

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUZDOLAPLARINDA CONTA VE FLANŞ
BÖLGESİNİN ENERJİ VERİMİNE ETKİSİ**

**DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Feyzi Alper SOYSAL**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : ENERJİ

ŞUBAT 2008

**BUZDOLAPLARINDA CONTA VE FLANŞ
BÖLGESİNİN ENERJİ VERİMİNE ETKİSİ**

**DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Feyzi Alper SOYSAL
(503002107)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 13 Eylül 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 14 Şubat 2008**

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Feridun ÖZGÜÇ
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. Hasan HEPERKAN (Y.T.Ü.)
Prof.Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. Salim ÖZÇELEBİ (İ.Ü.)

ŞUBAT 2008

ÖNSÖZ

Bu doktora tez çalışmasında, buzdolabı ve derin dondurucularda conta ve flanş bölgesinin enerji verimliliğine etkisi deneysel ve teorik olarak incelenmiş, buna bağlı olarak iyileştirme önerileri oluşturulmuştur.

Bu doktora tez çalışmasının hemen başında aramızdan ayrılan çok değerli insan Sn. Prof. Dr. Osman F. GENCELİ 'ye, tez aşamasında danışmanlığımı yapan, tez çalışmamı yöneten, eleştirileri ve görüşleri ile çalışmalarına büyük katkısı olan değerli hocam Sn. Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ 'e, hem tez çalışmaları sırasındaki katkıları, hem de tezin her aşamasında verdiği sonsuz destek için değerli hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU'na ve tez ile ilgili diğer çalışmalar sırasındaki olumlu eleştirileri ve görüşleri için değerli hocam Sn. Prof. Dr. Hasan HEPERKAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Doktora tez çalışması için gerekli maddi desteği sağlayan başta Arçelik A.Ş. Ar-Ge Direktörü Sn. Dr. Cemil İNAN ve Ar-Ge Mekanik Teknolojiler-1 yöneticisi Sn. Fatih ÖZKADI olmak üzere tüm Ar-Ge yöneticilerine; deneysel çalışmalar sırasında desteklerini esirgemeyen Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Termodinamik Teknolojiler Ailesi çalışanlarına, bana tüm çalışmam boyunca verdiği destek için Dr. Sn. Emre Oğuz 'a ve yaklaşık iki senelik süre zarfında beraber çalışma fırsatı bulduğumuz Mak. Yük. Müh. Sn. Kerem KURT ve Mak. Yük. Müh. Sn. Tuğrul KODAZ'a teşekkürü borç bilirim.

Profesyonel ve kişisel yaşamımın her aşamasında beni destekleyen, bugüne ulaşırken geçtiğim tüm adımlarda emeği bulunan annem ve babama, sevgili eşime ve bu satırları yazarken aramıza katılmasına 2 ay kalan canım kızıma bana sağladığı motivasyon için şükranlarımı sunarım.

Eylül 2007

F. Alper SOYSAL

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. BUZDOLAPLARININ TANITIMI	3
2.1. Giriş	3
2.2. Buzdolaplarının Yalıtım Sistemi ve Temel Bileşenleri	3
3. BUZDOLAPLARINDA CONTA VE FLANŞ BÖLGESİ ISI GEÇİŞİ İLE İLGİLİ LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	7
3.1. Giriş	7
3.2. Buzdolaplarının Conta ve Flanş Bölgesi ile İlgili Genel Çalışmalar	7
3.3. Buzdolabı Contalarının Modellenmesi ve Deneysel Olarak İncelenmesi	28
3.4. Literatür Araştırması Sonuçları	41
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	43
4.1. Giriş	43
4.2. Model Buzdolapların Deneysel Olarak İncelenmesi	43
4.2.1. Enerji tüketimi ve ters ısı kazancı deneyleri	43
4.2.2. Buzdolabı sıcaklık ölçüm deneyleri	51
4.2.3. Flanş ısıtıcısı etkisi belirleme deneyleri	59
4.2.4. Belirsizlik analizi	62
4.2.5. Farklı yerleşim durumunda alternatif flanş ısıtıcısı deneyleri	63
4.2.6. Farklı conta bölgesi geometrisi etkisi deneyleri	66
4.3. Deneysel Çalışma Sonuçları	70
5. SAYISAL ÇALIŞMALAR	73
5.1. Giriş	73
5.2. Basit Buzdolabı Geometrisi Conta ve Flanş Bölgesi Analiz Çalışmaları	753
5.3. Gerçek Durum Buzdolabı Conta ve Flanş Bölgesi Analiz Çalışmaları	755
5.3.1. Yerleşim etkisinin belirlenmesi	81
5.3.2. Geometri etkisinin belirlenmesi	96

5.3.3. Malzeme etkisinin belirlenmesi	105
5.4. Sayısal Çalışma Sonuçları	109
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	111
KAYNAKLAR	113
ÖZGEÇMİŞ	115

KISALTMALAR

VIP	: Vakum İzolasyon Paneli
SEK	: Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)
UA	: Cihaz Sabiti
DOE	: Department of Energy
FF	: Taze Gıda Bölmesi
FRZ	: Derin Dondurucu Bölmesi
FIP	: Foamed in Place
U	: Toplam Isı Geçiş Katsayısı
DD	: Derin dondurucu bölümü
TG	: Taze gıda bölümü

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1	Mevcut ve iyileştirilmiş buzdolabı ısı yükleri [2]..... 8
Tablo 3.2	Bir buzdolabının enerji tüketiminin dağılımı..... 9
Tablo 3.3	Çalışmada kullanılan baz buzdolabı özellikleri..... 13
Tablo 3.4	Conta iyileştirmelerinin enerji tüketimine etkisi..... 15
Tablo 3.5	Model – deneysel çalışma karşılaştırması (41.6 °C)..... 17
Tablo 3.6	Model – deneysel çalışma karşılaştırması (31.1 °C)..... 18
Tablo 3.7	Deneysel olarak elde edilen değerler..... 19
Tablo 3.8	Çalışmada elde edilen değerler ve bu değerlerin % etkisi..... 20
Tablo 3.9	Farklı malzemeler ile üretilen conta özellikleri..... 27
Tablo 3.10	Malzemelerin ısı özellikleri..... 34
Tablo 3.11	Conta 1 analiz sonuçları..... 34
Tablo 3.12	Diğer conta analiz sonuçları..... 36
Tablo 3.13	Kripton kullanılarak hazırlanan contalar ile yapılan çalışma sonuçları..... 38
Tablo 3.14	Alternatif conta ve farklı şartlar için elde edilen sonuçlar..... 40
Tablo 4.1	Çalışmada kullanılan buzdolabı özellikleri..... 43
Tablo 4.2	Çalışmada kullanılan buzdolaplarının enerji tüketim değerleri..... 44
Tablo 4.3	Ters ısı kazancı deney sonuçları..... 48
Tablo 4.4	Conta ve flanş bölgesi geçen ısı miktarı karşılaştırması..... 49
Tablo 4.5	Conta katsayısı değerleri..... 51
Tablo 4.6	Flanş ısıtıcısı sıcaklık değerleri..... 54
Tablo 4.7	Flanş ısıtıcısı sıcaklık değerleri..... 54
Tablo 4.8	Flanş ısıtıcısı sıcaklık değerleri..... 55
Tablo 4.9	Flanş ısıtıcısı etkisi belirleme deney şartları..... 60
Tablo 4.10	Kabin ısı yük değerleri..... 60
Tablo 4.11	Tek kapılı derin dondurucu flanş ısıtıcısı sıcaklıkları..... 61
Tablo 4.12	Flanş ısıtıcısı ortama atılan ısı miktarı..... 61
Tablo 4.13	Kompresör performans deney sonuçları..... 64
Tablo 4.14	Kompresör performans deney sonuçları..... 65
Tablo 4.15	Kompresör performans deney sonuçları..... 65
Tablo 4.16	Kabin flanşına yakın uygulama enerji tüketim değerleri..... 65
Tablo 4.17	Kabin flanşına yakın uygulama enerji tüketim değerleri..... 66
Tablo 4.18	Kabin flanşına yakın uygulama enerji tüketim değerleri..... 66
Tablo 4.19	Baz buzdolabı enerji tüketim değerleri..... 66
Tablo 4.20	Farklı flanş ısıtıcısı ile çerçeve uygulaması enerji tüketim değerleri..... 68
Tablo 4.21	Farklı flanş ısıtıcısı ile çerçeve uygulaması tüketim değerleri..... 69
Tablo 4.22	Çift conta uygulaması..... 70
Tablo 5.1	Farklı buzdolapları için analiz şartları..... 77
Tablo 5.2	Analizler için tanımlanan malzemeler ve özellikleri..... 77
Tablo 5.3	Kompresör çalışma durumu için analiz/deney karşılaştırması..... 79
Tablo 5.4	Flanş ısıtıcısız durum için analiz/deney karşılaştırması..... 79
Tablo 5.5	Flanş ısıtıcısız durum için analiz/deney sonucu karşılaştırması... 80

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Örnek bir iki kapılı buzdolabı resmi.....	3
Şekil 2.2 : Buzdolabı yalıtım sistemi kesit resmi.....	5
Şekil 2.3 : Conta ve flanş bölgesi şematik görünüşü.....	5
Şekil 3.1 : VIP yalıtım kalınlığı enerji tüketimi ilişkisi.....	9
Şekil 3.2 : Enerji ihtiyacının kabin komponentlerine göre yüzdesel dağılımı.....	11
Şekil 3.3 : Conta – flanş bölgesinden kabin içine giren su buharı miktarı.....	12
Şekil 3.4 : Çalışmada kullanılan conta kesiti	14
Şekil 3.5 : İyileştirilmiş conta önden görünüşü.....	15
Şekil 3.6 : Üstten yüklemeli buzdolabı kapı detayı.....	16
Şekil 3.7 : Conta ve flanş bölgesi.....	18
Şekil 3.8 : Ara bölme kesiti.....	19
Şekil 3.9 : Enerji tüketiminin yalıtım iyileştirilmesi ile değişimi.....	22
Şekil 3.10 : Kontrol hacmi.....	22
Şekil 3.11 : Conta ve flanş bölgesi kesiti.....	23
Şekil 3.12 : Conta ve flanş bölgesi kesiti sıcaklık dağılımı.....	23
Şekil 3.13 : Conta ve flanş bölgesi kesiti ısı akısı yoğunluğu dağılımı.....	24
Şekil 3.14 : Boş, kapalı bir buzdolabında hava sirkülasyonu.....	25
Şekil 3.15 : Isı sızıntı mekanizması.....	26
Şekil 3.16 : Farklı conta profilleri.....	28
Şekil 3.17 : Vidalı conta uygulaması.....	29
Şekil 3.18 : Slot – in conta uygulaması.....	29
Şekil 3.19 : Yapıştırılmalı conta sistemleri.....	29
Şekil 3.20 : Baskılı conta uygulaması.....	30
Şekil 3.21 : Farklı conta kesitleri.....	31
Şekil 3.22 : Farklı conta sistemleri.....	32
Şekil 3.23 : Seçilen birinci conta kesiti.....	33
Şekil 3.24 : Seçilen ikinci conta kesiti.....	33
Şekil 3.25 : +32.2 ve –17.8 °C sıcaklık değerleri conta sıcaklık dağılımı.....	35
Şekil 3.26 : Çalışmada kullanılan diğer conta modeli.....	35
Şekil 3.27 : İkinci conta sıcaklık dağılımı.....	36
Şekil 3.28 : Kripton ile doldurulmuş conta 1.....	37
Şekil 3.29 : Kripton ile doldurulmuş conta 2.....	37
Şekil 3.30 : Conta bölgesi sıcaklık dağılımı.....	39
Şekil 3.31 : Durgun hava-yalıtım malzemesi conta sıcaklık karşılaştırması.....	39
Şekil 3.32 : Isı akısı değerleri.....	40
Şekil 4.1 : Çalışmalarda kullanılan buzdolapları.....	44
Şekil 4.2 : Farklı yöntemler ile ters ısı kazancı deneyleri.....	46
Şekil 4.3 : Ters ısı kazancı deney sistemi.....	47
Şekil 4.4 : Kesilmiş durumda ters ısı kazancı yapılan derin dondurucu.....	49
Şekil 4.5 : Flanş ısıtıcısı sıcaklık ölçer yerleşimi.....	52

Şekil 4.6	: Kabin sıcaklık ölçer yerleşimi.....	53
Şekil 4.7	: İki kapılı buzdolabı sıcaklık değişimleri.....	55
Şekil 4.8	: Kompresör çalışması ardından sıcaklık değişimi.....	56
Şekil 4.9	: Kombi tipi buzdolabı sıcaklık değişimi.....	56
Şekil 4.10	: Kombi tipi buzdolabı en sıcak durum.....	57
Şekil 4.11	: Kombi tipi buzdolabı sıcaklık değişimi.....	57
Şekil 4.12	: Kombi tipi buzdolabı kompresör kondenser flanş ısıtıcısı sıralaması için sıcaklık değişimi.....	58
Şekil 4.13	: Kombi tipi buzdolabı kompresör kondenser flanş ısıtıcısı durumu için sıcaklık değişimi.....	58
Şekil 4.14	: Kombi tipi buzdolabı durma hali için sıcaklık değişimi.....	58
Şekil 4.15	: Flanş etkisi belirleme deney düzeneği.....	59
Şekil 4.16	: İki kapılı ve kombi buzdolabı flanş ısıtıcısı yerleşimi.....	62
Şekil 4.17	: Terleme deneyi sonucunda buzdolaplarının görünüşü.....	63
Şekil 4.18	: Kombi buzdolabı çerçeve uygulaması.....	66
Şekil 4.19	: İki kapılı buzdolabı çerçeve uygulaması.....	67
Şekil 4.20	: Çift conta uygulaması.....	68
Şekil 5.1	: Analizler için oluşturulan basit geometri.....	73
Şekil 5.2	: Kullanılan sistemde ısı transferi denklemleri.....	74
Şekil 5.3	: Mevcut durum için yapılan analiz sıcaklık değerleri.....	74
Şekil 5.4	: İki farklı buzdolabı conta ve flanş bölgesi geometrisi.....	75
Şekil 5.5	: Ağ yapısı oluşturulmuş geometriler.....	76
Şekil 5.6	: İki farklı buzdolabı conta ve flanş bölgesi geometrisi.....	78
Şekil 5.7	: Flanş ısıtıcısı farklı yerleşim bölgeleri.....	81
Şekil 5.8	: Mevcut ve ilk alternatifler için kompresör sonrası durumda elde edilen sonuçlar.....	83
Şekil 5.9	: Kombi tipi buzdolabı için kompresör sonrası flanş ısıtıcısı diğer alternatifler.....	83
Şekil 5.10	: Kombi tipi buzdolabı için kompresör sonrası flanş ısıtıcısı diğer alternatifler.....	84
Şekil 5.11	: Mevcut ve ilk alternatifler için kondenser sonrası durumda sonuçlar.....	87
Şekil 5.12	: Kombi tipi buzdolabı için kondenser sonrası flanş ısıtıcısı diğer alternatifler.....	88
Şekil 5.13	: Mevcut ve ilk alternatifler için kompresör sonrası durumda elde edilen sonuçlar.....	90
Şekil 5.14	: Kompresör sonrası flanş ısıtıcısı uygulaması diğer alternatifler.....	92
Şekil 5.15	: Mevcut ve ilk alternatifler için kondenser sonrası durum sonuçlar.....	94
Şekil 5.16	: Kondenser sonrası flanş ısıtıcısı diğer alternatifleri.....	95
Şekil 5.17	: Kare flanş ısıtıcısı etkisi.....	97
Şekil 5.18	: Kare flanş ısıtıcısı etkisi.....	98
Şekil 5.19	: Elips flanş ısıtıcısı etkisi.....	99
Şekil 5.20	: Elips flanş ısıtıcısı etkisi.....	100
Şekil 5.21	: Kare flanş ısıtıcısı etkisi.....	101
Şekil 5.22	: Kare flanş ısıtıcısı etkisi.....	102
Şekil 5.23	: Elips flanş ısıtıcısı etkisi.....	103
Şekil 5.24	: Elips flanş ısıtıcısı etkisi.....	104
Şekil 5.25	: Boru malzemesi etkisi.....	105
Şekil 5.26	: Boru malzemesi etkisi.....	106
Şekil 5.27	: Boru malzemesi etkisi.....	107
Şekil 5.28	: Boru malzemesi etkisi.....	108
Şekil 5.29	: “x” yönünde sıcaklık değişimi.....	109
Şekil 5.30	: “y” yönünde sıcaklık değişimi.....	109

SEMBOL LİSTESİ

q_{1d}	: Kapı ve duvarlarda oluşan tek boyutlu ısı geçişi
q_{seal}	: Conta bölgesinden kaynaklanan ısı kazancı
q_c	: Kabin içi yüklerden kaynaklanan ısı kazancı
q_d	: Kapı açma/kapamadan kaynaklanan ısı kazancı
λ_{merkez}	: Merkezi ısı iletim katsayısı değeri
λ_{toplam}	: Toplam ısı iletim katsayısı değeri
m_{gask}	: Su infiltrasyon oranı
h_{gask}	: Conta kütle geçiş katsayısı
L_{ff}	: Taze gıda bölmesi conta uzunluğu
L_{frz}	: Derin dondurucu bölmesi conta uzunluğu
P_{wvamb}	: Ortam su buharı kısmi basıncı
P_{wvff}	: Taze gıda bölmesi su buharı kısmi basıncı
P_{wvfrz}	: Derin dondurucu bölmesi su buharı kısmi basıncı
q_{tot}	: Kabin toplam ısı kazancı
Q_{gask}, q_{gask}	: Conta – flanş bölgesinden kaynaklanan ısı kazancı
$q_{f, wall}$	: Kabin duvarı boyunca flanş bölgesinden kaynaklanan ısı kazancı
$q_{f, wall, ff}$	: Taze gıda duvarı boyunca flanş bölgesi ısı kazancı
$q_{f, wall, frz}$	: Derin dondurucu duvarı boyunca flanş bölgesi ısı kazancı
$q_{f, door}$	: Kapı boyunca flanş bölgesinden kaynaklanan ısı kazancı
$q_{f, door, ff}$	: Taze gıda kapısı boyunca flanş bölgesi ısı kazancı
$q_{f, door, frz}$	: Derin Dondurucu kapısı boyunca flanş bölgesi ısı kazancı
L_{gask}	: Conta uzunluğu
T_{room}	: Ortam sıcaklığı
T_{cab}	: Kabin içi sıcaklığı
K	: Conta ısı iletim katsayısı
q_{tb}	: Isıl köprülerden kaynaklanan ısı kazancı
q_o	: Kabin diğer yükler
$q_{mull,on}$	: Ara bölme boyunca flanş ısıtıcısı devredeyken oluşan ısı geçişi
$q_{mull,on, ff}$	: Taze Gıda flanş ısıtıcısı devredeyken ısı geçişi
$q_{mull,on, frz}$	: Derin Dondurucu flanş ısıtıcısı devredeyken ısı geçişi
$q_{mull,off,ff}$	: Taze Gıda flanş ısıtıcısı devre dışıyken ısı geçişi

$q_{mull,off,frz}$	: Derin Dondurucu flanş ısıtıcısı devre dışıyken ısı geçişi
$q_{mull,off}$	: Ara bölme boyunca flanş ısıtıcısı devre dışıyken oluşan ısı geçişi
$q_{tube,ave}$	: Kompresör çalışması boyunca flanş ısıtıcısından gelen ısı
$q_{fan,ave}$	: Kompresör çalışması boyunca evaporatör fanından gelen ısı
$q_{defrost,ave}$	: Defrost boyunca defrost ısıtıcısından gelen ısı
$q_{comp,ave}$	: Kompresör çalışması boyunca kompresörden kabine giren ısı
$\Delta \epsilon$	: Günlük enerji tüketimi farkı
T_{evap}	: Evaporatör yüzey sıcaklığı
T_{wi}	: Kabin iç duvar yüzey sıcaklığı
T_H	: Sıcak kaynak sıcaklığı
T_L	: Soğuk kaynak sıcaklığı
β	: Conta ısı iletim katsayısı
L_{gask}	: Conta uzunluğu
Q_H	: Sıcak kaynak ısı miktarı
Q_L	: Soğuk kaynak ısı miktarı
Q_{HC}	: Sisteme giren sıcak kaynak ısı miktarı
Q_{LG}	: Sisteme giren soğuk kaynak ısı miktarı
h_i	: Kabin için taşınım ısı transfer miktarı
Q_{I+F}	: Buzdolabı toplam ısı kazancı
Q'_{I+F}	: Contasız buzdolabı toplam ısı kazancı
Q''_{I+F}	: Flanş ısıtıcısı devredeyken buzdolabı toplam ısı kazancı
T_{6a}	: Kabin içi sıcaklık ortalaması
T_{1a}	: Ortam sıcaklık ortalaması
ΔQ	: Contalı – contasız buzdolabı ısı kazancı farkı
g	: Conta katsayısı

BUZDOLAPLARINDA CONTA VE FLANŞ BÖLGESİNİN ENERJİ VERİMİNE ETKİSİ

ÖZET

Bu doktora tez çalışmasında, buzdolaplarında terleme ve conta yapışmasının önüne geçilebilmesi amacıyla kullanılan flanş ısıtıcısı ve contanın buzdolabı ısı kazancına etkisi, sayısal ve deneysel olarak incelenmiş; flanş ısıtıcısı ve conta bölgesinden gerçekleşen ısı transferi belirlenmiştir.

