PÜ kalınlıklarının dondurucu indeksine olan etkisi incelenmiş ve Şekil 3.25'de gösterilmiştir.

Dondurucu ısı kazancı, ViP yalıtımıyla önemli miktarda iyileştirilmiş ve gerçekleştirilen PÜ kalınlık artırımının etkisi ViP'siz duruma göre daha az olmuştur. Ancak optimum PÜ kalınlıkları için dondurucu geneline bakıldığında ~%5,7'lik bir iyileşme sağlanabileceği görülmüştür (ViP'siz kabinde ~%12,4 idi). Burada en büyük etki arka duvar

iyileştirmesiyle sağlanmıştır (kapı tarafı dışarı doğru genişletildiğinden her hangi bir hacim kaybı yaratmamış ve indeksi düşürmemiştir – PÜ'lı durum için kapı kabin içine doğru kalınlaştırıldığında indeksen +25mm'den sonra azaldığı görülmüştü.) Zaten arka duvar yalıtım kalınlıkları dondurucunun diğer yalıtım kalınlıkları ile karşılaştırıldığında en ince bölge olduğundan ilk yalıtım iyileştirilmesi bu bölgeye yapılması gerektiği hesaplar ile de doğrulanmıştır.



Şekil 3.25 VIP'li Dondurucu PÜ Yalıtımının Bölgesel Olarak Kalınlık Artırım Sonuçları

3.3 Isı İletim Katsayısı Düşük VIP Kullanımı

Yatılım çalışmalarında kullanılan VIP'lerin kalınlık ve ısı iletim katsayılarına bağlı olarak, dondurucunun ısı iletimini değiştirmektedir. Referans kabinde ilk olarak ısı iletim katsayısı 5mW/m.K olan VIP yalıtımı kullanılmış, ve VIP'siz duruma göre kabinin ısı kazancında ~%23,5'lik bir iyileşme sağlanmıştır. Ancak hedeflenen enerji sınıfı için ısı transferini daha da iyileştirmek gerekmektedir ve bu amaçla PÜ yalıtımı ile birlikte kullanılan VIP panellerin ısı iletim katsayıları daha düşük olan ve daha fazla et kalınlığındaki yeni VIP'ler kullanılması planlanmıştır.

Yeni VİP özellikleri için kabin ısı kazancı hesaplanmış ve VİP'li durum için optimum PÜ kalınlıklarına göre ısı kazancında ki iyileşme tekrar hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 3.15'da paylaşılmıştır.

3.4 Optimum PÜ Yalıtım Kalınlığı Karşılaştırılması

Referans dondurucu üzerinde, yalıtım malzemesi olarak PÜ kullanımının yanında VİP yalıtımının kullanıldığı durumlar için optimum PÜ çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Buna göre referans kabinde, orijinal PÜ yalıtım kalınlıklarındaki gerekli değişim Çizelge 3.13'de verilmiştir.

Çizelge 3.13 Optimum PÜ Yalıtım Çalışması Sonucunda Referans Kabin PÜ Kalınlık Artırımı

	Referans Kabin - PU Yalıtım Artırımı	
	VİP'siz Durum	VİP'li Durum
Kapı	+30	+30
Yan Duvarlar	+15	+5
Arka Duvarlar	+20	+15
Tavan	+5	0
Taban Bölgesi	+5	+5

Referans dondurucuda VİP'siz ve ek yalıtım malzemesi olarak VİP'in kullanıldığı durumlar için tahmini enerji tüketimleri, kabin içine doğru genişletilen PÜ kalınlıkları yüzünden hacimdeki değişim, bu enerji tüketimi ile hacmin bir fonksiyonu olan indeks değerleri ve % değişimleri Çizelge 3.14'de açıklanmıştır.

Çizelge 3.14 Referans ve VİP'li Dondurucu İçin Optimum PÜ Yalıtım Çalışmaları Sonucu

		Referans Dondurucu	Referans Dondurucu Optimum PU Kalınlığı	VİP Yalıtımlı Kabin	VİP Yalıtımlı Kabin Optimum PU Kalınlığı
Q - Hesap	[W]	55,0	44,9	39,6	35,8
Q iyileşme	[%]	0%	18%	28%	35%
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	853	696	615	555
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	285	321	303
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	52	57	55
Net Hacim	[lt]	264	233	264	248
Net Hacim Düşüşü	[%]	0%	12%	0%	6%
İndeks		41,2	36,1	31,5	29,7
İndeks iyileşme	[%]	0,0%	12,4%	23,5%	27,9%

Yapılan çalışmalarda, PÜ yalıtım kalınlığının kabin yalıtımının yetersiz olduğu –yalıtım malzemesi olarak sadece PÜ maddesinin kullanıldığı- durumlar için dondurucunun ısı kazancı ve dolayısıyla indeksi üzerindeki önemi bir kez daha vurgulanmıştır.

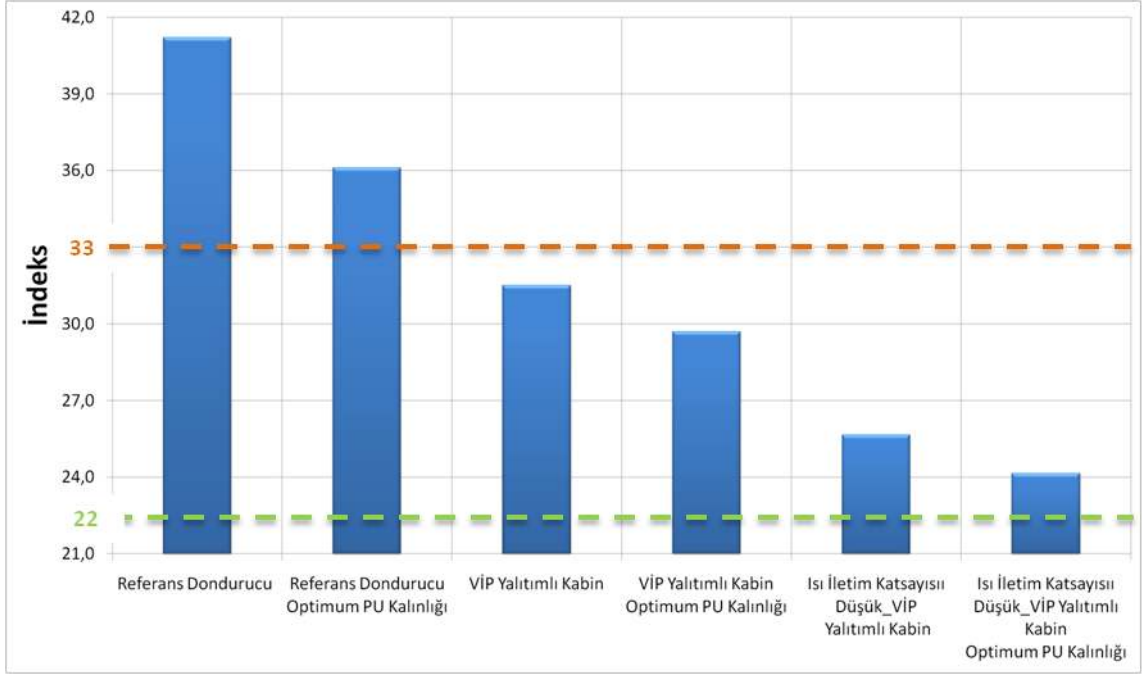
Beklenildiği ve Çizelge 3.14'te görüldüğü üzere, referans dondurucunun optimum PÜ kalınlıklı (VIP yalıtımı yok) halinde kabin ısı kazancı ~18% oranında iyileşme görülürken hacim tarafındaki kayıplar (~12%) yüzünden indekste ~12,4%'lük bir iyileşme sağlanmıştır. Yani kabinin, ısı kazancında dolayısıyla da enerji tüketiminde görülen %1'lik iyileşmenin, hacim tarafında kaybedilen %1'lik orandan daha baskın olduğu görülmüştür. Buna göre %1'lik hacim kaybı karşısında, enerji tüketiminde %1'lik bir iyileşme sağlanması indeks açısından kazançlı olabilir, ancak dikkat edilmesi gereken önemli bir konu ise dondurucu kullanım hacmidir ki bu çalışmadaki gibi PÜ kalınlıklarının kabin içersine doğru artırılmasıyla depolama hacmi azalmakta ve daralan net hacim kullanım zorluklarını ortaya çıkarmaktadır.

Son durum olarak ısı iletim katsayısı düşük VIP'lerin kullanıldığı durum için çalışmalar yapılmış, referans dondurucunun ısı kazancına ve indekse sağladığı iyileşmeler .

Çizelge 3.15'da karşılaştırılmıştır.

Çizelge 3.15 Düşük Isı İletim Katsayılı VIP İçin Dondurucu İndeks Hesapları

		Referans Dondurucu	VİP Yalıtımlı Kabin	Isı İletim Katsayısı Düşük_VİP Yalıtımlı Kabin	Isı İletim Katsayısı Düşük_VİP Yalıtımlı Kabin Optimum PU Kalınlığı
Q - Hesap	[W]	55,0	39,6	34,3	31,1
Q iyileşme	[%]	0%	28%	38%	43%
Enerji Tüketimi (tahmini)	[Wh/24h]	853	615	531	482
Yeni Hacim (Bürüt)	[lt]	321	321	321	303
Hacim Düzeltmesi	[lt]	57	57	57	55
Net Hacim	[lt]	264	264	264	248
Net Hacim Düşüşü	[%]	0%	0%	0%	6%
İndeks		41,2	31,5	25,7	24,1
İndeks iyileşme	[%]	0,0%	23,5%	37,7%	41,4%



Şekil 3.26 Yalıtım Çalışması Gerçekleştirilen Kabinlerin İndeks Değerleri

SİSTEM OPTİMİZASYONU

Bu bölümde, yalıtım tarafındaki iyileştirme çalışmalarının ardından, dondurucunun soğutma sistemi üzerine optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Kabinin ısı kazancını karşılayacak uygun bir kompresör seçimi, sistemde kompresörün durma-kalkma anında oluşan döngüsel kayıpların önüne geçmek için solenoid-valf uygulamaları, ölçüm paketlerinin sıcaklık dağılımını homojenleştirmek için rüzgâr tüneli, flap ve faz değiştiren madde -phase change material – (PCM) çalışmaları ile dondurucunun soğutma sistemi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

4.1 Kompresör Seçimi

Dondurucu kabin için ısı kazancı hesapları yapıldıktan sonra, ısı transfer katsayısı düşük olan VIP'li kabin için kompresör seçimi yapılmıştır. Isı iletim katsayısı ve et kalınlığı iyileştirilmiş VIP yalıtımının kullanıldığı kabinde, 25°C'lik dış ortam şartları için 35,3 W'lık bir ısı kazancı olduğu hesaplanmıştır. Kompresör seçiminde, dondurucunun 43°C ortam koşullarında da gerekli soğutma yükünü karşılayacak kapasitesinin olmasına dikkat edilir.

Kabin ısı kazancına uygun kompresör seçiminde, incelediğimiz kompresörlerin firma tarafından çalışma sıcaklıklarına (evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıkları) göre verilen soğutma kapasitesi, güç ve COP'i değerleri dikkate alınmıştır. Buna göre 35,3W ısı kazancı olan dondurucu için kompresörün harcayacağı enerji, dondurucu no-frost

(NF) olduğundan kullanılan evaporatör fanının enerjisi (çalışma zamanlarına -RT- göre) ve kabin üzerinde sıcaklık algoritmasına göre kullanılan kontrol kartının enerjisi hesaplanmıştır.

Bu hesaplarda en önemli kriter, kompresör COP'sidir. NF dondurucu için optimum çalışma şartları -25°C evaporasyon ve 35°C kondenzasyon kabulü yapılmıştır. Ancak soğutma kapasiteni karşılayabilecek farklı kompresörlerin sıkıştırma oranları ve şarj dağılımlarına göre sistem çalışma sıcaklıkları farklılık göstermekte ve böylece aynı sistem elemanları kullanılsa bile, farklı kompresörler için çalışma sıcaklıkları değişmektedir. Bu çalışmada kompresörler karşılaştırılırken çalışma şartları önceki deneylerden referans alınmış ve hermetik motor ile VCC (variable capacity compressor) kompresörler için çalışma sıcaklıklarına göre soğutma kapasitesi ve COP'i değerleri belirlenmiştir. Burada en önemli kabul, VCC kompresörler için farklı devir aralığında evaporasyon sıcaklık kabulüdür. Gerçek çalışma şartlarında VCC'nin devri düşürüldükçe evaporasyon sıcaklığı artmakta ve sabit paket sıcaklıklarına (kabin ortamı) göre böylece COP'i değeri yükselmektedir. Ancak gösterim amaçlı hesaplarda ele alınan VCC kompresör için farklı devirlerdeki çalışma sıcaklıklarında ortalama bir değer kabulü yapılmıştır.

İncelenen kompresör için çalışma zamanı hesaplanırken,

$$\text{Çalışma Zamanı (RT)} = \frac{\text{Kabin Isı Kazancı (Q)}}{\text{Kompresör Soğutma Kapasitesi}} \quad (4.1)$$

$$\text{Kompresör Enerjisi} = \text{Kompresör Gücü} \times \text{RT} \times 24 \quad (4.2)$$

VCC kompresörlerin kullanılması için inverter (kompresörün istenilen devirde çalışması için, uygun elektrik sinyal beslemesi yapar) cihazına ihtiyaç vardır ve bu cihaz elektronik devre içerdiğinden çalışma anlarında ve durma anlarında farklı güç harcamaktadır. Dondurucunun enerji tüketimi hesaplanırken bu değerler de göz önüne alınmış ve genel bir ifade olarak "diğer komponentler" adı altında kontrol kartının enerjisi ile birlikte verilmiştir.

$$\text{VCC Kompresör Inverter}_{durma} \text{ Enerjisi} = \text{Inverter Gücü}_{Durma} \times (1 - \text{RT}) \times 24 \quad (3.3)$$

$$VCC \text{ Kompresör İnverter}_{\text{Çalışma}} \text{ Enerjisi} = \text{İnverter Gücü}_{\text{Çalışma}} \times RT \times 24 \quad (4.4)$$

Kompresör kapasitesine göre hesaplanan RT'a göre evaporatör fanının harcadığı enerji tüketimi hesaplanmıştır. Fan enerji hesabında, bir elektrik gücü bir de fanın dönmesinden dolayı havanın (kinetik enerjiden dolayı) ısınmasından kabin içersine gelen ek yük durumu vardır. Bu yüzden fan enerjisinde, fan gücü $\times 1,5$ ($\times 1,5$ düzeltme değeri, kapalı sistemde, fan ve fan motorunun verimine bağlı olarak ortama atılan ısı enerjisinin ek soğutma yükü getirdiği için kullanılmaktadır) yapılır.

$$\text{Evaporatör Fan Enerjisi} = \text{Fan Gücü} \times 1,5 \times RT \times 24 \quad (4.5)$$

En son olarak durma ve çalışma zamanlarında farklı güç harcayan kontrol kartlarının enerjisi de hesaplanmış ve “diğer komponentler” adı altında hesaplanmıştır.

$$\text{Kontrol Kartı}_{\text{Durma}} \text{ Enerjisi} = \text{Kontrol Kart Gücü}_{\text{Durma}} \times (1 - RT) \times 24 \quad (4.6)$$

$$\text{Kontrol Kartı}_{\text{Çalışma}} \text{ Enerjisi} = \text{Kontrol Kartı}_{\text{Çalışma}} \times RT \times 24 \quad (4.7)$$

$$\text{Kompresörlerin karşılaştırmalı, sonuçları Çizelge 4.1'de paylaşılmıştır.} \quad (4.8)$$

Çizelge 4.1 VIP'li Kabin İçin Kompresör Karşılaştırılması

Kompresör Marka	-Model	VCC Kompresör - 1				
VCC'ler için Devir Aralığı	@rpm	@1200	@1600	@2000	@3000	@4500
Kabin Isı Kazancı (Q)	[W]	35,3	35,3	35,3	35,3	35,3
Kompresör COP'si	[W/W]	2,09	2,17	2,18	2,215	2,06
Komp. Soğutma Kapasitesi	[W]	59,25	80	100,5	152,5	216
Komp. Güç	[W]	28	37	46	69	105
Run Time (Kabin Q'suna Göre)	[%]	60%	44%	35%	23%	16%
Komp. Enerjisi	[Wh/24h]	405	390	389	382	411
Evaporatör Fan (1,7W) Enerjisi	[Wh/24h]	49	36	29	19	13
Diğer Komponentler (İnverter, Kontrol Kartı)	[Wh/24h]	45	40	37	32	30
Toplam Enerji	[Wh/24h]	499	466	454	434	454

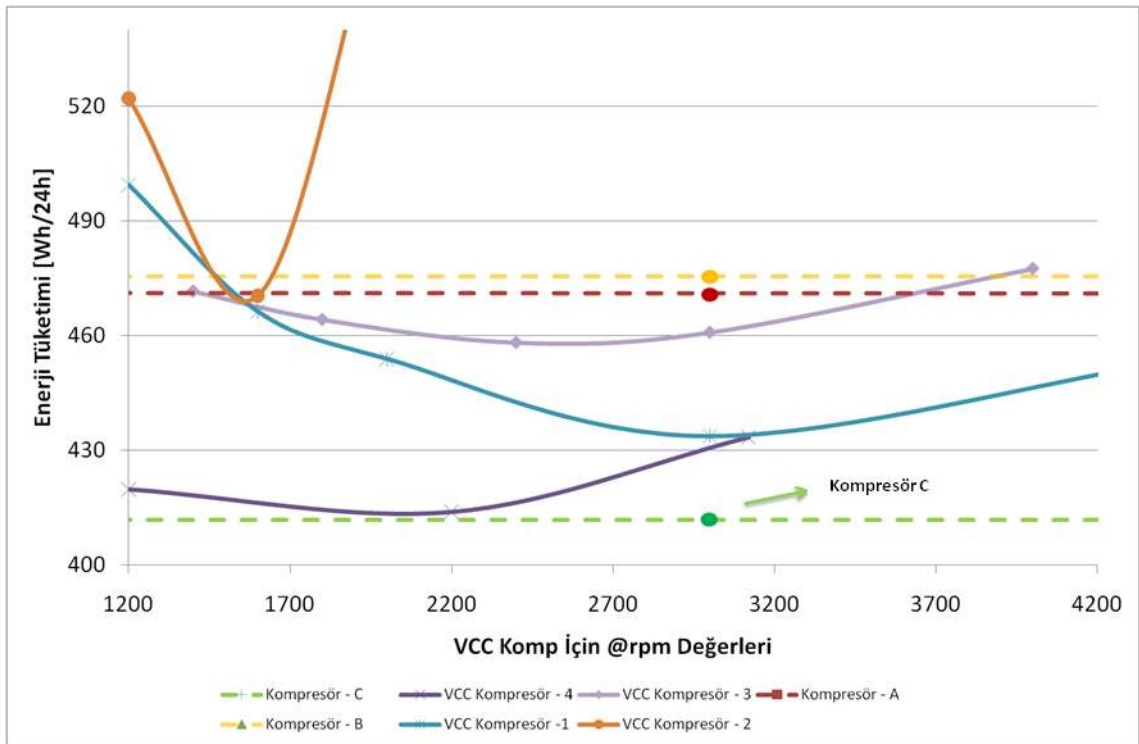
Kompresör Marka	-Model	VCC Kompresör - 2			Kompresör - A	Kompresör - B
VCC'ler için Devir Aralığı	@rpm	@1200	@1600	@2000	Sbt Devirli	Sbt Devirli
Kabin Isı Kazancı (Q)	[W]	35,3	35,3	35,3	35,3	35,3
Kompresör COP'si	[W/W]	2,07	2,22	1,7	1,96	1,96
Komp. Soğutma Kapasitesi	[W]	46,8	64	70	122,45	105,45
Komp. Güç	[W]	23	29	41	62	54
Run Time (Kabin Q'suna Göre)	[%]	76%	55%	50%	29%	33%
Komp. Enerjisi	[Wh/24h]	409	382	498	432	432
Evaporatör Fan (1,7W) Enerjisi	[Wh/24h]	62	45	41	24	27
Diğer Komponentler (İnverter, Kontrol Kartı)	[Wh/24h]	51	44	42	15	16
Toplam Enerji	[Wh/24h]	522	470	582	471	476