Tez çalışmasının iki ana kısmından ilkinin oluşturan deneysel çalışmalar üç farklı buzdolabı ile gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla öncelikli olarak buzdolaplarının baz değerleri belirlenmiş, buna bağlı olarak mevcut durum conta ve flanş bölgesinden gerçekleşen ısı transferi, conta ve flanş ısıtıcısı etkisi olacak şekilde ayrı ayrı belirlenmiş ve ek olarak conta infiltrasyon etkisi de deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen değerler literatür değerleri ile karşılaştırılmıştır. Çalışmanın devamında bu bölgeye uygulanabilecek alternatif geometriler ve farklı uygulama alternatifleri belirlenerek üç farklı buzdolabına uygulanmış ve bu uygulamaların buzdolabı enerji tüketimi ile buzdolabı ısı kazancına etkisi araştırılmıştır.

Çalışmanın ikinci adımında sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Buna göre öncelikle mevcuttan daha basit bir geometri ile sadece flanş ısıtıcısı uygulaması için sayısal bir model oluşturulmuş ve bu model yardımı ile bu bölgenin analizi üç farklı buzdolabı modeli için gerçekleştirilmiştir. Bu model ile elde edilen sonuçlar çerçevesinde buzdolabı gerçek modeli oluşturularak IDEAS programında analizler mevcut ve farklı uygulamalar için gerçekleştirilmiştir. Farklı uygulamalar olarak flanş ısıtıcısının yalıtım hacminde yerinin değiştirilmesi, boru malzemesinin farklılaştırılması ve boru geometrisinin değiştirilmesi tanımlanmıştır.

Gerçekleştirilen analiz çalışmaları ardından belirlenen uygun sonuçlar buzdolaplarına uygulanmış ve deneysel olarak doğrulama deneyleri gerçekleştirilmiştir.

Yapılan deneylerin sonuçları, conta ve flanş bölgesinde terleme ile contanın yapışmasını engelleyebilen, ek olarak flanş ısıtıcısından kabin içerisine geçen ısı miktarını da azaltabilen bir uygulama ortaya koymuştur.

THE EFFECT OF GASKET AND FLANGE REGION ON THE PERFORMANCE OF ENERGY EFFICIENCY OF REFRIGERATORS

SUMMARY

In this Ph.D. study, the effect of flange heaters and gasket on the refrigerator heat gain has been investigated numerically and experimentally in order to prevent the perspiration in refrigerators and gasket adhesion and the heat transfer through flange heaters and gasket zone is identified.

In the first of the two main parts of the study, primarily, the heat transfer through flange heaters and gasket zone and the effect of gasket and flange heater in the current situation ascertained separately for three different model refrigerators. Additionally, gasket infiltration effect is defined with the help of the experimental work. The derived results are compared with the literature values. Consecutively, the alternative geometries that are appropriate for this zone and different application alternatives are determined and applied. Then, the effect of these applications on refrigerator energy consumption and cabinet heatgain is investigated.

In the second step, numerical research is carried out. Accordingly, a numerical model is formed with a simpler geometry than the present one, solely for the flange heater application and with the help of the model, this zone is analysed for the current situation. In the framework of the positive results derived from this model, the actual model of the refrigerator is generated and analysis performed with IDEAS software for both the current and alternative applications for three different refrigerator models. As the alternative applications, altering the place of the flange heater in insulation volume, changing the material of the flange heater and changing the geometry of the heater is tested.

Following the performed analysis, the appropriate results are applied on refrigerators and experimental verification tests are conducted.

As an outcome of the study, an application that is capable of preventing the perspiration in gasket and flange zone and additionally reduce the amount of heat transferred from the flange heater into the cabin has been put forward.

1. GİRİŞ

Tarihte soğutma işlemi ilk olarak William Cullen tarafından 1748 yılında yapılmış, fakat bu sistem pratikte kullanılmamıştır. Ardından 1805 yılında bir Amerikalı buluşçu olan Oliver Evans tarafından bir soğutma makinası sunulmuş ve modern soğutmanın temeli olarak tanımlanan ilk pratik buzdolabı, Jacob Perkins'in 1834 yılında buhar sıkıştırırmalı soğutma makinası buluşuna dayanarak ortaya konulmuştur. Çalışmalar, soğutma sisteminin farklı gazlar kullanılarak daha verimli ve insan sağlığına zarar vermeyecek şekilde iyileştirilmesine yönelik olarak devam ettirilmekle birlikte, soğutulan hacimde bulunan soğuk havanın sistemde tutulmasının önemi kavranarak, sistemde bulunan kaçakların giderilmesi amacıyla araştırmalar yapılmıştır [11]. Günümüzde, ev tipi buzdolapları, derin dondurucular ve bu cihazların kombinasyonları, toplam evsel elektriğin %24 'ünü ve toplam elektrik ihtiyacının %6 'sını kullanmaktadır [2]. Dünyada çeşitli organizasyonlar bu miktarın azaltılması ve bu tip cihazların çevresel etkileri sebebiyle enerji tüketim değerlerinin azaltılması ile ilgili çalışmaların yapılması için üreticileri zorlamışlardır. Bunun yanında Avrupa ülkeleri başta olmak üzere çeşitli devletler daha az enerji tüketen buzdolaplarının üretilmesi için yönetmelikler, direktifler ile standartlar hazırlamış ve bu çalışmaları resmi olarak yürürlüğe sokmuşlardır. Bu zorlamalar çerçevesinde üreticiler, ürünlerinin enerji tüketimlerini azaltmak amacıyla buzdolapları için iki ana iyileştirme potansiyeli bulunan soğutma sistemi ve yalıtım sistemi üzerine yoğunlaşmıştır. Daha verimli kompresör, iyileştirilmiş evaporatör ve kondenser ile üretilmiş buzdolapları çalışılmış, bu çalışmaların yanında yalıtım sisteminin iyileştirilmesi amacıyla vakumlu yalıtım sistemleri hazırlanmıştır. Vakumlu yalıtım sistemleri kabin toplam ısı kazancını azaltmakla birlikte, buzdolabı kabini için kaçak noktalarından biri olan conta ve flanş bölgesi kaçaklarının toplam kabin ısı kazancındaki yüzdesini arttırmıştır.

Günümüzde, yalıtım amacıyla poliüretan ile izole edilmiş bir buzdolabında conta ve flanş bölgesinden kaynaklanan ısı kazancı toplam ısı kazancının %18 'i seviyesindedir. Tüm yüzeyleri vakum panel ile kaplanan ve yalıtım sistemi poliüretan ile desteklenen bir buzdolabında ise bu oran %25 'e çıkmaktadır. Buzdolaplarında, conta kullanılmaması, yani kabinin kapalı bir hacim olduğu durumda ise, contasız buzdolabının enerji tüketimi değerinin contalı buzdolabına göre %20 kadar az

olması beklenmektedir. Tüm yüzeyleri vakum panelli bir buzdolabı ile poliüretan ile yalıtılmış buzdolabı ısı kazançları arasında %24 'lük bir fark olduğu düşünüldüğünde, conta – flanş bölgesinden kaynaklanan ısı kaçaklarının önemi daha iyi anlaşılacaktır. Bu nedenle, conta – flanş bölgesinden kaynaklanan ısı geçişinin kabin performansına etkisi ve bu bölgenin iyileştirme yöntemlerinin araştırılması büyük önem taşımaktadır.

Bu tez çalışmasının temel amacı, buzdolaplarında mevcut durumda conta ve flanş bölgesinin toplam ısı kazancı üzerindeki etkisinin belirlenmesi, bu bölgeyi etkileyen faktörlerin belirlenmesi ve bu bölgeden gerçekleşen ısı geçişinin iyileştirilmesi amacıyla alternatiflerin ortaya konulması olarak belirlenmiştir. Bu amaca yönelik olarak öncelikle mevcut durumun ortaya konulması sağlanmış, deneysel çalışmalardan faydalanılarak bu bölge modellenmiş ve doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın ardından seçenekler ortaya konmuş ve yine analizler ile değerlendirilmiştir. Ek olarak buzdolapları için global bir ısı geçişi modeli oluşturulmuş ve buzdolabı toplam ısı kazancının hesaplanabilmesi sağlanmıştır.

Bu tez çalışmasının ikinci bölümünde, çalışmada kullanılan buzdolapları ile buzdolaplarının yalıtım sistemi kısaca tanıtılmış ve tezin geri kalan kısmında kullanılan terminoloji oluşturulmaya çalışılmıştır. Hem buzdolaplarının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi hem de içerisinde ısı kaynağı bulunan sistemler ile ilgili olarak yapılan literatür araştırması sonucunda elde edilen bilgiler üçüncü bölümde verilmiştir.

Dördüncü bölümde, buzdolaplarının deneysel olarak incelenmesi amacıyla gerçekleştirilen enerji tüketimi ve ters ısı kazancı deneyleri, sıcaklık ve ısı akısı ölçümleri ile alternatif sistemlerin incelenmesi amacıyla gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sunulmuştur. Beşinci bölüm tez kapsamında yapılan sayısal çalışmalara ayrılmış olup, global buzdolabı modeli ile analiz çalışmaları bu bölümde sunulmuştur. Altıncı bölümde ise sonuçlar ve öneriler yer almaktadır.

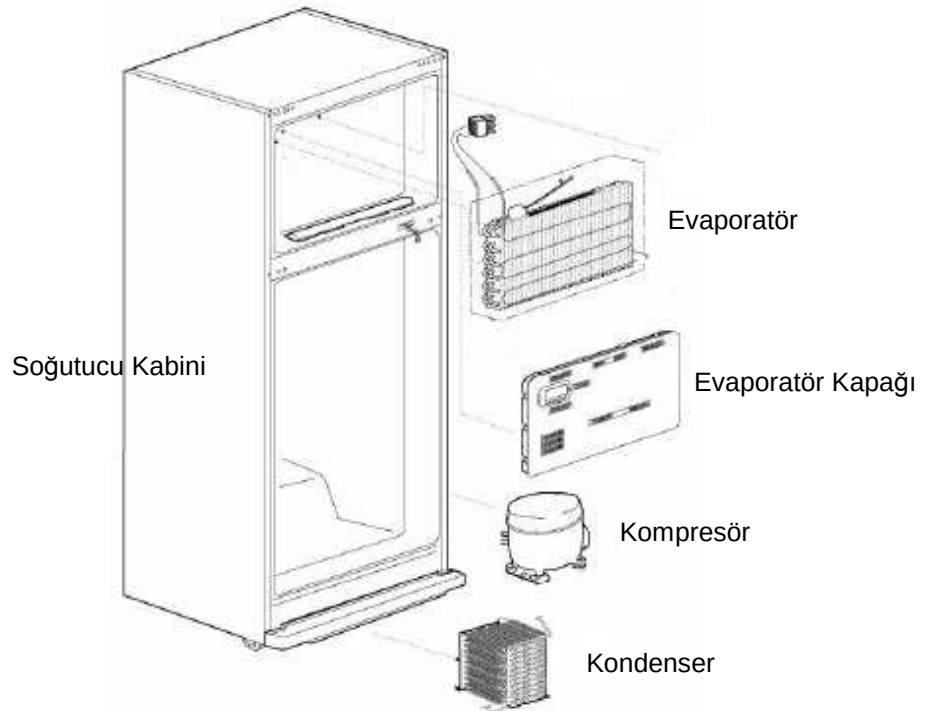
2. BUZDOLAPLARININ TANITIMI

2.1. Giriş

Bu bölümde, doktora tez çalışması kapsamında deneysel ve sayısal olarak incelenen buzdolaplarının genel özellikleri tanıtılmış ve buzdolabı yalıtım sistemi içerisindeki farklı bileşenler ile ilgili terminoloji verilmeye çalışılmıştır.

2.2. Buzdolaplarının Yalıtım Sistemi ve Temel Bileşenleri

Buzdolapları, temel olarak bir soğutma sistemi, bir yalıtım sistemi ve aksesuarlardan oluşur. Buzdolaplarının bazı modellerinde fan ve elektrikli ısıtıcı kullanımı da mevcuttur. Soğutma sistemi temel bileşenleri, kompresör, kondenser, flanş ısıtıcısı, kapileri ve evaporatörden oluşmaktadır. Yalıtım sistemi ise, iç ve dış cidara ek olarak poliüretan yalıtım malzemesinden oluşmaktadır. Bir buzdolabı şematik resmi Şekil 2.1’de sunulmuştur. Buzdolaplarında Şekil 2.1 ‘de sunulan görüntü yanında bir adet derin dondurucu ve bir adet taze gıda bölmesi kapısı olmak üzere iki adet kapı bulunmaktadır.



Şekil 2.1 : Örnek Bir İki Kapılı Buzdolabı Resmi

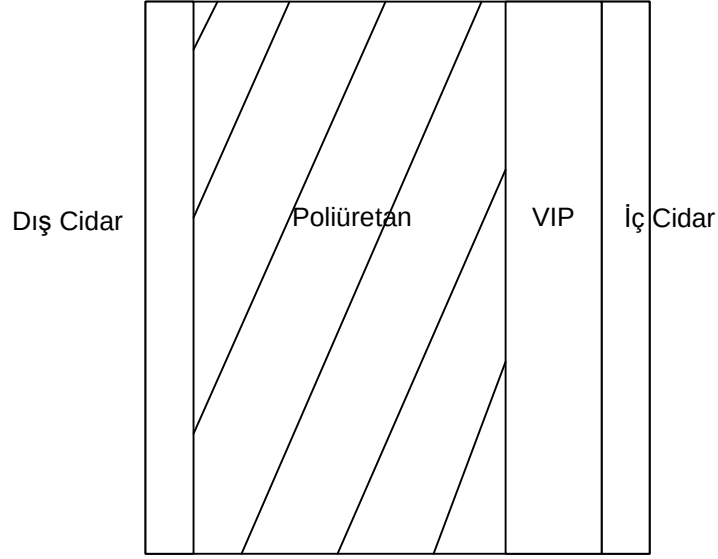
Soğutma sisteminde kullanılan soğutkanın kompresörde sıkıştırılması ile basıncı artırılır ve gaz fazında soğutma sistemi sıralamasına bağlı olarak ya kondansere veya flanş ısıtıcısına gönderilir. Buzdolaplarında çoğunlukla flanş ısıtıcısı kompresörden sonra yer almaktadır. Bu çerçevede, flanş ısıtıcısına gaz fazında ulaşan soğutkanın sıcaklığı bir miktar azalarak kondansere ulaşır. Flanş ısıtıcısında atılan ısı buzdolabı conta ve flanş bölgesinin ısıtılması amacıyla kullanılır. Kondenserde yoğuşmaya başlayan soğutkan kondanser çıkışında bulunan kapilerden geçerek buradaki kısılma işlemi ardından evaporatöre ulaşır. Evaporatöre sıvı halde gelen soğutkan buzdolabı içerisindeki ısıyı çekerek faz değiştirir ve bu esnada buzdolabı içerisinde soğutma işlemi gerçekleştirilir. Evaporatörden çıkan soğutkan tekrar kompresöre ulaşır ve bu şekilde soğutma çevrimi tamamlanmış olur.

Buzdolaplarında temel amaç buzdolabı iç hacminin soğutulması ile gıda ve içeceklerin hijyenik olarak sağlıklı şartlarda saklanmasıdır. Soğutma çevrimi yardımıyla soğutulan buzdolabı iç hacminde aynı sıcaklık değerinin korunması ancak iyi bir yalıtım ile sağlanabilmektedir. Buzdolabı yalıtımı temel olarak plastik bir iç cidar ile metal bir dış cidar arasında oluşturulan yalıtım hacmine poliol, izosiyonat ve köpürtme ajanının karıştırılması ve basınçlı olarak bu hacme doldurulması ile gerçekleştirilir. Yalıtım hacmine sıvı halde giren karışım köpürtme ajanının yardımı ile şişerek poliüretan haline gelir ve yalıtım hacmini tamamen doldurur. İç ve dış cidarlar karışımın dökümü esnasında bir kalıp gibi davranırlar ve yalıtım malzemesi bu cidarların şeklini alır. Bu şekilde hem mekanik bir stabilite hem de iyi bir yalıtım sağlanmış olur.

Buzdolabı yalıtımı ana komponenti olan poliüretanın yanında, buzdolabı kapısında kullanılan conta ile bu bölgenin geometrisi büyük önem taşımaktadır. Conta, gerek sızdırmazlığı sağlaması gerekse bu bölgeden iletimle gerçekleşen ısı geçişi açısından, contanın kabine iyi yapışması, yani sızdırmazlığı sağlaması ile ısı geçişinin iyileştirilmesi açısından conta ısı geçişinin düşük olması büyük önem taşımaktadır. Ek olarak conta ve flanş bölgesi geometrisi bu bölgede gerçekleşen hava sirkülasyonu açısından da büyük önem taşımaktadır.