Kompresör Marka	-Model	VCC Kompresör - 3				
VCC'ler için Devir Aralığı	@rpm	@1400	@1800	@2400	@3000	@4000
Kabin Isı Kazancı (Q)	[W]	35,3	35,3	35,3	35,3	35,3
Kompresör COP'si	[W/W]	2,25	2,2	2,16	2,1	1,98
Komp. Soğutma Kapasitesi	[W]	58,4	75,3	98,9	124,2	161,8
Komp. Güç	[W]	26	34	46	59	82
Run Time (Kabin Q'suna Göre)	[%]	60%	47%	36%	28%	22%
Komp. Enerjisi	[Wh/24h]	377	385	392	403	428
Evaporatör Fan (1,7W) Enerjisi	[Wh/24h]	49	38	29	23	18
Diğer Komponentler (İnverter, Kontrol Kartı)	[Wh/24h]	46	41	37	34	32
Toplam Enerji	[Wh/24h]	472	464	458	461	478

Kompresör Marka	-Model	VCC Kompresör - 4			Kompresör - C
VCC'ler için Devir Aralığı	@rpm	@1200	@2200	@3120	Sbt Devirli
Kabin Isı Kazancı (Q)	[W]	35,3	35,3	35,3	35,3
Kompresör COP'si	[W/W]	2,45	2,34	2,18	2,25
Komp. Soğutma Kapasitesi	[W]	83	149	200	142
Komp. Güç	[W]	34	64	92	63
Run Time (Kabin Q'suna Göre)	[%]	43%	24%	18%	25%
Komp. Enerjisi	[Wh/24h]	346	362	389	377
Evaporatör Fan (1,7W) Enerjisi	[Wh/24h]	35	19	14	20
Diğer Komponentler (Inverter, Kontrol Kartı)	[Wh/24h]	39	33	30	15
Toplam Enerji	[Wh/24h]	420	414	433	412

Sonuçlar incelendiğinde, en düşük enerji tüketimi Kompresör C ile sağlanmıştır.

Referans alınan dondurucu için yapılan teorik hesaplar ile deneysel veriler (enerji tüketim testleri) karşılaştırıldığında, teorik hesaplamaların dondurucu için gerçek enerji tüketim değerini vermediğini, ancak kompresörlerin seçiminde önemli bir yol gösterici kriter olduğu kanıtlanmıştır.



Şekil 4.1 Farklı Kompresörlerin Dondurucu Enerji Tüketimine Etkisi

Teorik hesaplar ile deneysel veriler arasındaki fark araştırıldığında, gerçek çevrimde durma anlarında basınç farkından dolayı görülen soğutkan göçü ve kompresörün çalışmaya başlaması ile sistemin rejim haline gelene kadar ki geçiş bölgesinin kompresör COP'si üzerinde olumsuz etkisi gibi bazı parametrelerin enerji tüketimine etki ettiği görülmüştür.

4.2 Diğer Soğutma Elemanlarının Seçimi

Kompresör seçiminden sonra dondurucunun diğer sistem elemanları seçilmiştir. Evaporatör yerleşimi konusunda, farklı prototipler denenmesine karşı kullanıcı görseiliği ve imalat için yatırım maliyetleri göz önüne alındığında 2sıra 22paslı kanatlı (10mm kanat aralığı) evaporatör kullanılmıştır.

Evaporatör fanı olarak, eksenel fan ve AD-DC fan motoru kullanılmıştır. Kabinin karakteristik eğrisi ve toplam hava debisi

Şekil 4.7’da gösterilmiştir.

Kondenser seçiminde düşük kondenzasyon sıcaklığını sağlayabilmek için, kabin ölçülerine göre max pas sayılı WOT (wire on tube) kondenser montajı yapılmıştır.

Ayrıca dondurucunun infiltrasyon kayıplarını azaltmak için çift conta uygulaması yapılmış ve diğer sistem elemanları Çizelge 4.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2 Dondurucu Sistem Elemanları



Montajları gerçekleştirilen sistem elemanları ile dondurucunun enerji tüketim testlerine başlanmıştır. İlk sonuçlarda enerji tüketimi, referans dondurucuya göre % iyileşme olarak verilmiştir. (%47,5)

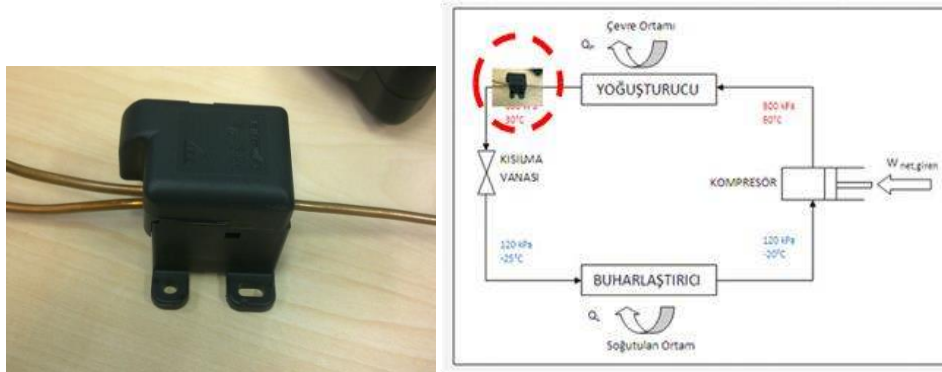
Çizelge 4.3 Kompresör Seçimi ile Enerji Tüketim Deney Sonuçları

550 Panel - B586	Çalışma_X
Enerji İyileşmesi [%]	***47,5
Run Time [%]	30%
Delta_T [°C]	2,5
Termostat konumu	-21
Şarj [gr]	64,4
En sıcak paket [°C]	-16,7
En soğuk paket [°C]	-19,2
Paketlerin Ortalam Cıaklığı [°C]	-18,2
Güç [W]	60,2
Ortam ortalama [°C]	24,8

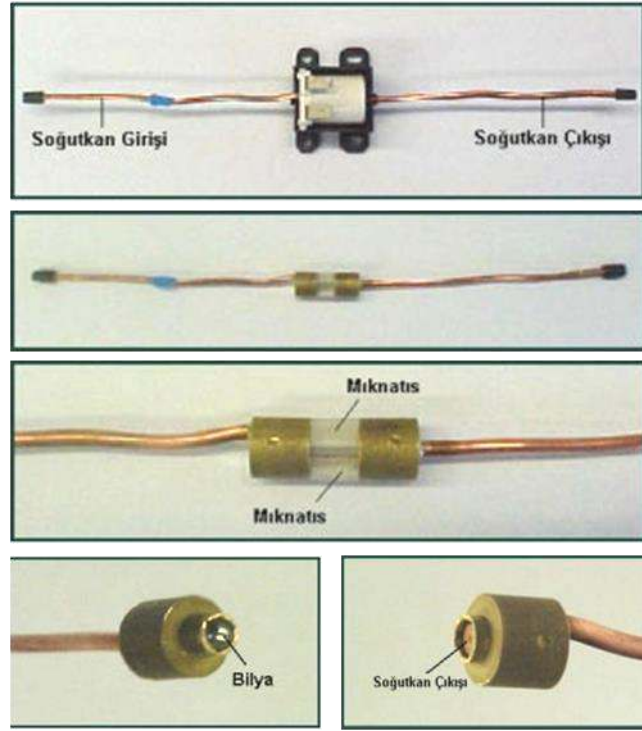
4.3 Solenoid Valf Çalışmaları

Janssen ve diğ. [11] ile Kocatürk S. [12] tarafından yapılan yukardaki çalışmalar göz önüne alındığında, referans dondurucuda döngüsel kayıplardan dolayı meydana gelen evaporatör sıcaklık artışı kabin iç sıcaklığını yükselterek kabinin ısı kazancını da artırmış ve durma periyodunun kısalmasına yol açmıştır. Ayrıca kompresörün çalıştığında, soğutma sisteminin rejime gelirken geçiş bölge süresinin artış göstermesi, sistem COP'sini olumsuz etkilemiştir. Bunun gibi verim kayıplarını azaltmak amacıyla kondenser çıkışı ile kapileri arasına Şekil 4.2'teki gibi solenoid valf montajı yapılarak sistemin çalışma koşulları incelenmiştir.

Buna göre, kompresör durduğunda valf devreye girerek yüksek basınçtaki (ve yüksek sıcaklık) soğutkanın evaporatöre göçmesi önlenmiş olacaktır. Kompresör çalışmaya başladığında da, valf açık konuma gelerek sistemin rejime gelme süresi kısaltılıp, soğutma çevrimini tamamlaması sağlanacaktır.