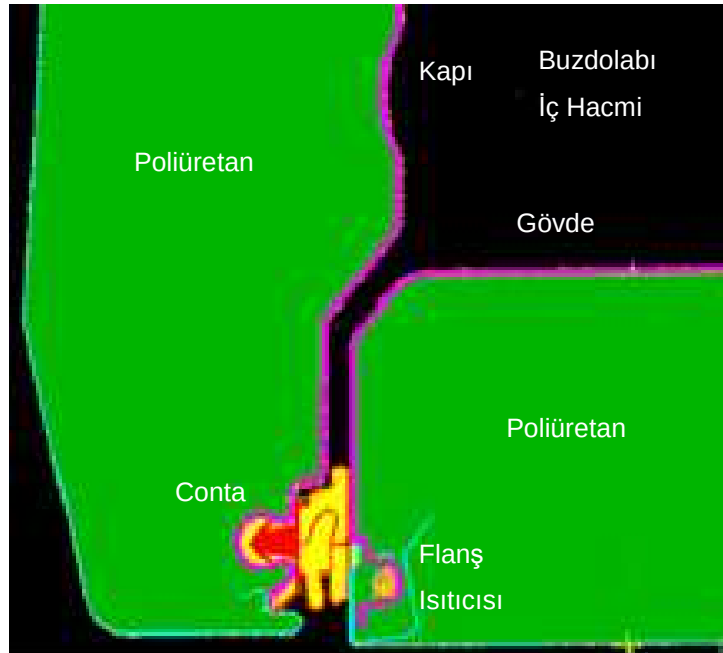
Buzdolaplarında yalıtım performansını etkileyen ana parametre yalıtım malzemesi ısı iletim katsayısı olarak tanımlanabilmektedir. Isı iletim katsayısının mümkün olduğunca düşük olması buzdolabı yalıtımını da iyileştirecektir. Buzdolabı yalıtımında poliüretan yalıtım malzemesi yanında ısı iletim katsayısı bu malzemenin 1/5 'i kadar olan vakumlu yalıtım panelleri (VIP) de buzdolaplarında kullanılmaktadır. Vakumlu yalıtım panelleri ile poliüretan yalıtım malzemesi kullanılarak yalıtımı

yapılmış bir buzdolabının yalıtım sisteminin kesit görüntüsü Şekil 2.2’de sunulmuştur.



Şekil 2.2 : Buzdolabı Yalıtım Sistemi Kesit Resmi

Şekil 2.2’de sunulduğu üzere bir buzdolabı yalıtım hacmi bir iç cıdar, bir dış cıdar, buzdolabı modeline göre VIP ve poliüretan yalıtım malzemesinden oluşmaktadır. VIP kullanıldığı durumda kabin yalıtım performansı %30 seviyelerine kadar iyileşmektedir. [3] Conta ve flanş bölgesinin yalıtım performansındaki dağılımı ise yalıtım malzemesi ısı iletim katsayısının azalması veya VIP uygulaması ile yüzdesel olarak etkisini arttırmaktadır. Tez kapsamında tanımlanan conta ve flanş bölgesi flanş ısıtıcısı ile birlikte şematik olarak Şekil 2.3’de sunulmuştur.



Şekil 2.3 : Conta ve Flanş Bölgesi Şematik Görünüşü

Şekil 2.3'de sunulduğu üzere buzdolabı conta ve flanş bölgesi, conta, flanş ısıtıcısı, kapı ve gövde geometrilerinden oluşmaktadır. Bu bölgeden gerçekleşen ısı geçişini etkileyen ana parametreler conta geometrisi ve ısı iletim katsayısı, flanş ısıtıcısı mesafesi, flanş ısıtıcısı soğutma sistemi sıralaması ve bu bölgede oluşan hava sirkülasyonu olarak tanımlanabilmektedir. Sistemin en iyi durumu olarak tanımlanabilecek durum ise kapı ile gövdenin birbirlerine yapıştırıldığı yani conta kullanılmadan buzdolabının tamamen kapalı bir kutu olarak hazırlandığı durumdur.

Buzdolabı performansı belirleyen en önemli iki parametre soğutma sistemi ile yalıtım sistemi olarak tanımlanabilmektedir. Bu sistemlerin mümkün olduğu kadar efektif çalışması buzdolabı performansını da yükseltecektir. Bu çerçevede, bu tez çalışması ile, conta ve flanş bölgesinden kaynaklanan ısı geçişinin buzdolabı performansına etkisinin incelenmesi ve bu etkinin azaltılması konularında literatüre katkıda bulunulmuştur.

3. BUZDOLAPLARINDA CONTA VE FLANŞ BÖLGESİ ISI GEÇİŞİ İLE İLGİLİ LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

3.1. Giriş

Günümüzde ev tipi buzdolapları evsel elektriğin %24 ve toplam elektrik harcamasının %6'sını yapmaktadır [2]. Bu nedenle, gerek buzdolabı üreticileri gerekse üniversite ve enstitüler bu oranın azaltılmasına yönelik olarak yoğun çalışmalar yürütmektedirler. Çalışmalar incelendiğinde yoğunluğun kompresörler ve yalıtım malzemeleri üzerinde olduğu görülmüştür. Bu çalışmanın da konusu olan conta ve flanş bölgesi ile ilgili olarak sınırlı sayıda çalışmaya ulaşılabilmektedir. Bu çalışmalarda ise genel olarak bu bölgeden gerçekleşen ısı geçişi ile ilgili olarak yapılan kabuller ile karşılaşılmış, ek olarak conta sistemleri ile ilgili sayısal çalışmalara ulaşılabilmektedir.

Tez çalışması kapsamında, buzdolaplarında conta ve flanş bölgesi ısı geçişi ile ilgili olarak yapılan literatür araştırması sonucunda elde edilen bilgiler, çalışmanın yapısına uygun olarak buzdolaplarında conta ve flanş bölgesi ile ilgili genel çalışmalar ve buzdolabı contalarının modellenmesi ve deneysel olarak incelenmesi olmak üzere iki alt bölüm halinde sunulmuştur.

3.2. Buzdolaplarının Conta ve Flanş Bölgesi ile İlgili Genel Çalışmalar

Mennink ve Berchowitz tarafından yapılan çalışmada, çevresel baskılar ve enerjinin verimli kullanımı gerekliliği sebebiyle beyaz eşya, özellikle buzdolabı üreticilerinin daha az enerji tüketen ve çevreye daha az zarar veren ürünler üzerinde yoğunlaşması gerekliliği vurgulanmış, bu amaçla Hollanda hükümetinin desteği ile hazırlanan bir buzdolabı prototipi ile ilgili çalışmalar anlatılmıştır [2]. Günümüzde, ev tipi buzdolapları, derin dondurucular ve bu cihazların kombinasyonları, toplam evsel elektriğin %24 'ünü ve toplam elektrik ihtiyacının %6 'sını kullanmaktadır. Çalışmanın amacı olarak, 200 lt. hacminde, enerji tüketimi 50 kWh/yıl değerinin altında fotovoltaik bir prototip üretilmesi belirlenmiştir. Aynı özelliklere sahip mevcut bir ürün ise 300 kWh/yıl enerji tüketimine sahiptir. Mevcut buzdolabının gerekli enerji tüketiminin buzdolabı geometrisine bağlı olarak %75 – 90 'ı yalıtımdan kaynaklanan kayıplar için kullanılmaktadır. Buna bağlı olarak kapı açma kapamalar ve kabin içi

yükler bu etki yanında ufak bir etki yaratmaktadır. Böyle bir dolabın iyileştirilmesi amacıyla yapılabilecek çalışmalar, kabin ve kapı yalıtımının iyileştirilmesi, daha verimli kompresör kullanımı, kapı conta flanş bölgesinin iyileştirilmesi, daha verimli evaporatör ve kondenser kullanımı olarak vurgulanmıştır. Belirtilen iyileştirmelerin yanında mevcut ve yalıtımı iyileştirilmiş bir buzdolabı için iki farklı sıcaklık şartında yalıtım, kapı açma kapama ve kabin içi yüklerinden kaynaklanan ısı yükleri ile sistem SEK ve kabin sabiti (UA) değerleri Tablo 3.1’de sunulmuştur.

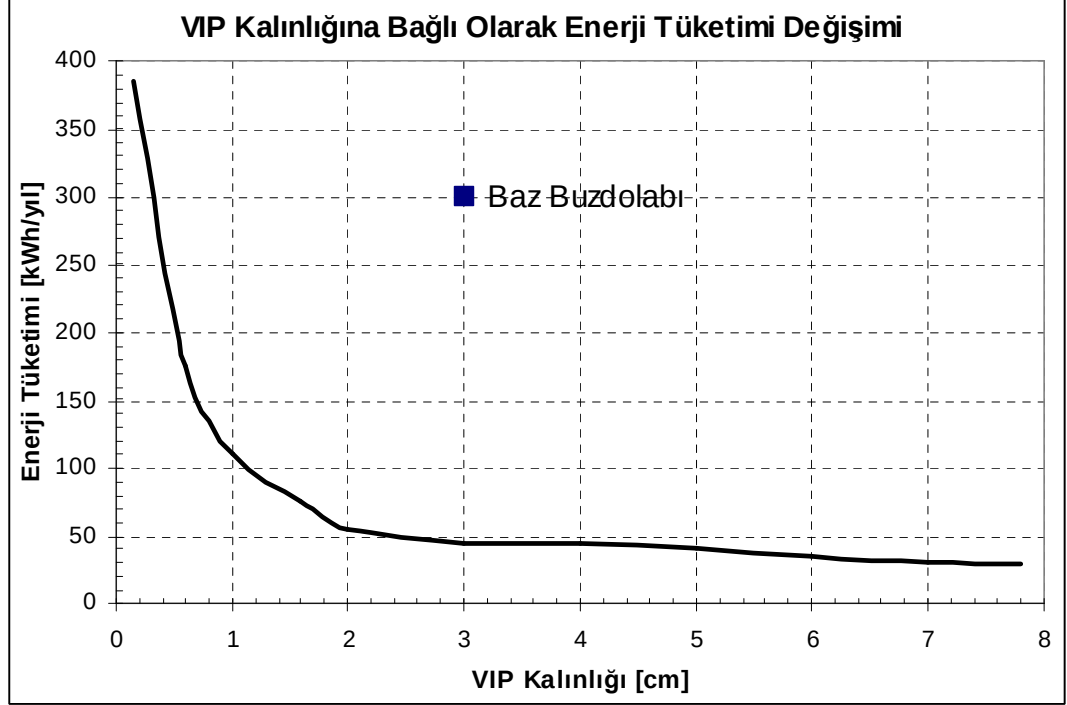
Tablo 3.1 : Mevcut Ve İyileştirilmiş Buzdolabı Isı Yükleri [2]

	Mevcut Buzdolabı			İyileştirilmiş Buzdolabı		
Yalıtım	Kabin : 3.0 cm Kapı : 2.0 cm.			Kabin : 6.5 cm Kapı : 7.0 cm.		
	21 °C	[%]	25 °C	21 °C	[%]	25 °C
Q_{1D} (Yalıtım) [W]	20.4	71.3	26.2	10.3	55.7	13.6
q_{seal} (Conta/Flanş) [W]	2.91	10.1	2.9	2.9	15.7	2.9
q_d (Kapı Açma) [W]	2.2	7.7	-	2.2	11.9	-
q_c (Kabin Yük) [W]	3.1	10.9	-	3.1	16.7	-
Toplam [W]	28.6	100	29.1	18.5	100	16.5
SEK [W/W]	0.94	-	0.83	1.56	-	1.41
Cihaz Sabiti (UA) [W/K]	1.46			0.83		

Belirtilen sistemde, birincil iyileştirme olarak yalıtımın iyileştirilmesi düşünülmüştür. Bu çerçevede, vakumlu yalıtım panelleri (VIP) kullanımı yapılarak, yalıtım kalınlığı azaltılmıştır. Yalıtım kalınlığının azaltılması buzdolabı kullanılabilir hacmini 50 lt. arttırmıştır. Kullanılan VIPlerin merkezi ısı iletim katsayısı λ_{merkez} , 1.5 mW/m.K ve toplam ısı iletim katsayısı λ_{toplam} , 2.9 mW/m.K olarak ölçülmüştür. Konvansiyonel poliüretanın ısı iletim katsayısının 24 mW/m.K olduğu göz önüne alındığında, VIPli ince bir yalıtım ile bu hacim kazancı mümkündür. VIPlerin mevcut yalıtım sistemi ile kullanılması ile ise, daha iyi bir yalıtım sağlanarak cihaz sabitinin 0.5 W/K ‘e

¹ Bu değer, yazarlar tarafından kabul edilen değerdir. Kabul, conta uzunluğunun 3.6 m. ve ısı iletim katsayısının 0.04 W/m.K olduğu varsayılarak yapılmıştır.

düşürülmesi mümkün gözükmetedir. 5 °C kabin içi sıcaklığına sahip derin dondurucusu bulunmayan bir buzdolabı için VIP yalıtım kalınlığına bağlı olarak buzdolabı enerji tüketiminin değişimi Şekil 3.1’de sunulmuştur.



Şekil 3.1 : VIP Yalıtım Kalınlığı Enerji Tüketimi İlişkisi

Yapılan çalışmada, iyileştirme olarak kullanılabilecek alternatiflerden bir diğeri verimli kompresörler veya 5 °C kabin içi sıcaklık değerine sahip kiler tipi buzdolapları için kullanılabilecek Stirling buzdolaplarıdır. Çalışmada yalıtım yanında yapılan bir diğery iyileştirme, Stirling buzdolabı kullanımı olmuştur. Çalışma sonucunda, hedeflenen enerji tüketim sonucuna ulaşılmıştır.

Buzdolaplarının çalışma prensibi, enerji tüketimi ve buna bağlı olarak ısı kayıpları Peart tarafından yapılan çalışmada sunulmuştur [4]. Buna göre çalışmada, öncelikle bir buzdolabı için gerekli yalıtım ve sistem komponentleri belirlenmiş, bu komponentlerin görevleri detaylandırılmıştır. 21 °C ortam sıcaklığında bulunan bir buzdolabının yıllık enerji tüketiminin komponentler bazında dağılımı Tablo 3.2’de sunulmuştur.

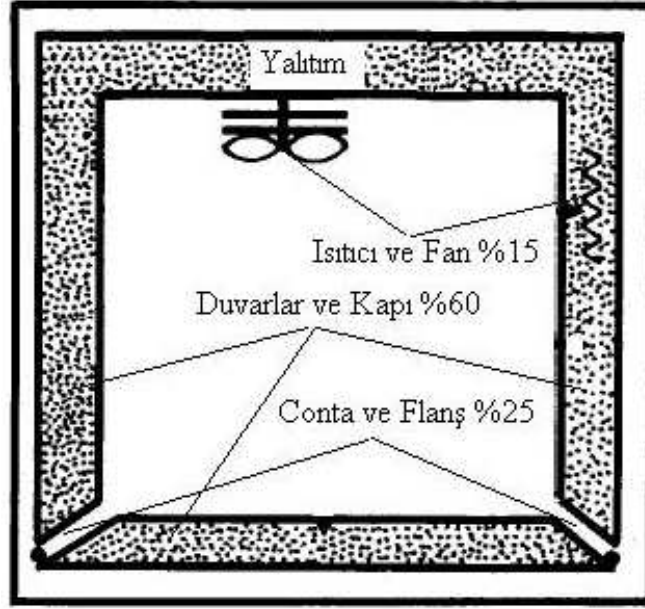
Tablo 3.2 : Bir Buzdolabının Enerji Tüketiminin Komponentler Bazında Dağılımı

Komponent	Tüketim [kWh/yıl]
Yüksüz Çalışma Enerji Kullanımı	
Duvarlar ve Kapıdan Isı Kazancı	720

Tablo 3.2 : Bir Buzdolabının Enerji Tüketiminin Komponentler Bazında Dağılımı (Devam)

Komponent	Tüketim [kWh/yıl]
Conta – Flanş Bölgesinden Isı Kazancı	300
Elektriksel Yükler (Isıtıcı / Fan)	
Ara Toplam	1200
Çalışmada Enerji Kullanımı	
Gıda Soğutma ve Dondurma	
Taze Gıda	12
Derin Dondurucu	56
Gıdalara Soğuk veya Donmuş Bekletme	0
Ara Toplam	68
Ek Enerji Kullanımı	
Isı Kaynağı	45
Oda Sıcaklığı	
Kış / 3 ay 18 °C	12
Yaz / 5 ay 24 °C	75
Sıcaklık Ayar Değerleri	
Taze Gıda / (+2) – (+5) °C	±80
Derin Dondurucu / (-18) – (-13) °C	±10
Kapı Açma Kapama / günde 40 kez	50 – 120
Paketlenmemiş Yiyecekler	4
Yüksek Nem Geçişleri	90
Ara Toplam	162 – 412
Toplam	1430 - 1680

Çalışmada elde edilen değerlere göre, conta ve flanş bölgesinden kaynaklanan enerji tüketimi, yüksüz çalışmada toplam enerjinin %25 'i ve evde kullanımda toplam enerjinin %18 - %21 'i olmaktadır. Bu değerlere bağlı olarak bir buzdolabı kabininin enerji ihtiyacının yüzdesel olarak kabin komponentlerine dağılımı Şekil 3.2'de sunulmuştur.



Şekil 3.2 : Enerji İhtiyacının Kabin Komponentlerine Göre Yüzdesel Dağılımı

Stein ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, kapının kapalı olduğu durumlar için kabin içinde nemin etkisi ve ortamdan kabin içine giren nem incelenmiştir [5]. Çalışmada, buzdolabı enerji tüketiminin azaltılması için, yalıtım kalınlığının artırılması, iyileştirilmiş conta ve flanş bölgesi ve iyileştirilmiş soğutma sisteminin iyi çözümler olduğu, bu alternatifleri uygularken insan sağlığı açısından büyük önem taşıyan kabin içi nem kontrolünün de dikkat edilmesi gereken bir parametre olduğu vurgulanmıştır. Kabin içinde bulunan ıslak yüzeyler ve conta ve flanş bölgesinden kabin içine giren su buharının nem kaynağı olduğu belirtilmiş, bu amaçla bu iki kaynağın detaylı olarak incelemesi yazarlar tarafından yapılmıştır.

Çalışmada, bir buzdolabı modeli seçilmiş, kabin içerisine içinde su bulunan tavalar yerleştirilerek suyun buharlaşması sağlanmıştır. Bu esnada, kabin içinden 30 ve ortamdaki iki adet olmak üzere toplam 32 farklı noktadan sıcaklık değeri ölçülmüştür.

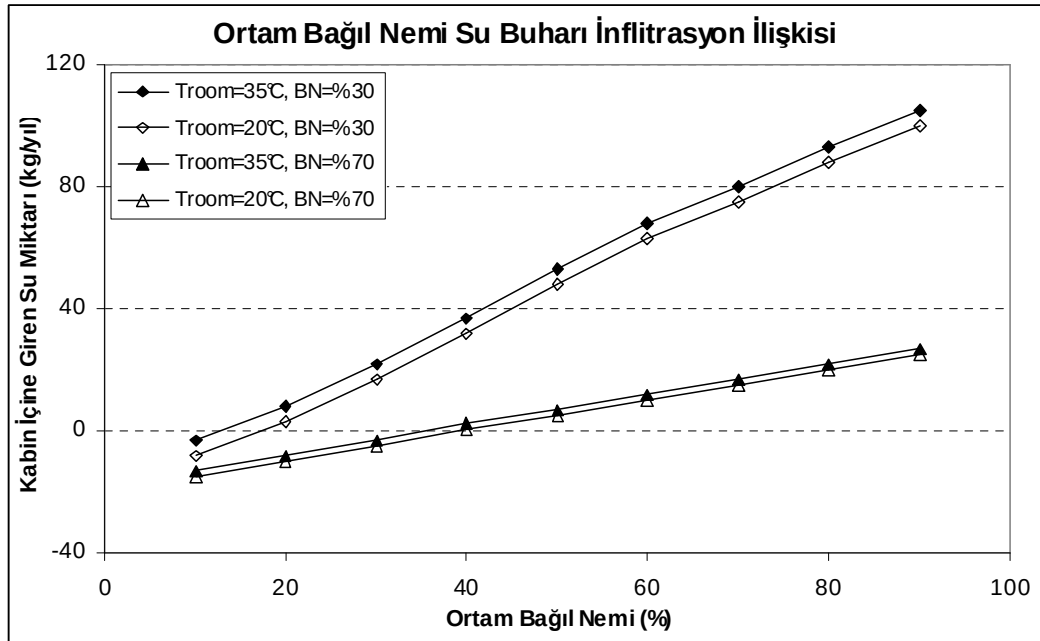
Kabin içerisinde bulunan evaporatörde oluşan birikimin sadece kabin içerisinde bulunan suyun buharlaşmasından değil, ortamdaki kabin içine conta – flanş bölgesi ve kabinin herhangi bir bölgesinden olan sızıntılardan kaynaklandığı, bunun

sebebinin de kabin içindeki su buharı ile ortam basıncının farklılığından kaynaklandığı vurgulanmıştır.

Deneyde kullanılan buzdolabında, derin dondurucu conta uzunluğu 1.8 m. ve taze gıda conta uzunluğu 2.4 m.'dir. Conta infiltrasyon katsayısı ise $0.01 \text{ g dak}^{-1} \text{ m}^{-1} \text{ kPa}^{-1}$ olarak hesaplanmıştır. Conta su infiltrasyon miktarı ile toplam conta su buharı basınç farkı ilişkisini veren eşitlik aşağıda sunulmuştur.

$$\dot{m}_{\text{gask}} = h_{\text{gask}} \cdot [L_{\text{ff}} \cdot (P_{\text{wvamb}} - P_{\text{wvff}}) - L_{\text{frz}} \cdot (P_{\text{wvamb}} - P_{\text{wvfrz}})] \quad (3.1)$$

Derin dondurucu bölümü sıcaklığının $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ve taze gıda bölümü sıcaklığının $+5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ olması durumunda, conta ve flanş bölgesi ile sızıntılar yoluyla kabin içine giren su buharı miktarı Şekil 3.3'de sunulmuştur.



Şekil 3.3 : Conta – Flanş Bölgesinden Kabin İçine Giren Su Buharı Miktarı

Ghassami ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, conta bölgesinin buzdolabına etkisi incelenmiştir [6]. Amerika 'da buzdolapları toplam enerjinin %8 'ini tüketmektedir. Buzdolaplarında conta bölgesinden kaynaklanan ısı kazancı toplam ısı kazancının %21 'i seviyesindedir. Çalışmada, farklı conta geometrileri önerilmiş, buna bağlı olarak olası kazançlar nümerik olarak elde edilmiştir. Çalışma sonuçları olarak, kabin yalıtımının iyileştirilmesiyle conta bölgesinden kaynaklanan kaçakların daha baskın olacağı, çift katmanlı contaların üretim sıkıntıları sebebiyle kullanımının zor olduğu ve bu sebeple tek katmanlı contaların geliştirilmesi gerekliliği ve conta bölgesinden kaynaklanan kaçakların toplam kaçaklara oranının yüksek olduğu elde edilmiştir.

Fine ve arkadaşları, çalışmalarında seçtikleri farklı buzdolapları için enerji tüketim değerlerini iyileştirmek için oluşturdukları alternatifleri ve bu alternatiflerin deneysel olarak uygulamasını sunmuşlardır [7]. Çalışmada, farklı firmaların buzdolapları karşılaştırılmış, enerji tüketimi deneyleri DOE 'nin belirlediği standartlara uygun olarak yapılmıştır. Seçilen buzdolaplarında yapılan iyileştirmeler, kabin ve soğutma sistemi üzerinde yoğunlaşmıştır. Yazarlar kabinde yaptıkları iyileştirmeleri aşağıdaki gibi sunmuşlardır.

- Poliüretan yalıtım malzemesinin iyileştirilmesi
- Yalıtım sistemine VIP uygulaması
- Conta sisteminin iyileştirilmesidir.

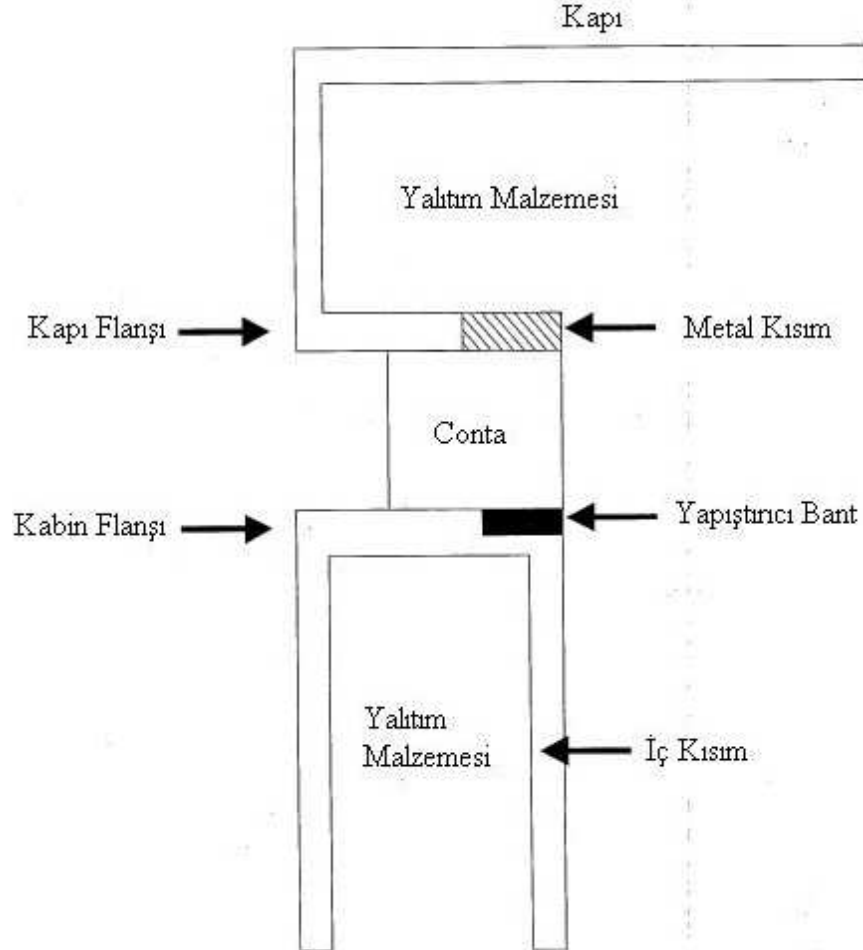
Çalışmada baz olarak kullanılan buzdolabı özellikleri Tablo 3.3'de sunulmuştur.

Tablo 3.3 : Çalışmada Kullanılan Baz Buzdolabı Özellikleri

Buzdolabı Özellikleri	Baz	İyileştirilmiş
Derin Dondurucu Hacmi (litre)	156	156
Taze Gıda Hacmi (litre)	408	408
Yükseklik (mm.)	1676	1753
Genişlik (mm.)	813	889
Derinlik (mm.)	711	787
Kapı Yalıtım Kalınlığı (mm.)	38	71
Taze Gıda Yan Duvarlar Yalıtım Kalınlığı (mm.)	46	84
Taze Gıda Arka Duvar Yalıtım Kalınlığı (mm.)	46	92
Taze Gıda Taban Yalıtım Kalınlığı (mm.)	46	84
Derin Dondurucu Yan Duvarlar Yalıtım Kalınlığı (mm.)	56	92
Derin Dondurucu Arka Duvar Yalıtım Kalınlığı (mm.)	56	102
Derin Dondurucu Tavan Yalıtım Kalınlığı (mm.)	56	92
Ara Bölme Yalıtım Kalınlığı (mm.)	64	64
Enerji Tüketimi (kWh/24h)	2.33	1.63

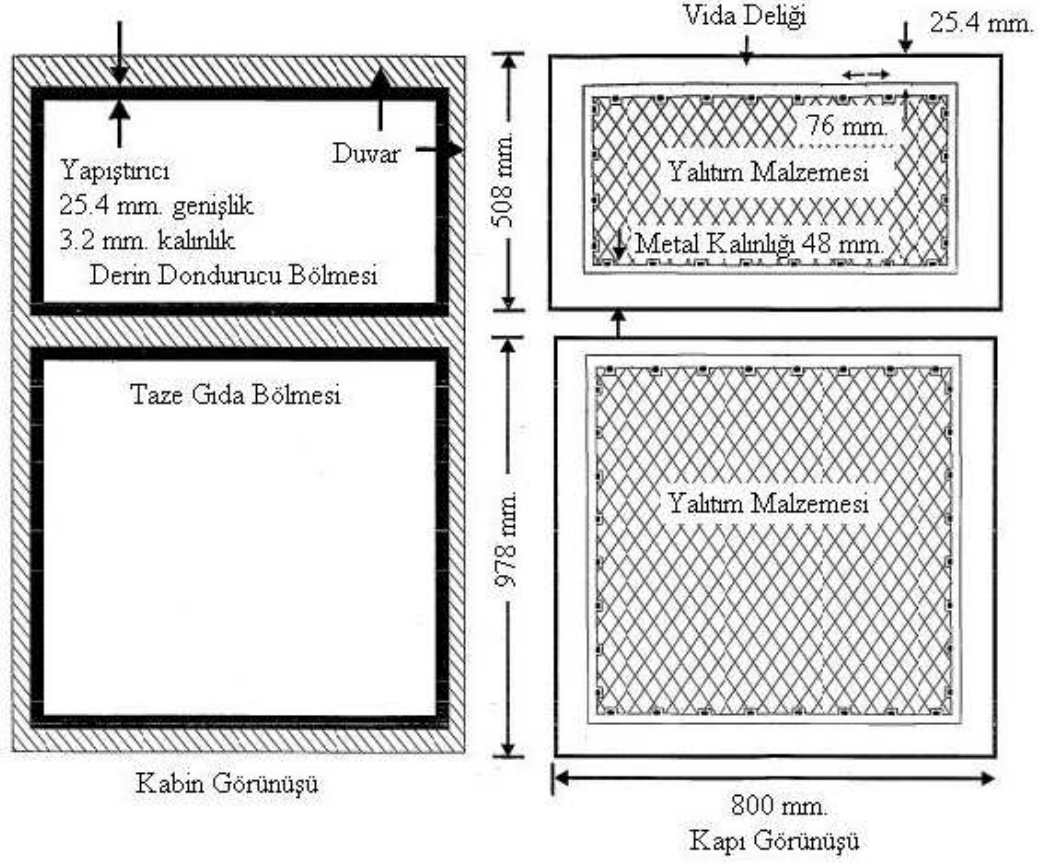
Çalışmada kullanılan buzdolabında Tablo 3.3 'de belirtilen yalıtım iyileştirmeleriyle %30 'luk bir enerji kazancı sağlanmıştır. Kabinde uygulanabilecek bir diğer iyileştirme VIP kullanımıdır. Kabin yüzey alanının %50 'sinin VIP ile kaplandığı durumda yapılan enerji tüketimi testleri enerji tüketiminde %13 'lük bir kazanç ortaya koymuştur. Aynı buzdolaplarının 18 ay sonra enerji tüketimlerinin ölçülmesi sonucunda elde edilen değer ise ilk elde edilen değer %16 fazlasıdır. Bu durum VIPIlerin ömürlerini tamamlaması olarak yorumlanmıştır.

Kabinde yapılabilecek son iyileştirme ise conta bölgesinde yapılabilecek çalışmalar olarak belirtilmiştir. Daha önce yapılan çalışmalar, conta ve flanş bölgesinde yapılacak iyileştirmeler ve geometrik değişikliklerin bu bölgeden kaynaklanan ısı akışının %50 oranında azaltılabileceğini göstermektedir. Çalışmada kullanılan conta kesiti Şekil 3.4'da sunulmuştur.



Şekil 3.4 : Çalışmada Kullanılan Conta Kesiti

Conta – flanş bölgesinde yapılan ikinci iyileştirme kapı tarafında bulunan metal kısmın çıkarılmasıdır. Bu sistem Şekil 3.5'te sunulmuştur.



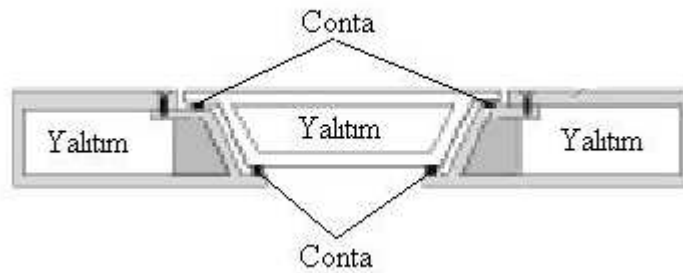
Şekil 3.5 : İyileştirilmiş Conta Önden Görünüşü

Yapılan conta iyileştirmelerinin buzdolabı enerji tüketimine etkisi Tablo 3.4'de sunulmuştur.

Tablo 3.4 : Conta İyileştirmelerinin Enerji Tüketimine Etkisi

Sistem Özellikleri	Baz	İyileştirilmiş
Kompresör	Verimli	Verimli
Conta	Mevcut	İyileştirilmiş
Soğutucu Akışkan	HCFC 123 ve R-290	HCFC 123 ve R-290
Şarj Miktarı (g.)	210	210
FF / FRZ Sıcaklıkları (°C)	3.66 / -14.78	3.61 / -14.72
Çalışma Oranı (%)	0.26	0.25
Enerji Tüketimi (kWh/24h)	1.05	1.01
Kazanç (%)	0.00	4.00

Pond tarafından hazırlanan makalede, yatlar için hazırlanan buzdolapları/derin donduruculardan bahsedilmiştir [1]. Pond, yatlar için buzdolabı/derin dondurucuların, teknenin yapım aşamasında kullanılacağı yerde üretilmesinin hazır bir sisteme göre çok daha kullanışlı olacağını vurgulamış, cihazların üretimi için bilgiler vermiştir. Sistem üç aşamada çalışılmıştır. Buna göre, birinci aşama buzdolabı kabin ve yalıtım sisteminin oluşturulması olarak belirlemiştir. Bu aşamada, kabin hazırlanır ve çevresinde bir yalıtım sistemi oluşturulur. Yalıtım sistemi olarak poliüretan kullanılabilir. Bir diğer alternatif ise, sistemde VIP kullanımıdır. Bu şekilde, buzdolabı iç hacminin arttırılabileceği vurgulanmıştır. İkinci aşama olarak buzdolabı kapısı belirtilmiştir. Buzdolabı kapısı yerleşim olarak önem taşımaktadır. Buzdolabının üstten yüklemeli olması durumunda, ki bu yazar tarafından tercih edilen bir sistemdir, buzdolabı kapısı kendi ağırlığı ile contanın sıkı bir şekilde kabin ile temasını sağlayacaktır. Soğuk hava, sıcak havadan daha ağırdır ve bu özelliğine bağlı olarak sıcak hava buzdolabı üst bölgesinde bulunur. Bu şekilde üstten yüklemeli dolaplarda soğuk havanın kabin içerisinde kalması sağlanabilir. Konvansiyonel, yani yanda kapısı bulunan dolaplarda ise bu avantajdan faydalanmak mümkün değildir. Yazar, yatlar için hazırlanan buzdolabı/derin dondurucularda kesinlikle, ortam havasının kabin içine girmesinin önlenmesi gerektiğini vurgulamıştır. Ancak bu şekilde, sistemin verimli çalışması sağlanabilmektedir. Yazar, buzdolabı içerisine çalışma esnasında hava girişinin önlenmesi amacıyla çiftli conta sistemi önermiştir. Sistemin şematik resmi Şekil 3.6'da sunulmuştur.



Şekil 3.6 : Üstten Yüklemeli Buzdolabı Kapı Detayı

Buzdolaplarının kararlı rejimde çalışmasının modellenmesi ile ilgili bir çalışma Klein ve arkadaşları tarafından sunulmuştur [8]. Çalışmada, kondenser, plaka tipi evaporatör, kapileri, kompresör ve yalıtım sistemleri modellenmiştir. Çalışmanın yapılmasındaki ana amaç, çevresel baskılar ve tüm dünyanın enerji kullanımının azaltılması yönündeki baskıların etkisiyle, buzdolabı üreticilerinin mevcut sistemlerinin iyileştirmesi çalışmalarını, büyük zaman ve bütçe gerektiren deneysel

Çalışma yerine modelleme yaparak sonuca ulaştırması olarak belirlenmiştir. Yazarlar, bu amaçla bilgisayar ortamında çalışan bir program hazırlamışlardır. Program 6 ana matematik modelden oluşmaktadır. Bu modeller, kompresör, kapileri, yalıtım, emme hattı, kondenser ve evaporatör modelleridir. Çalışmada, üç model detaylandırılmıştır. Bu modellerden yalıtım ile ilgili olan modelin oluşturulmasında, kabin yalıtımı ve kapı contaları dikkate alınmıştır. Buna göre, kabin toplam ısı kazancı q_{tot} , kapı ve duvarlarda oluşan tek boyutlu ısı geçişi q_{1D} ve conta ve flanş bölgesinden kaynaklanan ısı geçişi q_{seal} değerlerinin toplamıdır.

$$q_{tot} = q_{1D} + q_{seal} = q_{1D} + q_{seal} + q_{f, wall} + q_{f, door} \quad (3.2)$$

Conta ve flanş bölgesinden kaynaklanan ısı kazancı, toplam ısı kazancının %30 'u mertebesinde olmaktadır. Bu ısı kazancını üç ayrı kısma ayırmak mümkündür. Bunlar, contadan kaynaklanan ısı kazancı q_{seal} , duvar boyunca metal kısımdan kaynaklanan ısı kazancı $q_{f, wall}$ ve kapı boyunca metal kısımdan kaynaklanan ısı kazancı $q_{f, door}$ 'dur. Conta bölgesinden kaynaklanan ısı kazancını aşağıdaki şekilde tanımlamak mümkündür.

$$q_{seal} = K L_{seal} (T_{room} - T_{cab}) \quad (3.3)$$

Eşitlikten görülebileceği üzere, conta bölgesinden kaynaklanan ısı kazancına conta uzunluğu, ortam sıcaklığı, kabin içi sıcaklığı ve 3.4 eşitliğinde hesaplama yöntemi gösterilen K conta ısı iletim katsayısı etki eden parametrelerdir.

$$K = \frac{q_{tot} - q_{1D}}{L_{gask} \cdot (T_{cab} - T_{room})} \quad (3.4)$$

Çalışma çerçevesinde oluşturulan model ile deneysel çalışma sonucunda elde edilen değerlerin karşılaştırılması Tablo 3.5 ve Tablo 3.6'da sunulmuştur.