Şekil 4.2 3 Yollu Solenoid Valf



Şekil 4.3 Solenoid Valf Kısımları

Deney Sonucunda, kompresörün durmasıyla devreye giren valf, kondenserde yüksek basıncı muhafaza etmiş ancak, çalışma anında kompresör bu yüksek basınca karşı koyacak torku sağlayamadığında kompresör kalkış yapamamıştır. Kompresöre giden gerilim sonucunda kompresör sargılarının ısınmasıyla termik atma olayı yaşanmıştır.

Solenoid valf çalışmaları, daha yüksek torklu kompresör kullanımında ya da oransal olarak devreye girebilecek bir valfin montedildiği sistemlerde denenmesi kararlaştırılmıştır.

4.4 Hava Kanalı Optimizasyon çalışmaları

No-Frost dondurucuların en önemli özelliği yiyecekleri hızlı bir şekilde soğutabilmektir. Ancak amaç, dondurucunun bu özelliğini verimli bir şekilde gerçekleştirebilmesi, yani sistem için gerekli hava debisinin, minimum fan enerjisiyle sağlanabilmesi gerekmektedir. Bu bağlamda, hem fan motorunun performansı hem fan kanadının aerodinamik yapısı hem de hava kanallarının (yarattığı basınç kaybı, üfleme konfigürasyonu gibi..) uygunluğu incelenmesi gerekmektedir.

Bu bölümde kabin içi sıcaklık dağılımının homojenleştirilmesi için hava kanallarının yapısı üzerine çalışılmıştır.

İyileştirmeler ilk önce flap adı verilen öne doğru açılan kapak kullanılmış, daha sonralarında kabin içine gönderilen hava debisinin sıcak kalan bölgelere daha fazla yönlendirilebilecek biçimde yeni hava kanalı dizaynı yapılmış ve rüzgâr tüneli çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

4.4.1 Flap Çalışmaları

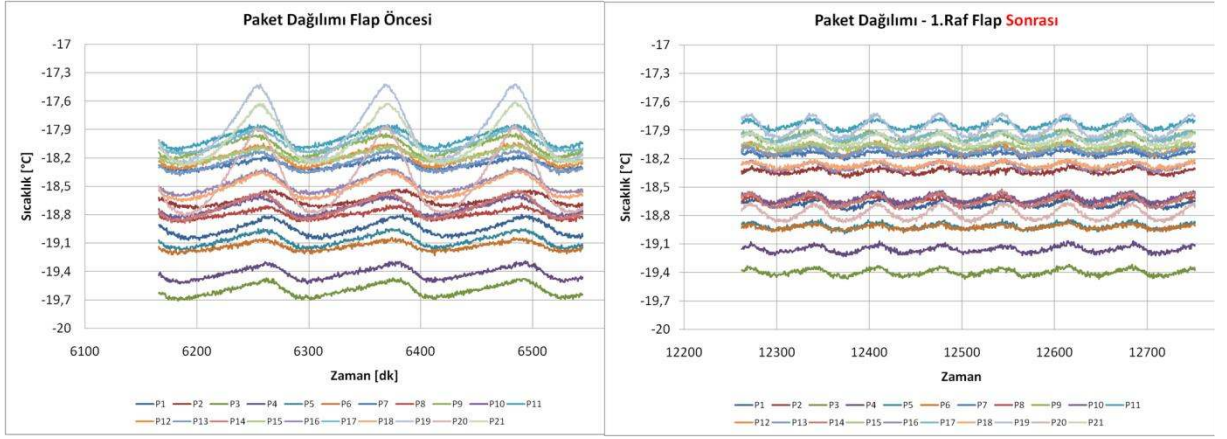
Prototip kabinin enerji tüketim deneyleri sırasında, ölçüm paketlerindeki sıcaklık dağılımı incelenmiş ve üst raflardaki paketler ile diğer paketler arasında homojen sıcaklık dağılımı sağlanamamıştır Bunun nedeni özellikle, durma anlarında kabin içersinde havanın ısınıp, yoğunluk farkı ile yükselmesinden kaynaklanmaktadır. Böylece sıcak hava bölgesel olarak paketlerin ısınmasına yol açmakta ve dondurucu içinde sıcaklık dağılımını olumsuz yönde etkilemektedir.

Bu çalışmada, dondurucunun 1.rafinda bulunan ölçüm paketlerinin sıcaklık dağılımını iyileştirmek için, ilk olarak 1.raftaki ölçüm paketlerinin sıcak hava ile temasını önlemek amacıyla Şekil 3.22'deki gibi öne açılan (prototip olduğundan sabitlenmiştir) kapak - flap- kullanılmıştır.



Şekil 4.4 Dondurucu 1.Raf Flap Uygulaması

Flapli durum için, öncül çalışmalardaki deney sonucu Şekil 4.5'te paylaşılmıştır. Bu sonuçlara göre, 1.raftaki paketlerin flap kullanımı ile, ısınan havanın etkisinden uzaklaştırıldığı görülmüştür.

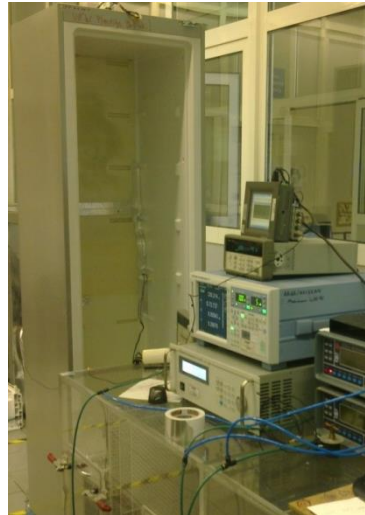


Şekil 4.5 Öncül Çalışmalarda gerçekleştirilen 1.Raf Flap Uygulamasındaki Paket Sıcaklık Dağılımı

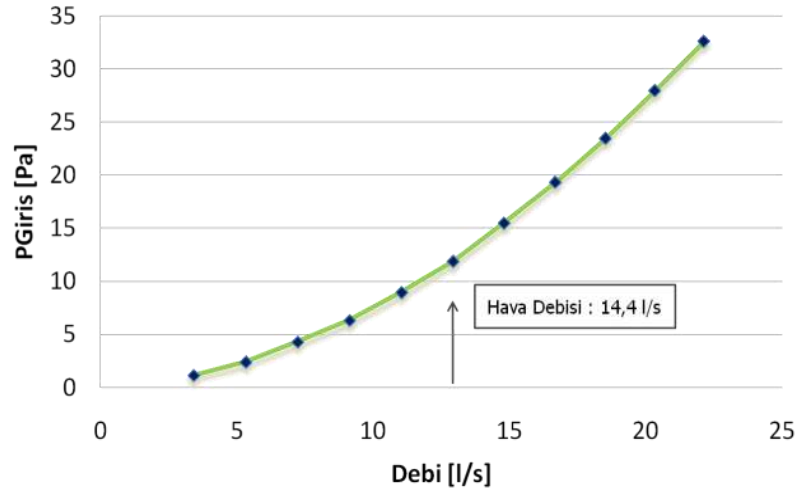
4.4.2 Rüzgâr Tüneli Çalışmaları

AC-DC fan motoru ile hazırlanan eksenel fanlı prototipin, sistem eğrisinin çıkartılması ve hava debisinin bulunması için rüzgar tüneli testlerine başlanmıştır. Ölçüm sonucunda eksenel fan motoru; 2134 rpm hızla dönmekte ve $\sim 1,7W$ güç harcamaktadır. Bu durum için hava debisi $\sim 14,4$ l/s olarak ölçülmüştür. Prototipin sistem eğrisi

Şekil 4.7’te gösterilmiştir.



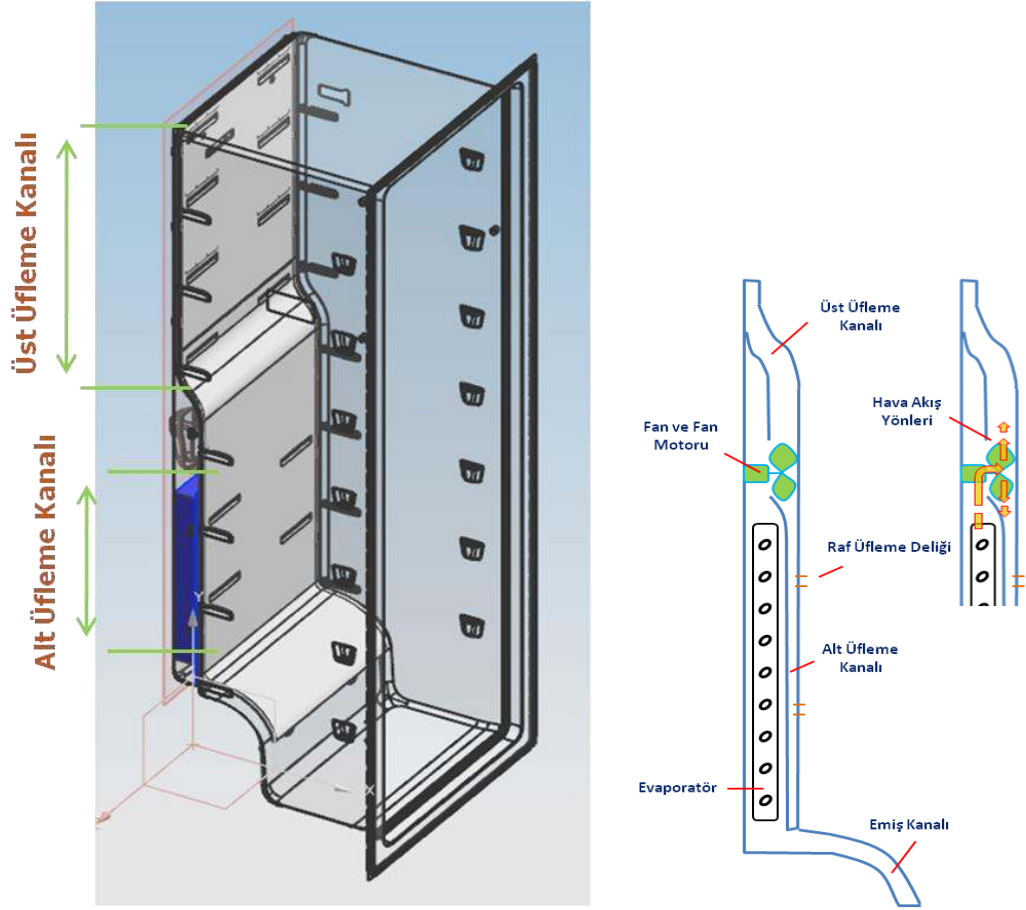
Şekil 4.6 Rüzgar Tüneli Örnek Ölçüm Görünümü