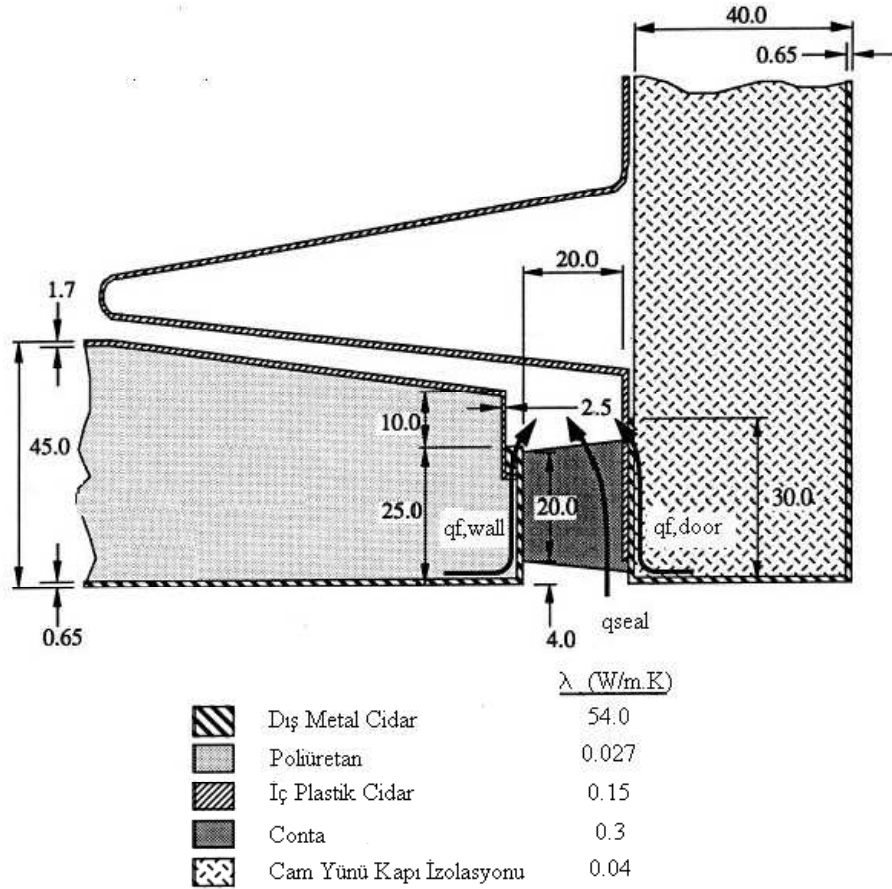
Tablo 3.5 : Model – Deneysel alışma Karşılaştırması (41.6 C)

Ortam Sıcaklığı = 41.6 C	Deneysel	Model
Emme Basıncı (bar)	1.12	1.25
Egzos Basıncı (bar)	15.16	15.24
Kabin İçi Sıcaklık (C)	5.2	5.4
Kompresör Egzos Sıcaklığı (C)	88.3	88.6
Kompresör Gücü (W)	76.3	77.1

Tablo 3.6 : Model – Deneysel Çalışma Karşılaştırması (31.1 °C)

Ortam Sıcaklığı = 31.1 °C	Deneysel	Model
Emme Basıncı (bar)	0.84	0.96
Egzos Basıncı (bar)	11.32	11.48
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-3.5	-2.7
Kompresör Egzos Sıcaklığı (°C)	73.0	74.5
Kompresör Gücü (W)	67.3	68.7

Boughton ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, bir buzdolabının çalışma şartlarında ve kapısının kapalı olması durumunda ısı yükleri incelenmiştir [9]. Amerika 'da buzdolapları tüketilen toplam elektriğin %8 'ini harcamaktadır. Bir buzdolabı için üç ana ısı yükü vardır. Bu ısı yükleri, duvarlar ve kapıdan gelen yükler, ısı köprülerinden kaynaklanan yükler ve diğer yükler olarak tanımlanabilir. Çalışma çerçevesinde seçilen buzdolabının conta ve flanş bölgesi Şekil 3.7'de sunulmuştur.

**Şekil 3.7 : Conta Ve Flanş Bölgesi**

Çalışmada tanımlanan ısı yükleri olan duvarlar ve kapıdan gelen yükler, ısı köprülerinden kaynaklanan yükler ve diğer yükler aşağıdaki gibi formüle edilebilmektedir.

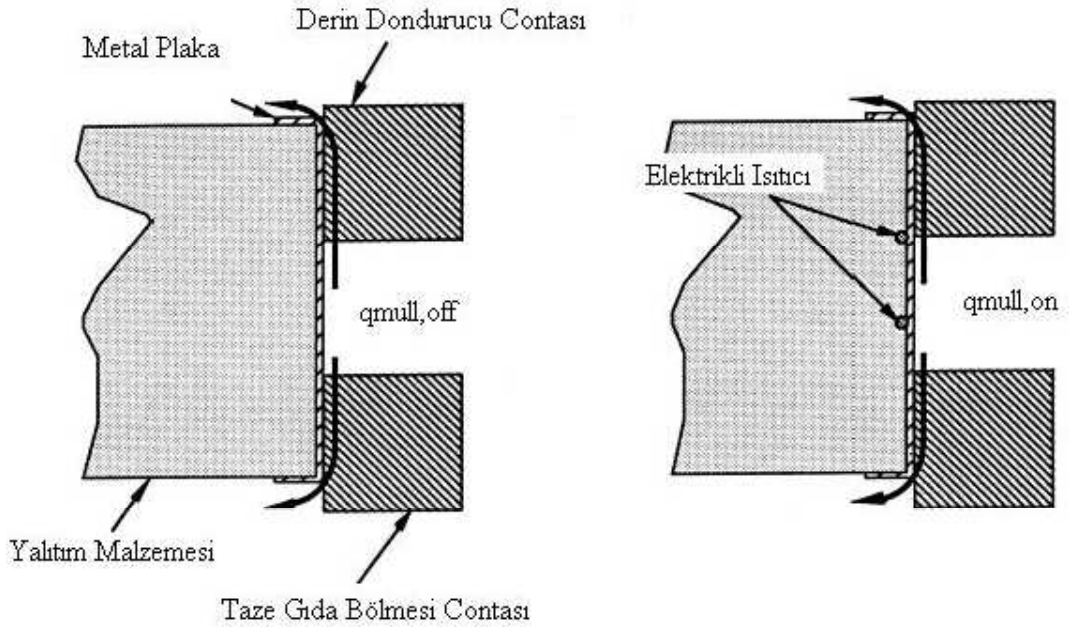
$$Q_{tot} = Q_{1D} + Q_{tb} + Q_o \quad (3.5)$$

3.5 eşitliğinde sunulan ısı köprü yüklerinin detayı 3.6 eşitliğinde ve diğer yüklerin detaylı hali 3.7 eşitliğinde sunulmuştur.

$$Q_{tb} = Q_{f,wall} + Q_{f,door} + Q_{seal} + Q_{mull,on} + Q_{tube,ave} \quad (3.6)$$

$$Q_o = Q_{fan,ave} + Q_{defrost,ave} + Q_{comp,ave} \quad (3.7)$$

Çalışmada kullanılan buzdolabının ara bölme bölgesi Şekil 3.8'de sunulmuştur.



Şekil 3.8 : Ara Bölme Kesiti

Şekil 3.10'da sunulduğu üzere, ısıtıcının devrede olduğu ve devrede olmadığı iki ayrı durum mevcuttur. Çalışmada, yukarıdaki eşitliklerde sunulan ısı yüklerinden bazıları deneysel bazıları ise nümerik olarak elde edilmiştir. Deneysel olarak elde edilen değerler, $Q_{f,wall}$, $Q_{f,door}$, $Q_{mull,off}$, $Q_{mull,on}$ ve $Q_{comp,ave}$ olmuştur. Elde edilen değerler Tablo 3.7 'de sunulmuştur.

Tablo 3.7 : Deneysel Olarak Elde Edilen Değerler

Bölge	Isıl Yük (W)
$Q_{f,wall,ff}$	2.8

Tablo 3.7 : Deneysel Olarak Elde Edilen Değerler (Devamı)

Bölge	Isıl Yük (W)
$Q_{f,wall,frz}$	2.1
$Q_{f,wall}$	4.9
$Q_{f,door,ff}$	3.3
$Q_{f,door,frz}$	3.3
$Q_{f,door}$	6.6
$Q_{mull,off,ff}$	0.9
$Q_{mull,off,frz}$	0.7
$Q_{mull,off}$	1.6
$Q_{mull,on,ff}$	4.9
$Q_{mull,on,frz}$	12.6
$Q_{mull,on}$	(%50 çalışma oranı) 8.8
$Q_{comp,ave}$	2.0

Çalışmada belirlenen deneysel değerler ardından, nümerik çalışmalar yapılmıştır. Çalışma çerçevesinde elde edilen tüm değerler ve bu değerlerin toplam buzdolabı ısı yükü üzerinde % dağılımı Tablo 3.8 'de sunulmuştur.

Tablo 3.8 : Çalışmada Elde Edilen Değerler Ve Bu Değerlerin % Etkisi

Bölge	Isıl Yük (W)	Etki (%)
Q_{1D}	55.0	59.1
Q_{tb}	26.5	28.5
$Q_{mull,on}$	8.8	9.4
Q_{seal}	2.5 ¹	2.7

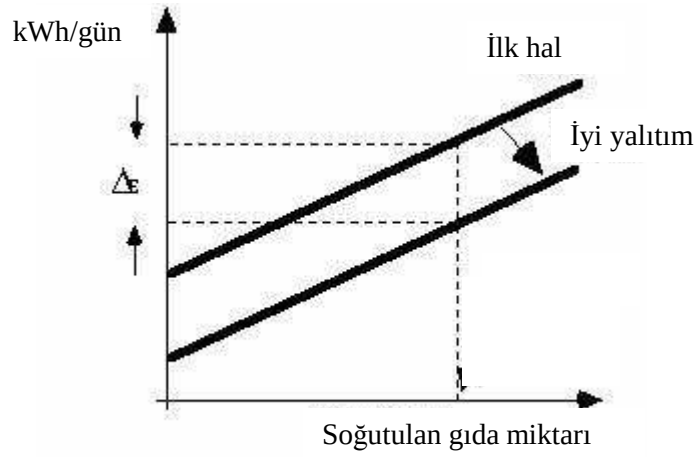
Tablo 3.8 : Çalışmada Elde Edilen Değerler Ve Bu Değerlerin % Etkisi (Devamı)

Bölge	Isıl Yük (W)	Etki (%)
$q_{f,wall}$	4.9 / 5.5 ¹	5.3
$q_{f,door}$	6.6 / 5.5 ¹	7.1
$q_{tube,ave}$	3.7 ¹	4.0
q_o	11.6	12.4
$q_{fan,ave}$	4.6	4.9
$q_{defrost,ave}$	5.0	5.4
$q_{comp,ave}$	2.0	2.1
q_{tot}	93.1	100

Tablo 3.8 'de sunulduğu üzere seçilen buzdolabı kabini için toplam ısı yükü 93.1 W olarak hesaplanmıştır. Bu miktarın %28.5 'i ise conta ve flanş bölgesi olarak adlandırılabilir, kapı ve kabin flanş bölgesi, conta ve ısıtıcılardan kaynaklanmaktadır.

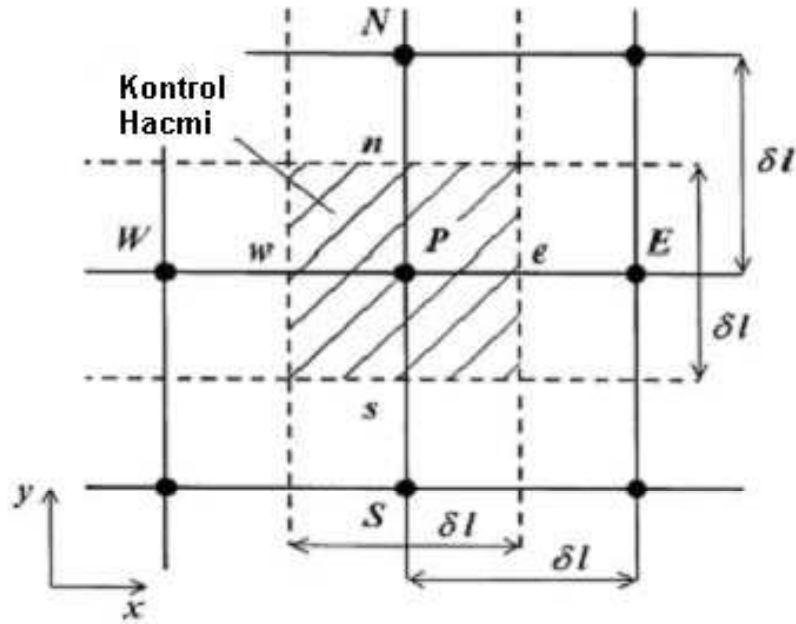
Meier tarafından yapılan çalışmada, dünyadaki enerji kullanımının miktarı ve enerji kullanımının azaltılmasına yönelik olarak değişik sektörler ve ürünler için yapılan çalışmalar anlatılmıştır [10]. Çalışmaların yapıldığı sektörlerden birinin beyaz eşya sektörü ve cihazlardan birinin Amerika 'da ki toplam elektriğin %8 'ini kullanan buzdolapları olduğu belirtilmiştir. Buna göre, buzdolaplarında enerji tüketimini etkileyen birincil parametrenin çalışma anında buzdolabının çektiği güç ve çalışma oranı olduğu, diğer yandan buzdolabı çalışmasında kompresörün durduğu durumlarda kabin iç hacminin ısınma süresinin buna bağlı olarak yalıtım sisteminin ikinci önemli parametre olduğu vurgulanmıştır. Conta sistemlerinin de yalıtım sisteminin bir parçası olarak iyileştirilmesi gereken önemli bir parametre olduğu vurgulanmıştır. Yalıtım iyileştirildiği durumda, enerji tüketiminin değişimi Şekil 3.9'da sunulmuştur.

¹ Nümerik olarak hesaplanan değerler



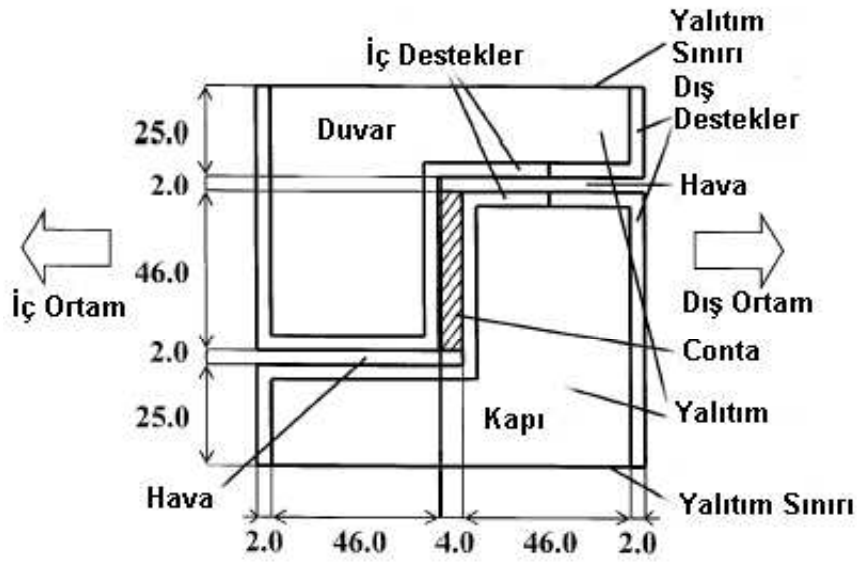
Şekil 3.9 : Enerji Tüketiminin Yalıtım İyileştirilmesi İle Değişimi

Isıl köprü problemlerinde ısı akışının görsel olarak ortaya koyulması amacıyla bir çalışma Fukuyo tarafından yapılmıştır [11]. Ayrıca çalışmada ısı köprülerin ısı kayıpları üzerindeki etkisi de belirlenmeye çalışılmıştır. Isı akış yoğunlukları kontrol hacmi başına ısı kazancı ve kaybı olarak tanımlanmıştır. Fukuyo, çalışmasında daha önce yapılmış çalışmalarda sıcaklık dağılımlarının belirlendiğini ancak bu çalışmaların ısı köprülerin yeri ve yoğunluğu hakkında yeterli bilgi veremediğini belirtmiştir. Ortaya koyduğu çalışmada, Şekil 3.10'deki gibi bir kontrol hacmi ele alınıp sonlu hacimler yöntemiyle ısı kayıplar belirlenmiştir.



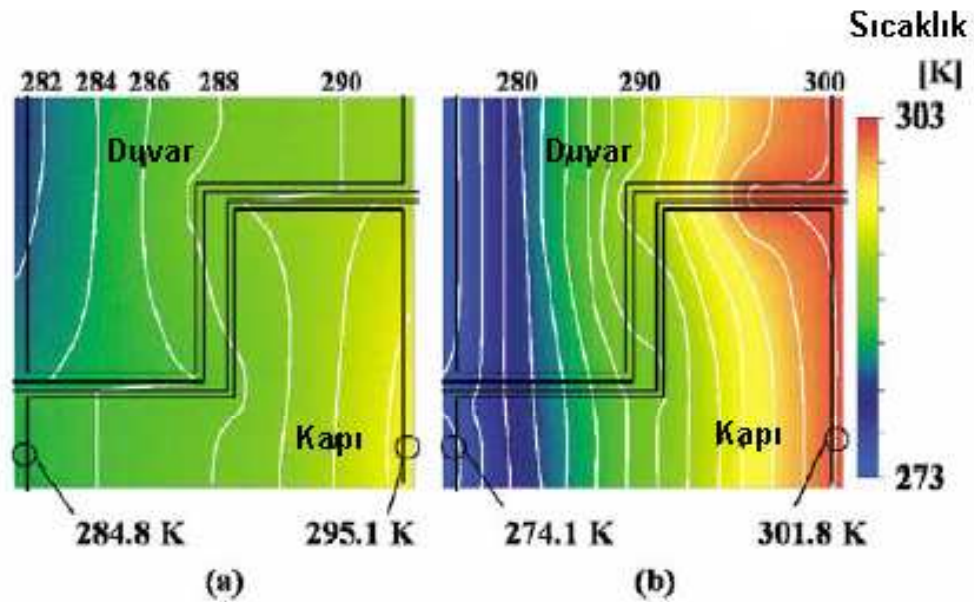
Şekil 3.10 : Kontrol Hacmi

Çalışmada örnek olarak bir buzdolabının conta – flanş bölgesi ele alınmıştır. Sistem Şekil 3.11'de sunulmuştur.

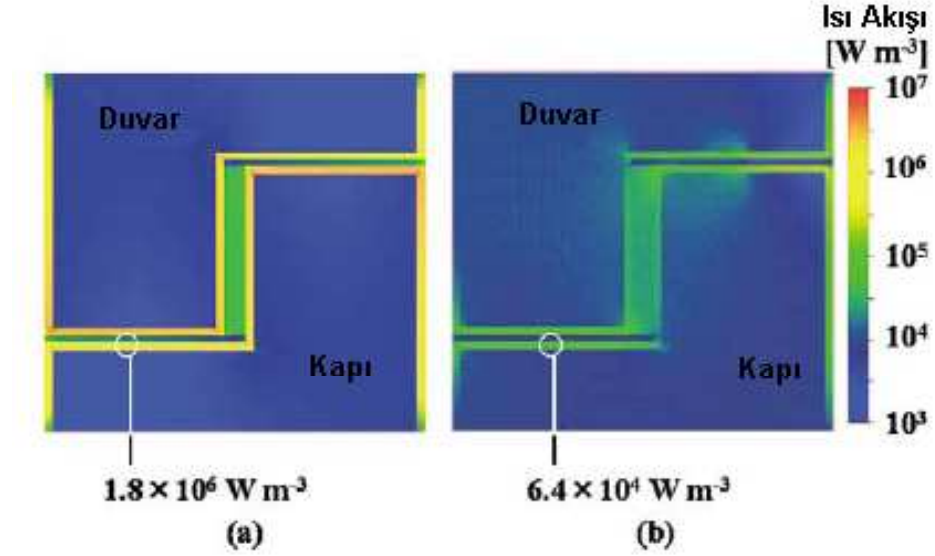


Şekil 3.11 : Conta Ve Flanş Bölgesi Kesiti

Şekil 3.11’de gösterilen bölge 10 bin kontrol hacmine bölünmüştür. Simülasyon çelik panel kesit ve ABS plastik kesiti için yapılmış, sıcaklık dağılımı Şekil 3.12 ve ısı akış yoğunluğu Şekil 3.13’de sunulmuştur. Isı akış yoğunluğuna bakıldığında çeliğin ısıyı 28 kat daha iyi taşıdığı görülmektedir.



Şekil 3.12 : Conta Ve Flanş Bölgesi Kesiti Sıcaklık Dağılımı



Şekil 3.13 : Conta Ve Flanş Bölgesi Kesiti Isı Akısı Yoğunluğu Dağılımı

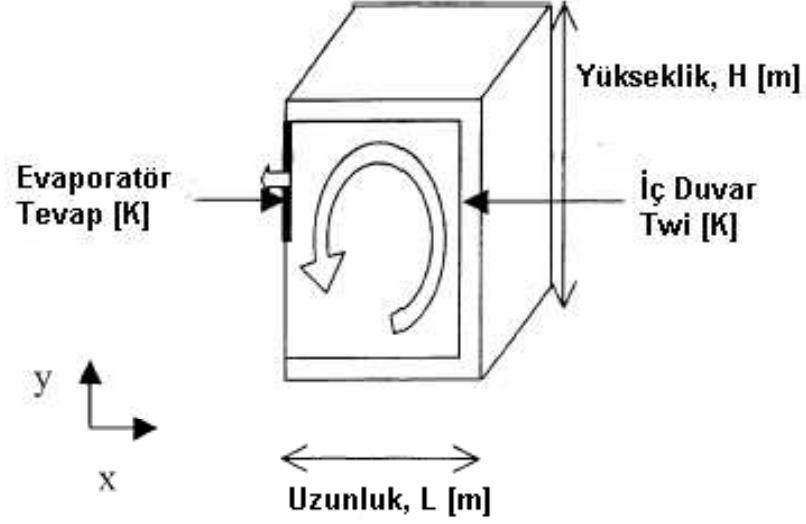
Örnekte de görüldüğü üzere Fukuyo bu yöntemle katılarda ısı akış yoğunluğunun görsel olarak yansıtılabileceğini ortaya koymuştur.

Laguerre ve Flick tarafından yapılan çalışmada, hava sirkülasyonsuz bir buzdolabında doğal konveksiyon yoluyla gerçekleşen ısı geçişi incelenmiştir [12]. Ayrıca boş hacimlerde, dik yüzey ile hava arasında, silindir ile hava arasındaki doğal taşınım da genel olarak değinilmiştir. Diğer bir nümerik model de sıcak gıdayı soğutmak için gerekli zamanın hesaplanması için yapılmıştır. Statik tip buzdolaplarında, ısı geçişinin doğal taşınım ve hava yoğunluğundaki değişimlere bağlı hava akışına göre gerçekleştiği, buzdolabı içindeki ısı geçişi üzerinde çalışılırken aşağıda sunulan durumlar için doğal konveksiyon teorileri uygulanabileceği çalışmada belirtilmiştir.

- kabin içinde ısı geçişini yansıtan dikdörtgensel kapalı kavite
- evaporatör ile hava arasındaki geçişi yansıtan sıcak ortamdaki soğuk dik plaka
- gıda ile hava arasındaki geçişi yansıtan cisim etrafında hava akışı
- yüklü buzdolabını yansıtan gözenekli malzeme ile doldurulmuş dikdörtgensel kapalı kavite (karmaşıklıktan ötürü ele alınmamıştır).

Kabin içinde ısı geçişini yansıtan ve Şekil 3.14'de sunulan dikdörtgensel kapalı kavite incelenirken çalışmanın kolaylaştırılması için ısı geçişi iki boyutlu düşünülmüş ve evaporatör sıcaklığı T_{evap} ile iç duvar sıcaklığı T_{wi} arasındaki ısı geçişi ele

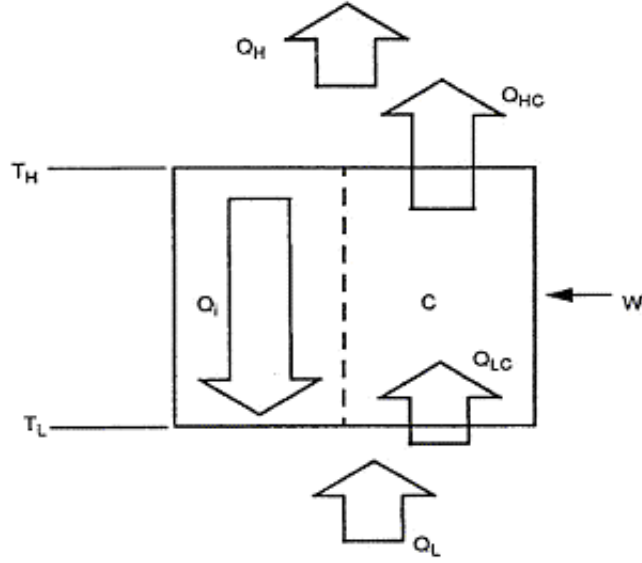
alınmıştır. İç duvar sıcaklığı T_{wi} dik duvar boyunca homojen ve yatay duvarların da adyabatik olduğu kabul edilmiştir. Bu kriterlere göre hesaplar yapıldığında model ile deneysel sonuçlar arasında kabullerden kaynaklanabilecek farklılıklara rastlanmıştır.



Şekil 3.14 : Boş, Kapalı Bir Buzdolabında Hava Sirkülasyonu

Sonuç olarak öngörülen ve ölçülen değerler birbirine yakın bulunmuştur. Sadece kompresörün açılıp kapanmasıyla değişen yüzey sıcaklıkları farklılık göstermiştir. Ele alınan üç yaklaşıma göre elde edilen model, evaporatör ile hava, duvar ile hava arası doğal konveksiyon, duvarlar arası radyasyon, duvarlar içindeki kondüksiyon ölçümleri ile hesapları arasında benzer sonuçlar vermektedir. Ancak duvar sıcaklıkları yüksek hesaplanmaktadır.

Chen, Wu ve Sun çalışmalarında ısı sızıntısının buzdolabı çevrim performansına etkisini incelemişlerdir [13, 14]. Optimal soğutma yükü ile COP arasındaki ilişki, maksimum COP ve düzgün rejimde tersinmez soğutma çevriminin yükü elde edilmiştir. Bu performans karakteristiklerinin üzerinde ısı sızıntısının büyük etkisi olduğu görülmüştür. Isı sızıntı ve düzgün akışlı Carnot soğutma çevrimlerinin yer aldığı bileşik soğutma çevrimi Şekil 3.15'de sunulmuştur. Bileşik çevrimin T_H ve T_L ısı kaynakları arasında gerçekleştiği çalışmada belirtilmiştir.



Şekil 3.15 : Isı Sızıntı Mekanizması

İki çevrimde de ısı geçiş yüzeyleri aynı büyüklüktedir. Isı sızıntısı olan tersinmez bileşik çevrimin performansının analitik incelemesi; ısı sızıntı ve direnci tersinmezliği olan çevrim ile yalnızca ısı direnci tersinmezliği olan çevrim arasında soğutma yükü ve COP karakteristiği açısından büyük farklılıklar olduğunu göstermiştir.

Gerlach tarafından yapılan çalışmada, bir derin dondurucu conta sistemi ile ilgili olarak yapılan çalışma tanımlanmıştır [15]. Buna göre, bir derin dondurucu klimatize bir odanın içerisine yerleştirilmiş ve yüksek bağıl nem değerlerinde conta üzerinden gerçekleşen infiltrasyon miktarı incelenmiştir. Deney sistematığı, buzdolabının defrost ısıtıcısının kullanılarak suyun kabin dışına atılması olarak tanımlanmıştır. Bu amaçla deney on gün boyunca sürdürülmüş ve ısıtıcı iki günde bir çalıştırılmıştır. Isıtıcının çalıştığı durumlarda kompresörün çalışması önlenmiştir. Su miktarı, kabin drenajının yapıldığı bölgeye yerleştirilen bir kabin iki günde bir tartılması ile belirlenmiştir. Kabin içerisinde sıcaklığın kontrolü amacıyla termokupllar kullanılmıştır. Bu şekilde ısıtıcı çalışması esnasında kabin içerisinde yüksek sıcaklıklara ulaşılması önlenebilmiştir.

Çalışmada, infiltrasyonun ortam ile kabin içerisindeki kısmi basınç farkı sebebiyle gerçekleştiği belirtilmiştir. Bu çerçevede yapılan ölçümler sonucunda on günlük bir periyotta kapta toplanan su miktarı 40 gr. olarak belirlenmiştir. Toplanan su miktarı, kısmi basınçlar farkı ve toplam conta uzunluğu dikkate alındığında deneyde kullanılan buzdolabının conta katsayısı 0.00025 kg/m. s. kPa olarak belirlenmiştir.

Min ve Rowe tarafından yapılan çalışmada termoelektrik modül ile buzdolabı soğutulması ve sistem performansının mevcut kompresörlü sisteme göre değişimi incelenmiştir. Öncelikle kabin ısı yükü belirlenen çalışmada bu kabin yükü üzerinde conta bölgesinin etkisi de ortaya konulmuştur [16].

Kabin ısı yükü tanımlanan sistemde conta bölgesinden gerçekleşen ısı geçişi miktarı ölçülen buzdolabı ısı kazancının %10 'u olarak tanımlanmıştır. Buna göre 115 l. iç hacmi olan bir buzdolabının ısı kazancı 25 W ve conta bölgesinden gerçekleşen ısı geçişi 2.5 W olarak tanımlanmıştır.

Gupta ve arkadaşları tarafından bir buzdolabının modellenmesine yönelik bir çalışma gerçekleştirilmiştir [17]. Çalışmada, buzdolabı yalıtım hacmi ve soğutma sistemi modellenmiş ve buzdolabı rejim durumu için sıcaklık değerleri belirlenmiştir. Yapılan çalışmada yalıtım hacmi yalıtım malzemesi ve iç ile dış malzemeler düşünülerek modellenmiş, conta bölgesi dikkate alınmayarak sistemin kapalı bir kutu olduğu kabulü yapılmıştır. Buna bağlı olarak elde edilen değerler deneysel olarak elde edilen değerlere göre daha düşük bulunmuştur. Gupta ve arkadaşları bu durumun temel sebebinin yalıtım hacminin modellenmesinde conta bölgesinin dikkate alınmaması olduğunu vurgulamıştır.

Laguerra ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada bir buzdolabının modellenmesi ve buzdolabı ısı kazancında radyasyon etkisinin incelenmesinden bahsedilmiştir [18]. Çalışmada, bir önceki çalışmaya benzer şekilde buzdolabı yalıtım hacmi ve soğutma sistemi modellenmiştir. Bu çalışmada da benzer şekilde conta bölgesi yalıtım sisteminin modellenmesinde dikkate alınmamış ve buna bağlı olarak modelleme sonuçlarının deneysel çalışmalardan farklı olduğu görülmüştür.

3.3. Buzdolabı Contalarının Modellenmesi ve Deneysel Olarak İncelenmesi

Buzdolaplarında kullanılan contalar ile ilgili bir çalışma Liu tarafından yapılmıştır [19]. Çalışmada conta malzemeleri ABS, PE, PP ve PVC olarak tanımlanmış ve bu malzemeler ile üretilen contalardan beklenen özellikler ile ilgili standartlar Tablo 3.9'da sunulmuştur.

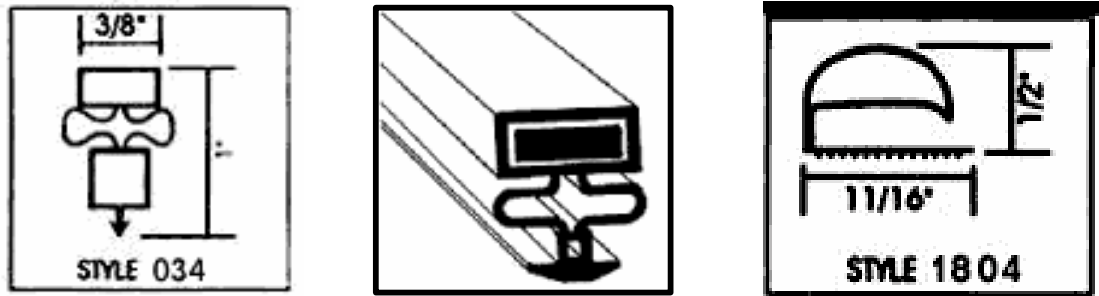
Tablo 3.9 : Farklı Malzemeler İle Üretilen Conta Özellikleri

Teknik Özellik	Birim, İlgili Standart	Değer
Beklenen Özellik	-	Düz yüzey, deliksiz, hava kabarcıksız, hasarsız

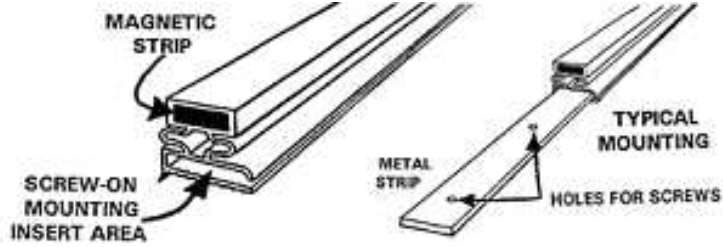
Tablo 3.9 : Farklı Malzemeler İle Üretilen Conta Özellikleri (Devamı)

Teknik Özellik	Birim, İlgili Standart	Değer
Yoğunluk	[kg/m ³]	1350
Sertlik	[H (A)]	50 – 70
Kopma Dayanımı	[Mpa]	10 – 30
Kaynaklı Köşe Çekme Dayanımı	[N]	>100
Soğuk Dayanımı	[°C]	-18
Uzama Oranı	[%]	250 – 300
Sıcak Dayanımı	ISOR182/1900 (E), [°C]	>200

Espinoza tarafından yapılan çalışmada, contaların kullanım amaçları ile farklı conta profilleri tanımlanmıştır [20]. Buna göre contalar, farklı sistemlerde iki yüzey arasında sıvı veya gaz kaçaşının önlenmesi amacıyla kullanılmaktadır. Çalışmada contalardan beklenen özellikler basınç ve sıcaklık değişimlerini sorunsuz olarak karşılamak olarak belirtilmiştir. Contalar üç ana bölüm olarak incelenmiştir. Bunlardan birincisi, “pre-cut compression” olarak tanımlanmış ve bu tür contaların düz ve ekstrüzyon yöntemi ile üretildiği belirtilmiştir. İkinci tür conta, “cured – in – place” olarak tanımlanmıştır. Bu contalar uygulama bölgesine sıvı olarak uygulanmakla beraber ultraviyole ışınları kullanılarak sertleştirilirler. Son tür olarak tanımlanan “foamed – in – place” türü contalar ise, uygulama yapılacak iki yüzeyine sıvı olarak uygulanır ve sıvının şişirme ajanı yardımı ile şişmesi sonucunda her iki yüzey arasında sızdırmaz bir tabaka oluştururlar. Çalışmada sunulan ve uygulamada kullanıldığı belirtilen farklı conta profilleri Şekil 3.16’da sunulmuştur.

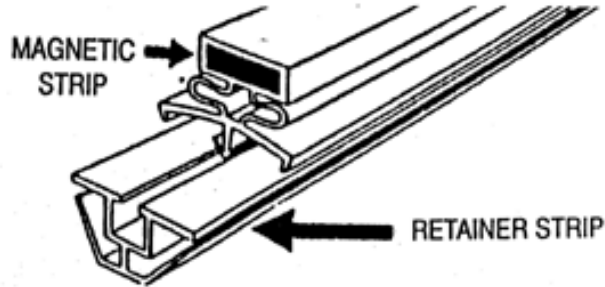
**Şekil 3.16 : Farklı Conta Profilleri**

Pompton tarafından yapılan çalışmada farklı conta sistemleri ile bu contaların uygulanmasına yönelik çalışmalar tanımlanmıştır [4]. Buna göre buzdolabı ve derin dondurucu uygulamaları için contalar dört ayrı çeşit olarak incelenmiştir. Bunlardan birincisi vidalı uygulama olarak tanımlanmıştır. Vidalı uygulama sistemi Şekil 3.17'de sunulmuştur.



Şekil 3.17 : Vidalı Conta Uygulaması

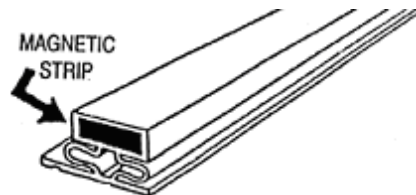
Vidalı conta uygulamasında conta bir profil üzerine geçirilir ve bu profil üzerine vidalanır. Bu uygulamanın dezavantajı contada oluşabilecek bir problem durumunda değiştirilmesinin mümkün olmamasıdır. İkinci çeşit conta slot-in uygulaması olarak tanımlanmıştır. Bu sistemin uygulaması Şekil 3.18'de sunulmuştur. Bu tip contaların avantajı, istenildiği durumda yerinden çıkartılıp tekrar takılabilesidir. Ürünün hazırlanması ardından contanın farklı bir profil ile değiştirilmesi mümkün



gözükmemektedir.

Şekil 3.18 : Slot – in Conta Uygulaması

Çalışmada tanımlanan bir diğer conta çeşiti yapıştırırmalı conta sistemleridir. Yapıştırırmalı conta sistemleri vidalı sistemlerde olduğu gibi sabit kullanıma yönelik olarak hazırlanmış conta sistemleridir. Yapıştırırmaları conta uygulaması Şekil 3.19'da sunulmuştur.



Şekil 3.19 : Yapıştırılmalı Conta Sistemleri

Çalışmada tanımlanan son conta türü üzerine kuvvet uygulanan conta sistemleridir. Bu conta sistemleri genellikle chest freezer olarak tanımlanan üstten yüklemeli derin dondurucularda kullanılır. Bu tür bir conta sistemi Şekil 3.20 'de sunulmuştur.



Şekil 3.20 : Baskılı Conta Uygulaması

Hoover tarafından yapılan çalışmada, öncelikle farklı sistemlerde kullanılan mevcut contalar ile ilgili bilgi verilmiş, ardından yeni bir sistem olarak düşünülen “foam-in-place” (FIP) olarak adlandırılan sistemler üzerine yoğunlaşmıştır [21]. FIP olarak adlandırılan bu sistemler, conta malzemesinin uygulama bölgesinde inert gazlar ile karıştırılması ile şişirilmesi ile elde edilirler. Şişme işlemi ardından esnek bir conta sistemi oluşur. Bu şekilde kullanım kolaylığı da yaratılmış olur. Bu conta sistemlerinin bir diğer avantajı kullanıldıkları sistemleri hava ve neme karşı koruyabilmeleridir. Bu şekilde sistemin daha uzun vadeli çalışmasına olanak sağlanır. Sistemlerin seçilmesinde, çalışma sıcaklık aralığı, kimyasal ve çevresel etkenler, kürlenme zamanı ile conta basma kuvvetleri dikkate alınması gereken önemli parametrelerdir. FIP sistemlerinde kullanılan ana malzeme kauçuk ve ürethan karışımlarıdır. Bu malzeme uygulama öncesinde ısıtılır ve uygulama nemi azaltılmış bir ortamda yapılır. Bunun sebebi ürethan esaslı malzemenin havadaki nemden etkilenecek malzeme özelliklerini değiştirmesini önlemektir. Sistemin uygulanması aynen poliürethan uygulanması gibi yapılır. Öncelikle bir depo içerisinde bulunan malzeme bir pompa yardımıyla karışım kafasına gönderilir. Burada, şişirici özelliğe sahip malzemeye karışarak basınçlı bir şekilde uygulama bölgesine gönderilir. Ardından bu bölgede şişerek contayı oluşturur. Sistemin uygulamadaki bir diğer avantajı, her conta sistemi için ayrı bir kalıp oluşturulmasına gerek olmamasıdır. Sistem uygulama bölgesinde hazırlandığı için uygulamaya uygun olarak döküm yapılması yeterli olmaktadır. Çalışmada tartışılan bir diğer konu contaların sıkıştırma miktarlarıdır. Buna göre, sorunsuz çalışması düşünülen bir conta sisteminde sıkıştırma oranı toplam conta kalınlığının %30 – 50 ‘si arasında olmalıdır. Bu şekilde iyi bir çalışma sağlanabilecektir. Oranın %30 ‘un aşağısına inmesi durumunda conta üzerinde havanın girebileceği kaçaklar oluşması muhtemeldir. Bu oranın %50 ‘nin üzerine çıkarılması durumunda ise, conta üzerinde çatlak ve yarıklar oluşabilmektedir. Son olarak malzemenin uygulamadaki avantajlarının daha az

malzeme kullanımı ile maliyet azaltılması, hızlı üretim, farklı uygulama bölgeleri için problemsiz üretim ve yüksek kalite olduğu vurgulanmıştır.