Şekil 4.7 Eksenel Fanlı Prototip Sistem Eğrisi

1.rafa uygulanan flap çalışmasından sonra ölçüm paketlerinin sıcaklık dağılımında yeterli iyileşme görülemedi, 1.raftaki ölçüm paketlerini soğutabilmek için üst raflara nasıl daha fazla hava debisini gönderilebileceği araştırılmıştır. Bu amaçla rüzgâr tüneline oluşturulan bir prototip üzerinde, sistemin üfleme alanlarındaki değişim ile toplam hava debisinin nasıl değiştiği incelenmiştir. Toplam hava debisinin evaporasyon dolayısıyla da kompresör COP'si ve sonuçta enerji tüketimi üzerinde önemli etkisi olduğundan, mevcut hava debisini ciddi oranlarda değiştirmeden 1.raflara yeterli hava göndermeye çalışılmıştır.

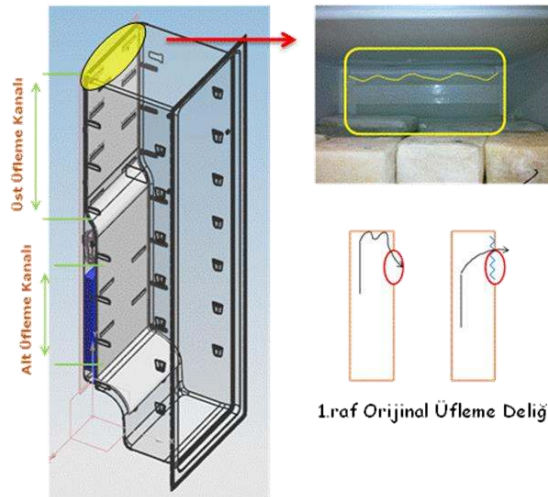
Enerji tüketimi deney sonuçlarına göre, ölçüm paketlerindeki sıcaklık dağılımına deney esnasında müdahale edilmiş ve sonuçlar rüzgâr tüneline hazırlanan prototip çalışmaları ile desteklenmiştir. Hava kanalı çalışmalarında hazırlanan prototipin orijinal durumu Şekil 4.8'da gösterilmiştir.



Şekil 4.8 Arka Duvar Evaporatör ve Hava Kanalı Yerleşimi

- Enerji Tüketimi Deneyleri sırasında, alt raflardaki ölçüm paketlerinin (özellikle 7. ve 6. raflardaki) sıcaklıkları sistem kararlı hale (rejime) geldiğinde, diğer paketlere göre daha soğuk olması, paketler arasındaki homojen sıcaklık yapısını engellemektedir. 7.raftaki hava deliklerinin üfleme alanları değiştirildiğinde en sıcak-en soğuk paketler arasındaki sıcaklık farkının düştüğü görülmüştür. Görülen iyileşmeden sonra, 6.raf üfleme alanlarına da müdahale edilmiştir. 7.ve 6.raflardaki üfleme alanlarının değiştirilmesiyle, alt üfleme kanalına gönderilen hava debisinin azaltılabileceği görülmüştür. Bunun üzerine rüzgâr tüneline hazırlanan prototipin alt üfleme kanal girişi tamamen kapalı ve kısmen açık olarak modifiye edilmiştir. Yapılan ölçümlerde basınç düşümü ve debi açısından alt üfleme kanalında kısmi açıklık toplam hava debisi açısından %0,5 daha iyi olduğu görülmüştür.

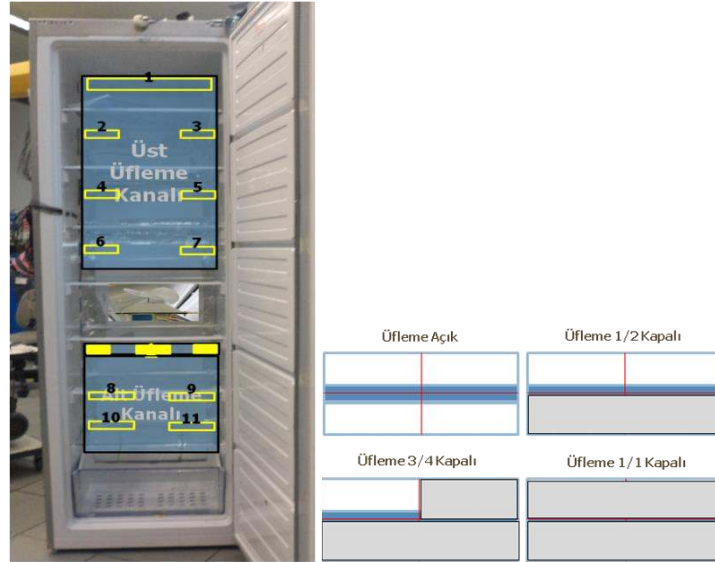
- İlerleyen çalışmalarda, 1.raftaki paketlere daha fazla hava debisi gönderip yeterli soğutmayı sağlayabilmek için diğer raflardaki hava kanallarının üfleme alanları değiştirilmiştir. Ancak üfleme alanlarını küçültmek fan tarafındaki basınç kayıplarını artmasıyla; hem fan gücü artmakta hem de sistemin hava debisini azaltarak evaporatörün verimsiz çalışmasına neden olmaktadır. Sonuç olarak, üfleme alanlarını sadece azaltmak sistem basıncı ve hava debisini olumsuz etkilemektedir. Bunun için optimum alan değişikliğinde sistemin toplam debisi rüzgâr tünelineki prototipte incelenmiştir.
- Hava kanalına yapılan son çalışma, 1.raf üfleme delik alanlarının büyültülmesidir. Böylece en sıcak ölçüm paketinin olduğu bölgeye daha fazla hava debisi göndermiş olacağız. Ayrıca mevcut hava kanalı 1.raf üfleme deliklerinden sonra Şekil 4.9’da görüldüğü gibi ~2cm devam etmekte ve hava kanalı bitişi düz bir geometri ile sonlandırılmıştır. Bu tasarım, ekstra basınç kayıpları oluşturmakta ve hava hızlarını düşürmektedir. Bunun engellenmesi için yeni hava kanalı dizaynında, hava kanalı bitiş bölgesini oval geometride tasarlatıp, buraya ulaşan havanın 1.raf üfleme bölgesine yönlendirilmesi kararlaştırılmıştır.



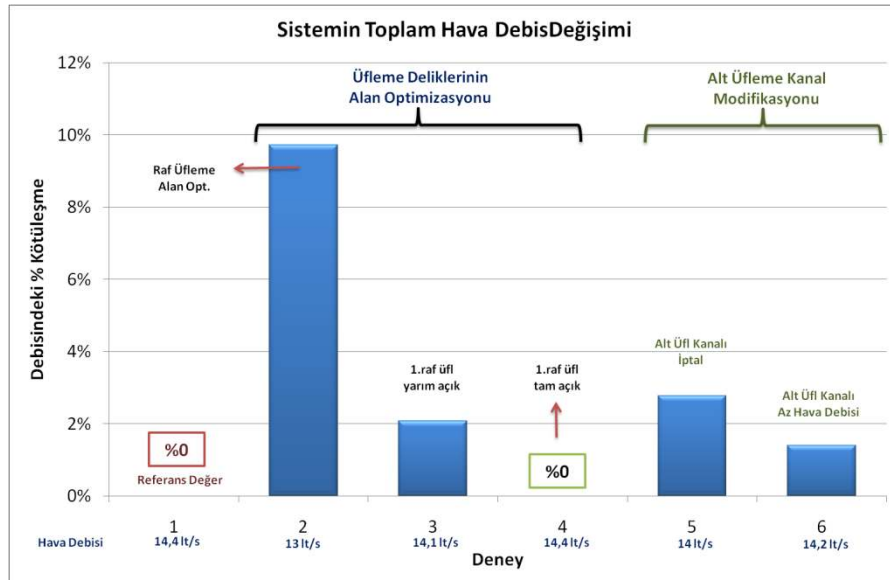
Şekil 4.9 1. Raf Üfleme Kanalı Kesilme Görüntüsü

Hava kanallarında, üfleme alanlarının değişikliğinden gelen debi farklılıklarını incelemek için rüzgar tüneline değişik konfigürasyonda üfleme delikleri denenmiş ve optimum üfleme alanları ile sistemin toplam debisi karşılaştırılmıştır.

Yapılan rüzgâr tüneli çalışmalarından çıkan optimum üfleme alanları için sistem hava debisi Şekil 4.11’de paylaşılmıştır.