Buzdolaplarında kullanılan contaların yumuşak plastik olarak imal edildiği ve buzdolabı kapısının kapanması ile ısı koruma amacıyla kullanıldığı bilgisi Anuj tarafından yapılan çalışmada anlatılmıştır [22]. Contalarda dikkat edilmesi gereken temel özelliklerin, ölçü, ömür, performans ile kabin içerisinde bulunan yiyeceklerin koku ve tadına zarar vermeyecek fiziksel özelliklere sahip olması olduğu vurgulanmıştır. Contalar, Şekil 3.21'de sunulduğu üzere farklı kesitlerde üretilebilir.



Şekil 3.21 : Farklı Conta Kesitleri

Contaların genellikle polivinilklorid malzemeden yapıldığı, bunun yanında conta üretiminde kurşun ve kadmiyum kullanımının sağlık açısından tehlikesi çalışma içerisinde belirtilmiştir. Contaların üretim ve uygulama tekniklerine bağlı olarak foam in-place (FIP), slot-in, vidalı contalar, mıknatıslı (normal buzdolapları) ve mıknatıssız (üstten yüklemeli dolaplar) sistemler olarak sınıflandırılabilceği çalışmada verilmiştir. Bu şekilde tanımlanan contalar Şekil 3.22 'de sunulmuştur.



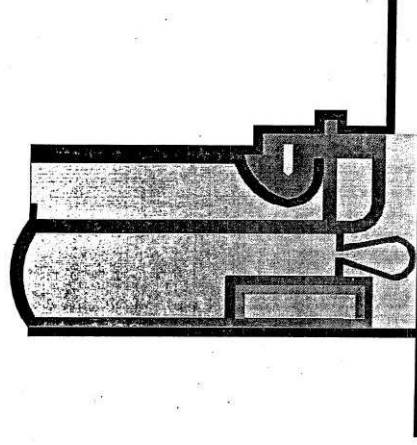
Şekil 3.22 : Farklı Conta Sistemleri

Çalışmada son olarak contalara uygulanabilecek testler sunulmuştur. Bu testler, stres analizleri, mikrobiyolojik testler (mantar oluşumu), yorulma deneyleri, ısıl ve kimyasal özelliklerin belirlenmesi amaçlı testler, koku testleri, köşe birleştirmelerinin dayanıklılığı ve kopma dayanımı testleri olarak tanımlanmıştır.

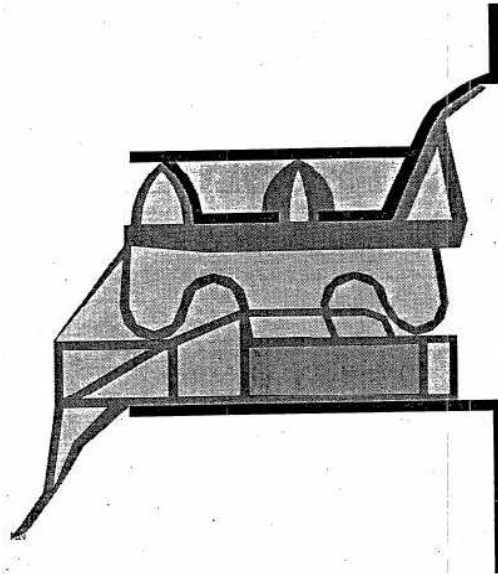
Flynn ve Rouch tarafından yapılan çalışmada, buzdolabı ve derin dondurucuların conta ve flanş bölgesindeki ısı geçişi, sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmiştir [23]. Conta bölgesindeki ısı akışı, buzdolabı toplam ısı yükünde büyük bir etkiye sahiptir. Çalışmada, Amerika 'da kullanılan iki farklı conta kesiti incelenmiştir. Yazarlar tarafından oluşturulan modelde, conta ısıl özelliklerinden çok kabin flanşı ve metal kapıdan olan ısı geçişinin baskın olduğu ortaya çıkmıştır. Çalışma sonucunda elde edilen conta alternatifleri buzdolaplarında denenmiş ve enerji tüketiminde %5 - %8 arası iyileşmeler elde edilmiştir.

Yazarlar, contadan kaynaklanan ısı kaçaklarının yalıtımın iyileştirilmesi ile toplam buzdolabı ısı kazancının %25 'i mertebesinde olduğunu vurgulamıştır. Bu oran, tamamen VIPlı bir buzdolabında %35 'ler mertebesine ulaşmaktadır. Contadan kaynaklanan ısı kaçakları, kabin yalıtımı iyileştikçe daha da önem kazanmaktadır. Sisteme ikinci bir conta eklenmesi ile kaçaklar yarıya indirilebilmektedir.

Çalışmada, kalınlıkları 12 mm. ve 14 mm. olan iki farklı firmaya ait contalar kullanılmıştır. Analizlerde, conta ve flanş bölgesi olarak adlandırılabilir, conta, flanş ve kabin metal dış cidarının ufak bir kısmı kullanılmıştır. Seçilen bir conta için ise conta - flanş bölgesine ek olarak iç plastik ve poliüretan yalıtım malzemesi de dikkate alınmıştır. Flanş ile iç plastik arasındaki mesafe 0.6 mm. olarak belirlenmiştir. Seçilen contaların kesitleri Şekil 3.23 ve Şekil 3.24 'de sunulmuştur.



Şekil 3.23 : Seçilen Birinci Conta Kesiti



Şekil 3.24 : Seçilen İkinci Conta Kesiti

Şekil 3.23'de sunulan contada, siyah bölümler metal komponentler, koyu gri bölümler plastik komponentler ve açık gri kısımlar havayı göstermektedir. Bu renk gösterimleri Şekil 3.24'de da benzer şekilde kabul edilmiştir. Conta, iç plastik, esnek conta mıknaatısı ile conta içerisindeki hava ve metal flanşın ısı iletim katsayıları Tablo 3.10'da sunulmuştur.

Tablo 3.10 : Malzemelerin Isıl Özellikleri

Malzeme	Isı İletim Katsayısı [W/m. K]
Plastik	0.176
Mıknaatıs	1.76
Hava	0.031
Metal	54.52

Çalışmada, flanş ve kabinden yalıtım malzemesi olarak kullanılan poliüretana olan ısı geçişi ihmal edilmiştir. Poliüretan ve metal yüzeyler adyabatik olarak kabul edilmiştir. Toplam ısı geçiş katsayısı U aşağıda sunulan eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır.

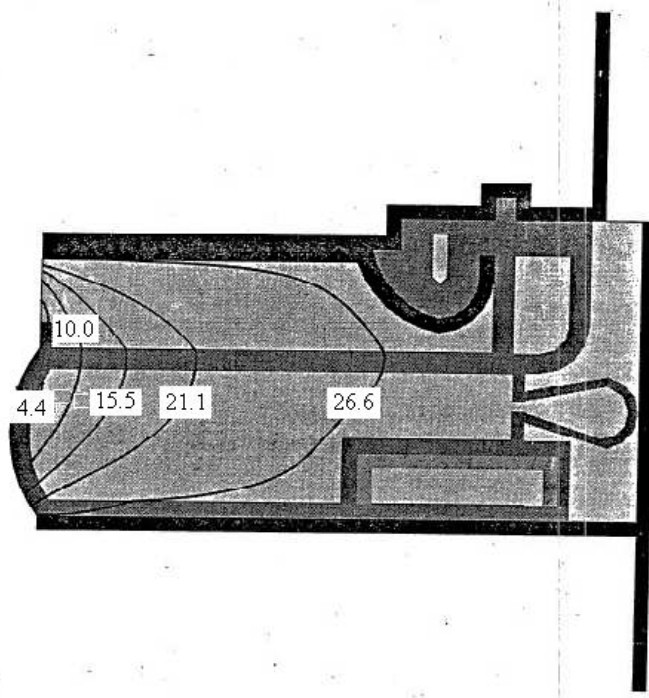
$$U = Q_{\text{seal}} / dT \quad (3.8)$$

Şekil 3.23'de sunulan conta için yapılan analizlerde 4 farklı kombinasyon denenmiştir. Bu kombinasyonlar ve elde edilen sonuçlar Tablo 3.11'de sunulmuştur.

Tablo 3.11 : Conta 1 Analiz Sonuçları

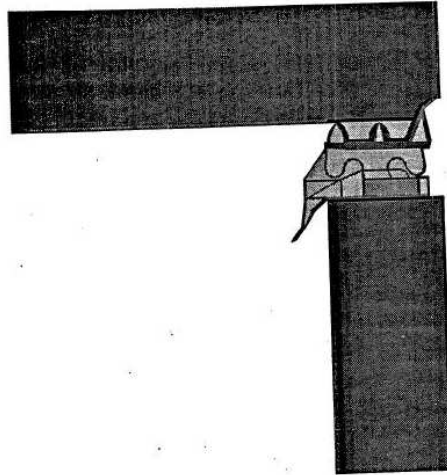
Sıcaklık $T_{\text{cab}} \& T_{\text{room}} [^{\circ}\text{C}]$	Toplam Isı Geçişi (W/m)	U (W/m. K)
-17.8 & +21.1	3.26	8.38 E-02
-17.8 & +32.2	4.19	8.38 E-02
+4.4 & +21.1	1.40	8.38 E-02
+4.4 & +32.2	2.33	8.38 E-02

+32.2 ve -17.8 °C sıcaklık değerleri için seçilen conta sıcaklık dağılımı Şekil 3.25'de sunulmuştur.



Şekil 3.25 : +32.2 Ve –17.8 °C Sıcaklık Değerleri İçin Seçilen Conta Sıcaklık Dağılımı

Şekil 3.24'de sunulan conta, diğer conta ile aynı malzemeden imal edilmiştir. Bu conta için hazırlanan model Şekil 3.26'de sunulmuştur.

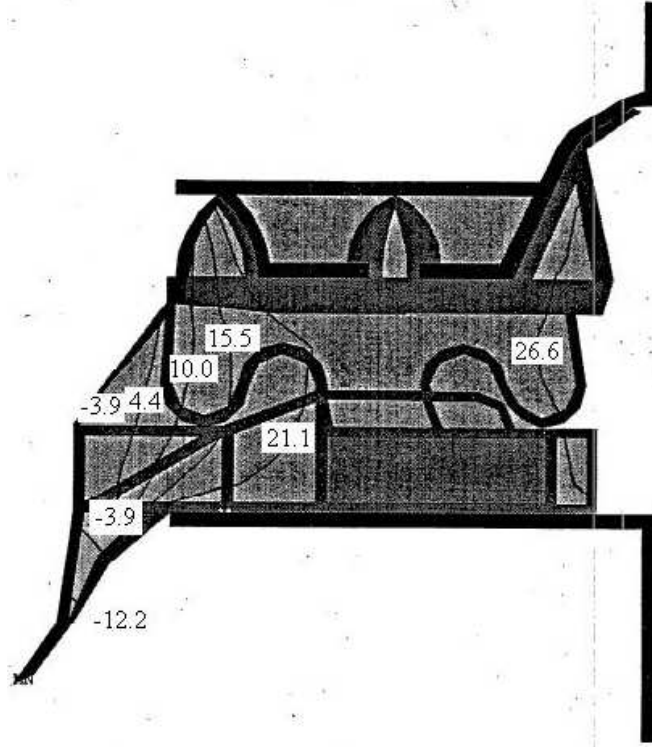


Şekil 3.26 : Çalışmada Kullanılan Diğer Conta Modeli

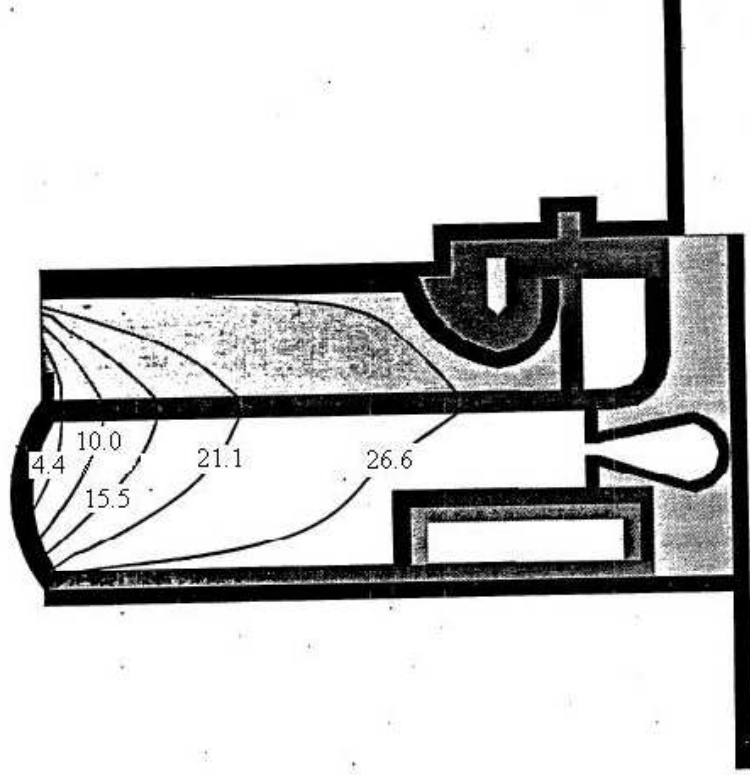
Bu conta ile diğer conta için belirlenen aynı şartlarda yapılan çalışmanın sonuçları Tablo 3.12 ve sıcaklık dağılımı Şekil 3.27'de sunulmuştur.

Tablo 3.12 : Diğer Conta Analiz Sonuçları

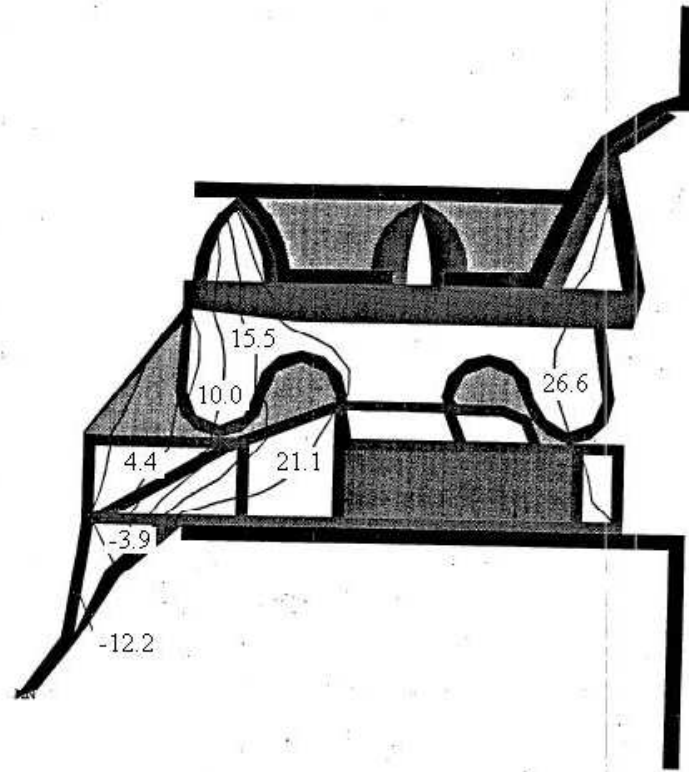
Isı Geçiş Yaklaşımı	Toplam Isı Geçişi (W/m)	U (W/m. K)
Conta 2_Adyabatik	6.85	1.37 E-01
Conta 2_İletim	6.70	1.34 E-01
Conta 1	4.19	8.38 E-02

**Şekil 3.27 : İkinci Conta Sıcaklık Dağılımı**

Metal flanşlardan geçen ısı miktarı toplam ısı kazancının %20 'si mertebesindedir. Bu değer seçilen diğer conta ile aynı seviyededir. Mevcut conta ve flanş bölgelerinin karşılaştırılması ardından, alternatifler üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Bu alternatiflerden birisi, conta içerisinde hava yerine ısı iletim katsayısı havadan daha düşük ($\lambda = 9.66 \text{ E-03 W/m. K}$) olan kripton gazının kullanımıdır. Hazırlanan alternatif contalar Şekil 3.28 ve Şekil 3.29'da, bu contalar ile elde edilen U değerleri Tablo 3.13'de sunulmuştur.



Şekil 3.28 : Kripton İle Doldurulmuş Conta 1



Şekil 3.29 : Kripton İle Doldurulmuş Conta 2

Tablo 3.13 : Kripton Kullanılarak Hazırlanan Contalar İle Yapılan Çalışma Sonuçları

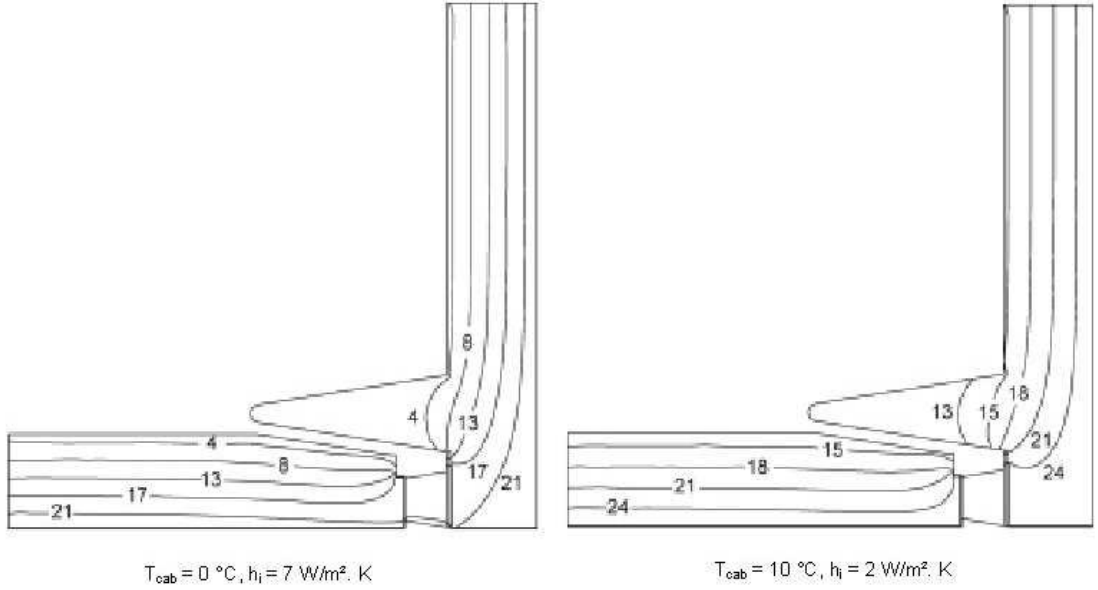
Conta	U (W/m. K)	
	Hava	Kripton
Conta 1	8.38 E-02	8.01 E-02
Conta 2	1.37 E-01	1.28 E-01

Tablo 3.13'da sunulduğu üzere, hava ve kripton ile elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında ortaya konulan alternatifin conta 1 için %4.4 ve conta 2 için %6.8'lik bir kazanç sağladığı görülmüştür. Bu değer, hava ile kripton ısı iletim katsayıları karşılaştırıldığında beklenen kazancın çok altında kalmıştır.