Şekil 4.10 Üfleme Delikleri A Kapatma Oranı



Şekil 4.11 Eksenel Fan Üfleme Delikleri Optimizasyonu Rüzgar Tüneli Sonuçları

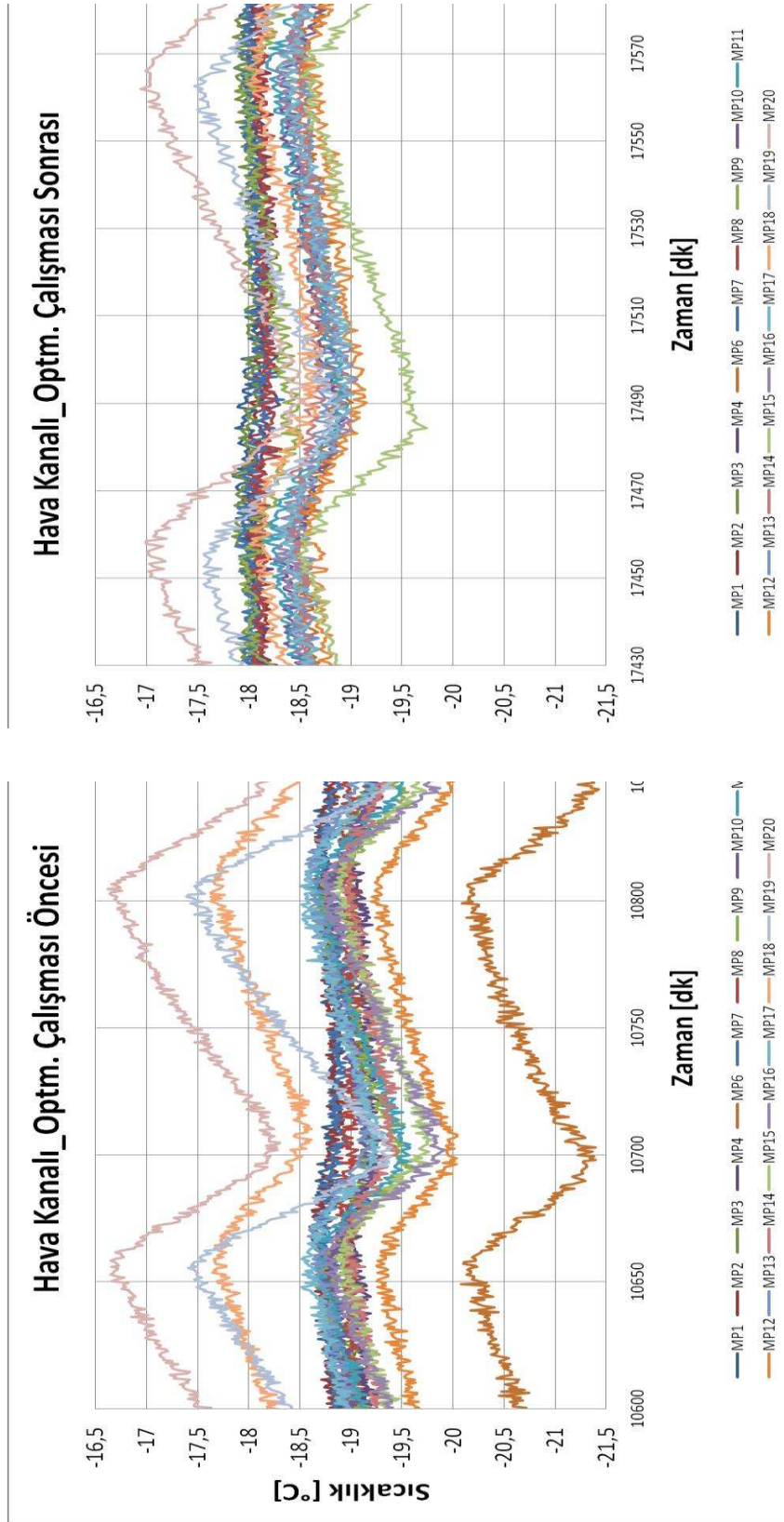
Alt üfleme kanalı ve üfleme deliklerindeki modifikasyonlar sonucunda, dondurucunun toplam hava debisi ~14,2lt/s 'dir.

Rüzgâr tüneli için hazırlanan kabinde, yapılan hava kanalı optimizasyon çalışmalarına göre, ısı odasındaki prototip modifiye edilmiştir. Tekrardan gerçekleştirilen enerji ölçümlerinde, bir önceki duruma göre paket dağılımları daha homojenleşmiştir. Çizelge 4.4'de deney sonuçları paylaşılmıştır ve sonuçlara bakıldığında enerji tüketimleri açısından karşılaştırıldığında ~%1,9 iyileşme görülmüş, ancak en sıcak paketlere bakıldığında bu iki çalışmanın aynı sistem sıcaklıklarına olmadığı görülmektedir. O yüzden iki durum arasında iyileşmeden söz edemesek bile ölçüm paketlerinin sıcaklık dağılımlarına baktığımızda, hava kanalı optimizasyon çalışması ile paketler arasından sıcaklık farkının 2,5°C'den 1,7°C'ye azaldığı görülebilmektedir.

Çizelge 4.4 Hava Kanalı Optimizasyon Çalışmalarının Enerji Tüketim Deney Sonuçlarına Etkisi

550 Panel - B586	Çalışma_X	Hava Kanalı Opt. Çalışması
Enerji İyileşmesi [%]		**%1,9
Run Time [%]	30%	28%
Delta_T [°C]	2,5	1,7
Termostat konumu	-21	-21
En sıcak paket [°C]	-16,7	-17*
En soğuk paket [°C]	-19,2	-18,7
Paketlerin Ortalam Cıaklığı [°C]	-18,2	-18,4
Güç [W]	60,2	63
Ortam ortalama [°C]	24,8	24,6

Paket sıcaklıklarında görülen homojen dağılımın ilk sinyalleri, rüzgâr tüneli çalışmalarında, alt üfleme kanal alanının azaltılıp 1.raftaki üfleme alanları genişletildiğinde toplam hava debisinin önemli oranda değişmemesi ile anlaşılmıştı. Enerji tüketimi deneyleri ile de bu öngörünün doğruluğu kanıtlanmış olmuştur.



Şekil 4.12 Hava Kanalı Optimizasyonu_Paket Dağılım Sıcaklıkları

4.5 Faz Değiştiren Madde (Phase Change Materials –PCM) Kullanılması

Hava kanalı optimizasyonundan sonra, ölçüm paketlerinde sıcaklık dağılımları incelendiğinde, 1.raftaki paket sıcaklıkları diğer sıcaklıklar ile karşılaştırıldığında hala sıcak kaldığı görölmüştür. Durma anlarındaki ısınan havanın yoğunluk farkıyla üst raflarda toplanmasından (19 ve 20 numaralı -en üst konumdaki ölçüm paketleri-) diğer paketlerin sıcaklık dağılıma göre $\sim 1^{\circ}\text{C}$ sıcak kalmıştır.

Kabinin üst raflarındaki paketlerde, flap kullanımı ve hava kanalı optimizasyonu yapılmasına rağmen durma anlarında yükselen sıcak havanın hala bu paketleri etkilediğı görölmüştür. Paket sıcaklıklarının biraz daha homojenleşmesi için, 1.rafa faz değiştiren madde (PCM) yerleştirilmesi planlanmıştır. Böylece ısınan havanın yükü, yerleştirilen PCM'in gizli ısı tarafından karşılanması amaçlanmıştır. Bu ısı transferi sırasında PCM faz değiştirdiğı için sıcaklığı sabit kalmakta, böylelikle 1.raftaki ölçüm paketlerinin sıcaklık salınım aralığının azalacağı düşünölmüştür.

İndeks hesabında, kullanılan PCM hacmi kabinin net hacminden çıkarılacağı için, bu kayıp minimum tutmaya çalışılmıştır. 430x370x10mm (1,5lt) boyutlarında hacim içine genleşme durumları göz önüne alınarak 1,3lt PCM

şekil 4.13'deki gibi kullanılmıştır. İlk çalışmalarda kullanılan PCM'in faz değiştirme sıcaklığı $-18,7^{\circ}\text{C}$ civarlarında olmasından dolayı, dondurucunun düşük termostat konumunda PCM donmamıştır. Ancak yine de ısıl kapasite olarak bulunduğundan, paket sıcaklıklarında iyileşme sağlanmıştır.

Bunun üzerine kütleel oranı %20 su olan PCM-su karışımı hazırlanmış fakat faz değiştirme sıcaklığı $-15,6^{\circ}\text{C}$ civarlarında kalmıştır. En son kütleel oranı %10 su olan PCM-su karışımı deneylerde kullanılmıştır.



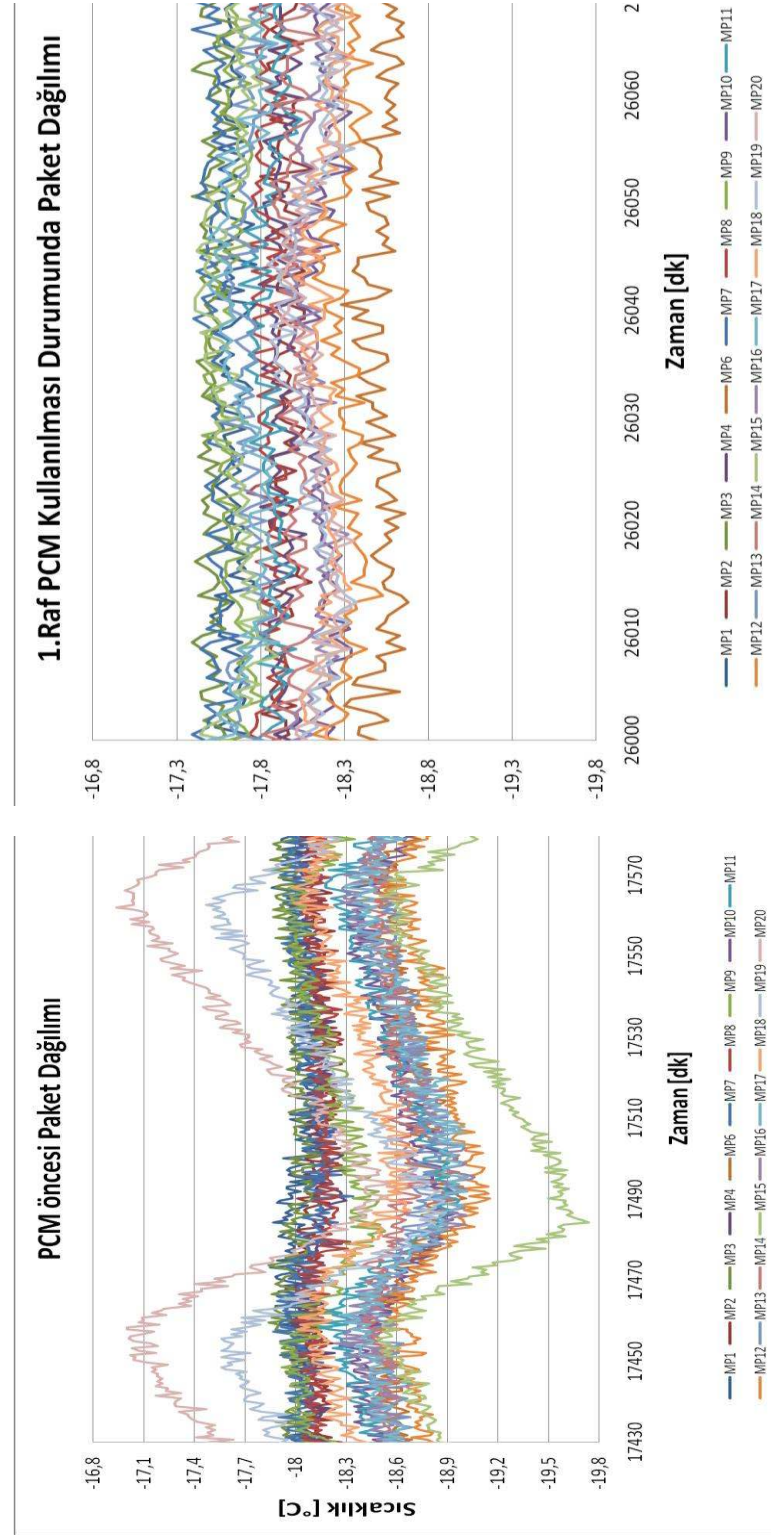
Şekil 4.13 PCM Yerleşimi

PCM'li enerji tüketim sonucu farklı termostat konumları için alınmıştır. Deney sonuçları,

Çizelge 4.5 PCM Uygulaması Deney Sonuçları

550 Panel - B586	Hava Kanalı Opt. Çalışması	1. Raf PCM Uygulaması - PTU (Çift Termostat)	
Enerji İyileşmesi [%]	**%1,9	** -1,8%	** -12,8%
Run Time [%]	28%	31%	31%
Delta_T [°C]	1,7	1,1	1,2
Termostat konumu	-21	-21	-22
En sıcak paket [°C]	-17*	-17,4*	-18,5**
En soğuk paket [°C]	-18,7	-18,5	-19,7
Paketlerin Ortalam Cıaklığı [°C]	-18,4	-17,9	-19,2
Güç [W]	63	63,5	61,5
Ortam ortalama [°C]	24,6	24,5	24,5

PCM kullanımı öncesi ile sonrasındaki paket sıcaklık dağılımlarına bakıldığında sıcaklık aralığı 0,6°C düşürerek ΔT :1,1°C olmuştur.



Şekil 4.14 PCM kullanımının Paketler Üzerindeki Etkisi

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

Bu tez kapsamında, dondurucu verimini artırmak için enerji tüketiminde yapılacak iyileştirmeler üzerine çalışılmıştır. Araştırma konuları dondurucularda kabin yalıtımı ile soğutma sistem elemanlarının optimizasyonu olarak iki ana başlık altında toplanmıştır.

■ Referans alınan dondurucuda, kabin yalıtımında sadece PÜ malzemesi kullanılmış ve bu yalıtımın kabin ısı kazancına olan etkisi araştırılmıştır. Dondurucu dış boyutları sabit tutulup bölgesel olarak PÜ yalıtım kalınlıkları kabin içine doğru artırılmış ve iyileştirilen ısı kazancı ile kaybedilen iç hacim arasında bağlantı kurularak dondurucu indeksindeki yüzde değişim incelenmiştir.

Hesaplamalar sonucunda, dondurucunun tavan ve taban gibi bazı bölgelerindeki PÜ yalıtım artışının indekse etkisi az miktarda olurken, özellikle arka duvardaki +70mm kalınlık artışı ile indeks ~%4,5 kadar iyileştiği görülmüştür. Bölgesel olarak iyileşme farklılıklarının temelde iki nedeni vardır, birincisi yalıtım kalınlıklarının farklı olması çünkü ısı transferindeki iyileşme yalıtım kalınlığının artışı ile azalmakta ikincisi ise, yalıtım kalınlığı artırılan bölgenin alan açısından diğer bölgelere göre daha küçük oluşudur. Bu yüzden, dondurucu bölgesindeki PÜ kalınlık artışlarının etkileri, hem PÜ artışları arasında (5-10, 10-15, 15-20, gibi) hem de dondurucunun genel indeksindeki

(0-5, 0-10, 0-15, gibi) yüzde iyileşmesi açısından değerlendirilmiş ve net hacim kaybı göz önüne alınarak uygun yalıtım kalınları belirlenmiştir.

Referans alınan PÜ yalıtımlı dondurucuda, optimum yalıtım kalınlık çalışması yapılmış ve sabit sistem COP'si kabulü ile dondurucu indeksi $\sim 12,4$ iyileştirilmiştir. VIP yalıtımının kullanıldığı dondurucuda ise, ısı kazancı zaten iyileştirildiği için, kabinin PÜ yalıtımlarında yapılan kalınlık artışının indekse etkisi, VIP'siz kabinlere göre daha düşük olmasına rağmen yine de $4,4$ 'lük bir iyileşme sağladığı görülmüştür.

Dondurucu ısı kazancının hesaplanmasında, tek boyutlu düz duvar ısı transfer model kabulü yapılmıştı, ancak iki boyutlu ısı transfer modeli ile radyasyon ve infiltrasyon etkisi dahil edilerek yeni bir model oluşturulması, dondurucu ısı kazancı hesaplarındaki hata payını düşürecektir.

■ Yapılan yalıtım çalışmalarından sonra, farklı ortam şartlarında gıdaların istenen sıcaklıkta muhafaza edebilecek kompresör seçimi yapılmıştır. Bu çalışmada referans kompresörler ile, üretici firmadan deklare edilen teknik verilere göre dondurucu için tahmini enerji tüketimi hesaplanmış ve sistem verimliliği açısından hangi kompresörün kullanılacağı hakkında bir öngörü yapılmıştır. Sabit devirli ve değişken devirli (VCC) kompresörlerin karşılaştırılması sonucunda model C kompresör dondurucu sistemi açısından en verimli çalıştığı görülmüştür.

Dondurucu için yapılan teorik hesaplamaların, gerçek enerji tüketim değeri ile arasında fark olduğu görülmüştür. Bu farkı azaltmak için, soğutkan göçünün ve dondurucunun rejime gelene kadar evaporatör sıcaklıklarındaki değişim (geçiş bölgesi) etkilerinin enerji tüketimine dahil edilebilir.

■ Kompresör çalışmalarından sonra soğutkan göçünü engellemek için solenoid valf çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, kompresörün durmasıyla devreye giren valf, kondenserde yüksek basıncı muhafaza etmiş, ancak çalışma anında kompresör bu yüksek basınca karşı koyacak torku sağlayamadığından kompresör kalkış yapamamıştır. Kompresöre giden gerilim sonucunda kompresör sargılarının ısınmasıyla termik atma olayı yaşanmıştır.

Solenoid valf çalışmaları, daha yüksek torklu kompresör kullanımında ya da oransal olarak devreye girebilecek bir valfin montajlandığı sistemlerde denenmesi kararlaştırılmıştır.

■ Soğutkan göçü çalışmalarından sonra, no-frost dondurucuların hızlı bir şekilde soğutma yapabilmesi için önemli konulardan birisi olan hava kanalı dizayn çalışmaları yapılmıştır. Enerji tüketim deneyleri esnasında sıcaklık ölçümü alınan deney paketlerinin sıcaklık dağılımları incelenmiş, ancak sıcaklık farkının $\sim 4^{\circ}\text{C}$ olduğu görülmüştür.

Isınan havanın yoğunluk farkıyla yükselmesi ile üst raflardaki ölçüm paketleri (özellikle 1.rafta bulunan paketler) sıcak konuma gelirken, alt raflardaki paketlerin soğumasını sağlamıştır. Ayrıca evaporatörün arka duvarın alt bölgesine montajlanması, dondurucu alt bölgesinde soğuk duvar etkisi yaratmış ve paketlerin çabuk ısınmasını engellemiştir. Bu durum, alt bölgedeki paketlerin daha düşük sıcaklıkta olmasından dolayı paketler arasındaki homojen sıcaklık dağılımını kötüleştirmiştir. Dağılımı homojenleştirmek için hava debisinin üst raflara doğru yönlendirilmesi için çalışılmıştır.

Burada yapılan çalışmada toplam hava debisinin düşürülmemesine dikkat edilmiştir, çünkü hava debisinin azalması ile evaporasyon sıcaklığı düşmekte ve kompresörün COP'si azalmaktadır. Böylece dondurucunun enerji tüketimi artmaktadır. Ayrıca kabin içersine daha az hava debisi gönderildiğinden paketlerin aynı termostat konumunda yeterince soğutulamaması gibi problemler ortaya çıkabilmektedir.

Yapılan modifikasyonlar ile orijinal durumda 14,4 lt/s olan hava debisi $\sim 1,3$ 'lük bir azalış ile 14,2 lt/s 'ye düşmüştür. Deney sonuçlarına göre, en sıcak ile en soğuk paketler arasındaki sıcaklık farkı, $\Delta T: 2,5^{\circ}\text{C}$ 'den $\Delta T: 1,7^{\circ}\text{C}$ 'ye düşürülerek paket dağılımındaki homojenlik biraz daha iyileştirilmiştir.

■ Dondurucunun üst raflarındaki paketlerde, flap kullanımı ve hava kanalı optimizasyonu yapılmasına rağmen durma anlarında yükselen sıcak havanın hala bu paketleri etkilediği görülmüştür. Paket sıcaklıklarının biraz daha homojenleşmesi için, 1.rafa faz değiştiren madde (PCM) yerleştirilmesi planlanmıştır. Ve böylece ısınan havanın yükü, yerleştirilen PCM'in gizli ısı tarafından karşılanmıştır.

Dondurucunun 1.rafında PCM kullanımı ile enerji tüketim deneyleri gerçekleştirilmiş ve dondurucunun enerji sarfiyatında bir değişiklik olmamasına karşın, 1.rafta bulunan paketlere ısınan havanın etkisi azaltılmış ve kabin içersindeki paket sıcaklık farkı $\Delta T:1,7^{\circ}\text{C}$ 'den $\Delta T:1,2^{\circ}\text{C}$ 'ye düşürülmüştür.

■ Tez kapsamında anlatılan iyileştirme çalışmaları sonucunda, referans alınan A^{+} enerji sınıfındaki no-frost dondurucuda ~%45'lik bir iyileşme sağlanmış ve enerji sınıfı A^{+++} 'a yükseltilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Bertoldi, P. ve Atanasiu, B. (2006). 'Electricity Consumption & Efficiency Trends in the Enlarged European Union - Status Report 2006'. European Commission Joint Research Centre. Ispra, İtalya.
- [2] Ülkelerinde Evsel Elektrik Enerjisi Kullanımı, <<http://www.ceced.org/>>, Mayıs 2012
- [3] Gutberlet, K.L. (2009). 'Domestic Appliances: Progress & Potential. EEDAL '09 5th International Conference on Energy Efficiency in Domestic Appliances & Lighting', Berlin
- [4] Sakallı, O., (2012), Ev Tipi Buzdolaplarında Enerji Tüketimine Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [5] EC 2010/30/EU. (2010). Directive of the European Parliament and of the Council with regard to energy labelling of household refrigerating appliances. European Commission, Brüksel.
- [6] Lacerda, V.T., Melo, C., Barbosa Jr, J.R. ve Duarte, P.O.O. (2005). 'Measurements of the air flow field in the freezer compartment of a top-mount no-frost domestic refrigerator: the effect of temperature, International Journal of Refrigeration', 28: 774-783.
- [7] Fukuyo, K., Tanaami, T. ve Ashida, H., (2003). 'Thermal Uniformity and Rapid Cooling Inside Refrigerators, International Journal of Refrigeration', 26:249-255
- [8] Yang, K.S., Chang, W.R., Chen, I.Y. ve Wang, C.C., (2010), An Investigation of a Top-mount Domestic Refrigerator, Energy Conversion and Management, 51:1422-1427.
- [9] Ding, G.L., Qiao, H.T. ve Lu, Z.L., (2004). Ways to Improve Thermal Uniformity Inside a Refrigerator, Applied Thermal Engineering, 24:1827-1840
- [10] Yılmaz, U., (2008), Ev Tipi Dondurucularda Vakum İzolasyon Panel Kullanımının Enerji Tüketimi Üzerindeki Etkisinin Bilgisayar Destekli ve Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir
- [11] Janssen, M.J.P., (1989). 'Cycling losses in cooling circuits, Master's Thesis, Eindhoven University of Technology', Eindhoven

- [12] Kocatürk, S., (2004), Soğutma Sistemlerinde Döngüsel Kayıpların Deneysel ve Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Enerji Enstitüsü, İstanbul.
- [13] Poyraz, O., (2011). Soğutucuların Dondurucu Bölmesinde Hava Dağılımına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [14] Balioğlu, Ö., (2008). Soğutma Sistemlerinde Sistem Bileşenlerinin Termodinamiksel Toplam Performansa Etkilerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [15] Sarıçay, T. , (2010) Dikey Derin Dondurucularda Sistem Optimizasyonu, Doktora Tezi, Eskişehir Osmangazi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir
- [16] Oğuz, E., 2006, Hermetik Soğutucu Akışkan Kompresörlerinde Zamana Bağlı Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisinin İncelenmesi, Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [17] TS EN ISO 15502, Evlerde Kullanılan Soğutma Cihazları Karakteristikler ve Deney Metotları, TSE, Ankara
- [18] Melo, C., Silva, L.W., Pereira, R.H., (2000), ‘Experimental Evaluation of the Heat Transfer Through the Walls of Household Refrigerators’, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University
- [19] Pakdil, M. B., (2011), No-Frost Dondurucu İçindeki Sıcaklık Dağılımı ve Hava Akışının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [20] Incropera F.P., Dewitt D.P., (2000) Isı Ve Kütle Geçişinin Temelleri, Çevirenler: T. Derbentli, O.F. Genceli, A. Güngör, A.Hepbaşlı, Z. İlken, N. Özbalta, F. Özgüç, C. Parmaksızoğlu, Y. Uralcan, Literatür Yayınları.

Çizelge A.1: Evsel Soğutucu Cihazları Sınıflandırması ve İlgili Bölme Yerleşimleri

Nominal temperature (for the EEL) (°C)	Design T	+12	+12	+5	0	0	-6	-12	-18	-18	Category (number)
Compartment types	Other	Wine storage	Cellar	Fresh food storage	Chill	0star/ Ice making	1 star	2 star	3 star	4 star	
Appliance category	Compartments composition										
REFRIGERATOR WITH ONE OR MORE FRESH-FOOD STORAGE COMPARTMENTS	N	N	N	Y	N	N	N	N	N	N	1
REFRIGERATOR-CELLAR, CELLAR and WINE STORAGE APPLIANCE	O	O	O	Y	N	N	N	N	N	N	2
	O	O	Y	N	N	N	N	N	N	N	
REFRIGERATOR-CHILLER and REFRIGERATOR WITH A 0-STAR COMPARTMENT	N	Y	N	N	N	N	N	N	N	N	3
	O	O	O	Y	Y	O	N	N	N	N	
REFRIGERATOR WITH A 1-STAR COMPARTMENT	O	O	O	Y	O	O	Y	N	N	N	4
REFRIGERATOR WITH A 2-STAR COMPARTMENT	O	O	O	Y	O	O	O	Y	N	N	5
REFRIGERATOR WITH A 3-STAR COMPARTMENT	O	O	O	Y	O	O	O	O	Y	N	6
REFRIGERATOR-FREEZER	O	O	O	Y	O	O	O	O	O	Y	7
UPRIGHT FREEZER	N	N	N	N	N	N	N	O	(Y) ^a	Y	8
CHEST FREEZER	N	N	N	N	N	N	N	O	N	Y	9
MULTI-USE AND OTHER APPLIANCES	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	10

Notes:

Y = the compartment is present; N = the compartment is not present; O = the presence of the compartment is optional;

a) also includes 3-star frozen-food cabinets.

Çizelge A.2: Soğutucu Cihaz Bölmeleri İçin Termodinamik Faktör

Compartment	Nominal temperature	$(25-T_c)/20$
Other compartment	Design temperature	$\frac{(25-T_c)}{20}$
Cellar compartment / Wine storage compartment	+12 °C	0.65
Fresh-food storage compartment	+5 °C	1.00
Chill compartment	0 °C	1.25
Ice-making compartment and 0-star compartment	0 °C	1.25
One-star compartment	-6 °C	1.55
Two-star compartment	-12 °C	1.85
Three-star compartment	-18 °C	2.15
Food freezer compartment (four-star compartment)	-18 °C	2.15

Çizelge A.3: Düzeltme Faktörleri

Correction factor	Value	Conditions
<i>FF</i> (frost-free)	1.2	For frost-free frozen-food storage compartments
	1	Otherwise
<i>CC</i> (climate class)	1.2	For T class (tropical) appliances
	1.1	For ST class (subtropical) appliances
	1	Otherwise
<i>BI</i> (built-in)	1.2	For built-in appliances under 58 cm in width
	1	Otherwise

Çizelge A.4: Soğutucu Cihaz Kategorisine Göre M ve N Değerleri

Category	M	N
1	0.233	245
2	0.233	245
3	0.233	245
4	0.643	191
5	0.450	245
6	0.777	303
7	0.777	303
8	0.539	315
9	0.472	286
10	*	*

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Hüsnü Anıl DÖRTOK

Doğum Tarihi ve Yeri : 22.11.1987 / EDİRNE

E-posta : anildortok@msn.com

Öğrenim Durumu

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2011
Lise	Fen-Matematik	Edirne Lisesi	2006

İş Tecrübesi

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2011 - 2013	Arçelik A.Ş. Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi	Ar-Ge Proje Mühendisi