Deschamps ve arkadaşları tarafından buzdolabı conta – flanş bölgesi ile ilgili olarak yapılan nümerik bir çalışma sunulmuştur [24]. Çalışmada, conta kesiti, metal ve plastik cidarlar, duvar ve kapı flanş bölgesi detaylı olarak incelenmiştir. İncelemede, sıcaklık ve ısı akıları dikkate alınmıştır.

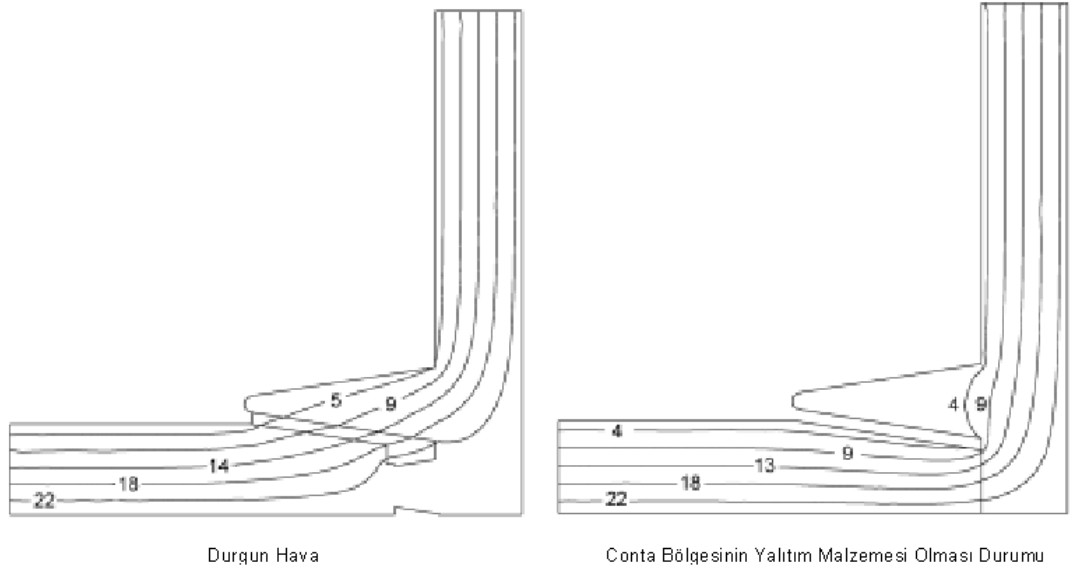
Yapılan çalışmalar, conta – flanş bölgesinden kaynaklanan ısı kazancının buzdolabı toplam ısı kazancının %25 'i seviyesinde olduğunu göstermektedir. Conta – flanş bölgesinden kaynaklanan ısı kaçaklarının azaltılması amacıyla, contada mevcuttan daha fazla hava boşluğu oluşturmak veya ikincil bir contanın mevcut conta içerisine yerleştirilmesi mümkündür. Yapılan çalışmalar, conta – flanş bölgesinden kaynaklanan kaçakların temel sebebinin, kabin dış duvarı ve kapının kapı içine doğru bükülmüş metal kısımları olduğunu göstermiştir. İncelenen çalışma, Boughton et al. tarafından incelenen conta – flanş bölgesinin ısı yükünün iki boyutlu olarak nümerik incelemesidir [9].

Sayısal hesaplamalar, iki farklı sıcaklık ve ısı taşınım katsayısı kullanılarak yapılmıştır. Bu değerler, $T_{cab} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_i = 2\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ve $T_{cab} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_i = 7\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ olarak kabul edilmiştir. Yapılan bir diğer kabul ise, ısı geçişinin sadece iletim ile olduğu durum olan plastik iç cidar ile kapı arasındaki havanın durgun olması veya conta bölgesinin mevcut yalıtım malzemesi ile aynı olduğudur. Bu son kabul ile conta ve flanş bölgesinin toplam kabin ısı kazancına etkisinin belirlenmesi hedeflenmektedir. Nümerik çalışmalar FLUENT programı yardımıyla yapılmıştır. Çalışma sonucunda belirtilen iki şart için elde edilen sıcaklıklar Şekil 3.30'da sunulmuştur.



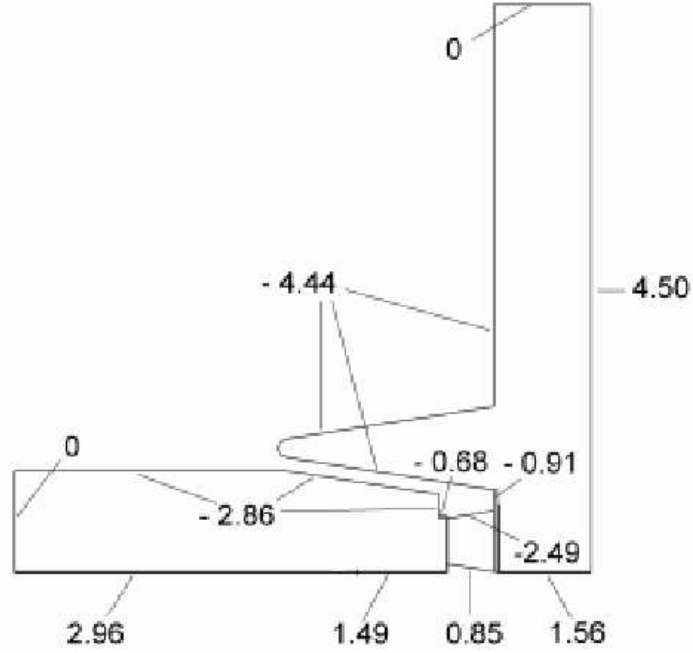
Şekil 3.30 : Conta Bölgesi Sıcaklık Dağılımı

Durgun hava kabulü ve conta bölgesinin yalıtım malzemesi kabulünün $T_{cab} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_i = 7\text{ W/m}^2. \text{ K}$ şartı için karşılaştırması Şekil 3.31’de sunulmuştur.



Şekil 3.31 : $T_{cab} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_i = 7\text{ W/m}^2. \text{ K}$ Şartı İçin Durgun Hava Ve Conta Bölgesinin Yalıtım Malzemesi Olması Durumunda Sıcaklık Karşılaştırması

$T_{cab} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_i = 7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. K şartı için elde edilen ısı akısı değerleri Şekil 3.32'de sunulmuştur.



Şekil 3.32 : Isı Akısı Değerleri

Şekil 3.32'de sunulan değerler birim conta uzunluğuna düşen ısı miktarını vermekte ve negatif değerler yüzeyden ayrılan ısıyı göstermektedir. Conta ve metal flanş bölgesine yakın olan iç yüzeyleri terk eden ısı, conta – flanş bölgesindeki toplam ısı akısının %36 'sı mertebesindedir. Bunun yanında contadan ayrılan ısı, conta bölgesinden giren ısıya üç katıdır. Bunun sebebi, conta ısı iletim katsayısının yüksek olmasıdır. Çalışma çerçevesinde elde edilen sonuçlar Tablo 3.14'de sunulmuştur.

Tablo 3.14 : Alternatif Conta Ve Farklı Şartlar İçin Elde Edilen Sonuçlar

Şartlar	Isıl Yük (W/m)		
	Mevcut Conta Bölgesi	Mevcut Conta Bölgesi ve Durgun Hava	Conta Bölgesi Yalıtım Malzemesi Kabulü
$T_{cab} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_i = 7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	11.4	7.0	7.8
$T_{cab} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_i = 2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	4.8	3.5	3.9

Tablo 3.14'de sunulduğu üzere, durgun hava şartında conta bölgesinin yalıtım malzemesi olmasından daha küçük değerler elde edilmiştir. Bunun sebebi, durgun havanın ısı iletim katsayısının yalıtım malzemesine göre daha düşük olmasıdır.

Ding ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada statik buzdolabı veya derin dondurucularda dinamik simülasyon amacıyla etkili komponentlerin modellenmesinden bahsedilmiştir [25]. Bu amaçla, öncelikle kompresörün matematiksel modeli oluşturulmuş, ardından soğutma sisteminde bulunan ısı değiştiriciler tanımlanarak bu komponentlerin modeli kurulmuştur. Çalışmanın devamında kapileri ve kabin modeli için model çalışması yapılmıştır.

Buzdolabı performansının sadece soğutma sistemi etkisinde olmadığı aynı zamanda buzdolabı yalıtımının da kritik bir parametre olduğu vurgulanmıştır. Buzdolabı yalıtım malzemesi ısı iletim katsayısı ile iç ve dış ısı geçiş katsayıları sabit kabul edilmiştir. Modelde girdiler kabin yükü ile kabinde gerçekleşen ısı geçişi olarak tanımlanırken çıktı ise kabin iç sıcaklığı olarak belirlenmiştir. Çalışmada conta üzerinden kabin içerisine geçen ısı miktarı Q_{seal} olarak tanımlanmıştır. Q_{seal} değerinin hesabı aşağıda sunulduğu gibi formüle edilmiştir.

$$Q_{\text{leak}} = \beta \cdot L_{\text{gask}} \cdot (T_{\text{amb}} - T_{\text{cmpt}}) = -\beta \cdot L_{\text{gask}} \cdot T_{\text{cmpt}} \quad (3.9)$$

Makalede temel olarak buzdolabı komponentlerinin modellenmesi ile ilgili yapılan çalışmalar anlatılmıştır. Model çıktıları ile deneysel çalışmaların karşılaştırılması ile validasyon çalışmaları ikinci bir makalede sunulmuştur.

3.4. Literatür Araştırması Sonuçları

Buzdolaplarında conta ve flanş bölgesinin modellenmesi ile ilgili olarak yapılan literatür araştırması dahilinde şu sonuçlara ulaşılmıştır:

Buzdolaplarında conta ve flanş bölgesinin modellenmesi ile ilgili çalışmalar iki ana grupta toplanabilir:

- Conta ve flanş bölgesinin bir bütün olarak kabul edildiği teorik ve deneysel çalışmalar [1-5]: Bu çalışmalarda genel olarak conta ve flanş bölgesi global bir buzdolabının bir parçası olarak kabul edilmiş ve basit formülasyonlar ile bu bölgeden gerçekleşen ısı geçişinin global model üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Bunun yanında, incelenen bazı çalışmalarda [1, 2, 4, 10], bu bölgeden gerçekleşen ısı geçişi genel olarak kabuller yardımı ile belirlenmiştir. Benzer şekilde yapılan kabuller global model ile beraber kullanılmıştır. İncelenen tüm çalışmalarda conta

ve flanş bölgesinden gerçekleşen ısı geçişinin sadece conta üzerinden gerçekleştiği kabul edilmiştir.

- Conta ile ilgili olarak yapılan teorik ve deneysel çalışmalar [5, 7, 15, 20, 21]: Bu tür çalışmalarda conta özelinde çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Çalışmalarda temel olarak tanımlanan bir conta profili üzerinde yapılan farklı uygulamaların buzdolabı kabini üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Ek olarak conta olmayan durumun analizi de çalışmalarda yapılmıştır.

İncelenen çalışmalar dikkate alındığında tüm çalışmalarda ya conta özelinde veya bu bölgenin bir bütün olarak kabul edildiği görülmüştür. Özellikle kompresörün çalışması sırasında yüksek sıcaklıklara ulaşan flanş ısıtıcısından temel olarak bahsedilmemiştir. Yapılan kabuller ve hazırlanan modellerde flanş ısıtıcısının etkisinin buzdolapları üzerindeki etkisi temel olarak incelenmemiştir. İncelenen flanş ısıtıcısı uygulamalarında ise flanş ısıtıcısının elektrikli ısıtıcısı uygulaması durumu incelenmiştir. Soğutma sistemi üzerinde yer alan flanş ısıtıcıları ile ilgili herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu tez çalışması kapsamında analizler yardımı ile flanş ısıtıcısı lokasyon, malzeme ve geometri etkisinin incelenmektedir.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1. Giriş

Doktora tez çalışmasının bu bölümünde, iki kapılı, kombi ve tek kapılı derin dondurucu olmak üzere üç farklı model buzdolabı üzerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sunulmuştur. Çalışmada temel olarak öncelikle belirlenen buzdolaplarının mevcut değerlerinin belirlenmesine yönelik olarak enerji tüketimi, ters ısı kazancı ve conta katsayısı belirlenmesine yönelik olarak deneyler yürütülmüştür.

Çalışmada ek olarak analiz sonuçlarından elde edilen flanş ısıtıcısı yerleşimleri ile alternatif geometrilerin buzdolabı enerji tüketimi üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Bu testlerin bir diğer amacı, tez çalışması kapsamında hazırlanan conta, flanş ısıtıcısı ve global buzdolabı modellerinin doğrulanması için gerekli olan deneysel verilerin elde edilmesidir.

4.2. Model Buzdolaplarının Deneysel Olarak İncelenmesi

4.2.1. Enerji Tüketimi ve Ters Isı Kazancı Deneyleri

Çalışmanın başlangıcında çalışmalarda kullanılmak üzere üç farklı buzdolabı belirlenmiştir. Bu buzdolaplarının genel özellikleri Tablo 4.1'de ve buzdolapları Şekil 4.1'de sunulmuştur. [26]

Tablo 4.1 : Çalışmada Kullanılan Buzdolabı Özellikleri

	Buzdolabı Modeli		
	Derin Dondurucu	İki Kapılı	Kombi
Ölçüler [mm.]	1730x605x600	1580x500x595	1820x500x595
Enerji Sınıfı	A	B	B
Soğutkan	R600a		R134a
Net Hacim [l.] (DD/TG)	212/0	215/73	205/74



Şekil 4.1 : Çalışmada Kullanılan Buzdolapları

Tablo 4.1’de özellikleri sunulan buzdolapları ile öncelikle enerji tüketimi deneyleri gerçekleştirilmiştir. Enerji tüketimi deneyleri şartlandırılmış ortamda buzdolabı enerji tüketimi ölçüm standartı ISO 8187 ve ISO 15502’ye uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Şartlandırılmış oda olarak Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Termodinamik Teknolojiler Laboratuvarı’nda kurulu bulunan odalardan faydalanılmıştır. Enerji tüketimi belirleme deneylerinde buzdolabı derin dondurucu bölmelerine tanımlanan standartlara uygun olarak paket yerleşimi yapılmıştır. [27, 28] Enerji tüketimi deneylerinde bölmelere yüklenen paketlerden en sıcak olan paketin en sıcak sıcaklık değeri $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ‘den bir durumda soğuk ve bir durumda sıcak olacak şekilde ayarlanmış ve her iki durumda elde edilen enerji tüketimi değerleri $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık değeri için entropole edilerek her buzdolabı için enerji tüketim değerleri belirlenmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen enerji tüketimi değerleri Tablo 4.2’de sunulmuştur.

Tablo 4.2 : Çalışmada Kullanılan Buzdolaplarının Enerji Tüketim Değerleri

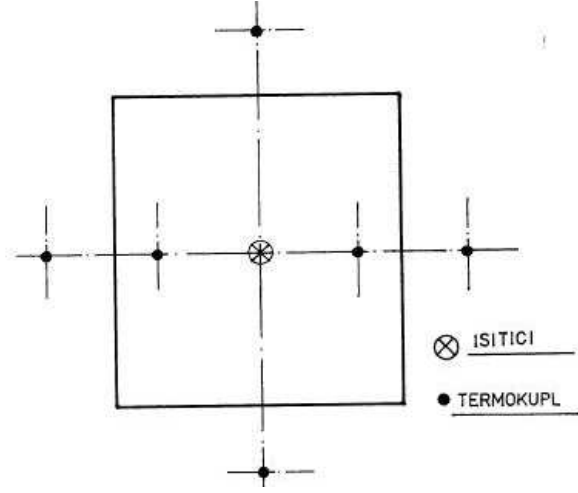
	Buzdolabı Modeli		
	Derin Dondurucu	İki Kapılı	Kombi
Enerji Tüketimi [kWh/yıl]	299	443	483
Enerji Sınıfı	A	B	B

Tanımlanan buzdolapları ile yapılan enerji tüketimi deneyleri ardından aynı buzdolapları ile ters ısı kazancı deneyleri gerçekleştirilmiştir. Ters ısı kazancı deneyi buzdolaplarının cihaz sabiti olarak tanımlanan UA değerlerinin belirlenmesi amacıyla yapılmaktadır. UA değerinin belirlenmesi ile yalıtım sistemi ile ilgili temel bir bilgi sahibi olunmaktadır.

Buzdolaplarının enerji tüketim değerleri 25 °C ortam sıcaklığında ölçülür ve deklare edilir. Ölçüm çerçevesinde yapılan hesaplamalarda derin dondurucu bölmesi için -18 °C ve taze gıda bölmesi için 5 °C sıcaklıkları kabul edilir. Bu kabuller çerçevesinde, ortam sıcaklığı ile derin dondurucu sıcaklığı arasında 43 °C ve taze gıda sıcaklığı arasında 23 °C 'lik bir fark bulunur. Her iki böl me için sabit olarak kabul edilen bu sıcaklık farkları çerçevesinde, buzdolabı ısı kazancının buzdolabının soğuk bir ortama yerleştirilmesi ve kabin bölmelerinin ısıtılması ile yüksek sıcaklık değerlerinde tutulması ve bu şekilde aynı sıcaklık farklarının elde edilmesi ile belirlenmesi mümkündür. Bu şekilde normal çalışma şartlarının tersi sağlanabilmektedir.

Buzdolabının ısı kazancının ters ısı kazancı deneyi ile belirlenmesi ile ilgili olarak bir standart olmamakla beraber bu amaçla kullanılabilecek çeşitli yöntemler mevcuttur. Bu yöntemler, kabin iç hacmine ısıtıcı ve fan yerleştirilmesi, kabin iç hacmi içerisine tek bir ampul yerleştirilmesi ve kabin iç hacminin küçük ampuller ile sarılması olarak tanımlanabilir.

Ters ısı kazancı deneylerinin ısıtıcı ve fan ile yapılması durumunda, kabin içerisinde istenilen sıcaklıkların sağlanması doğru ısıtıcı seçimiyle mümkündür. Fanın kullanım amacı ise kabin içerisindeki sıcaklık dağılımının homojen elde edilmesidir. Deneylerde sıcaklık salınımının ± 0.5 °C aralığında olması hedeflenmektedir. Bu şekilde tüm kabinde aynı sıcaklık farkı sağlanmış olacaktır. Deneyin kabin iç hacminin ortasına yerleştirilen tek bir ampul ile yapılması kabin içinde istenilen sıcaklığı sağlamakla beraber, homojen bir sıcaklık dağılımının sağlanması özellikle büyük hacimli kabinlerde mümkün değildir. Bu tip bir uygulamada hacmi büyük kabinlerde bölgelere göre sıcaklık farkının $\pm 5-6$ °C olduğu gözlemlenmiştir. Benzer şekilde kabinin iç hacminin küçük ampullerle sarılması, ampullerin sadece kabin duvarlara yerleştirilmesi durumunda homojen sıcaklık dağılımı sağlanamamakla birlikte ampullerin duvarlarla birlikte kabin ortasına da yerleştirilmesi durumunda ısıtıcı – fan düzeneği ile benzer sonuçlar elde edilebilmektedir. Ampul ile yapılan ters ısı kazancı deneylerinin gösterimi Şekil 4.2'de sunulmuştur.

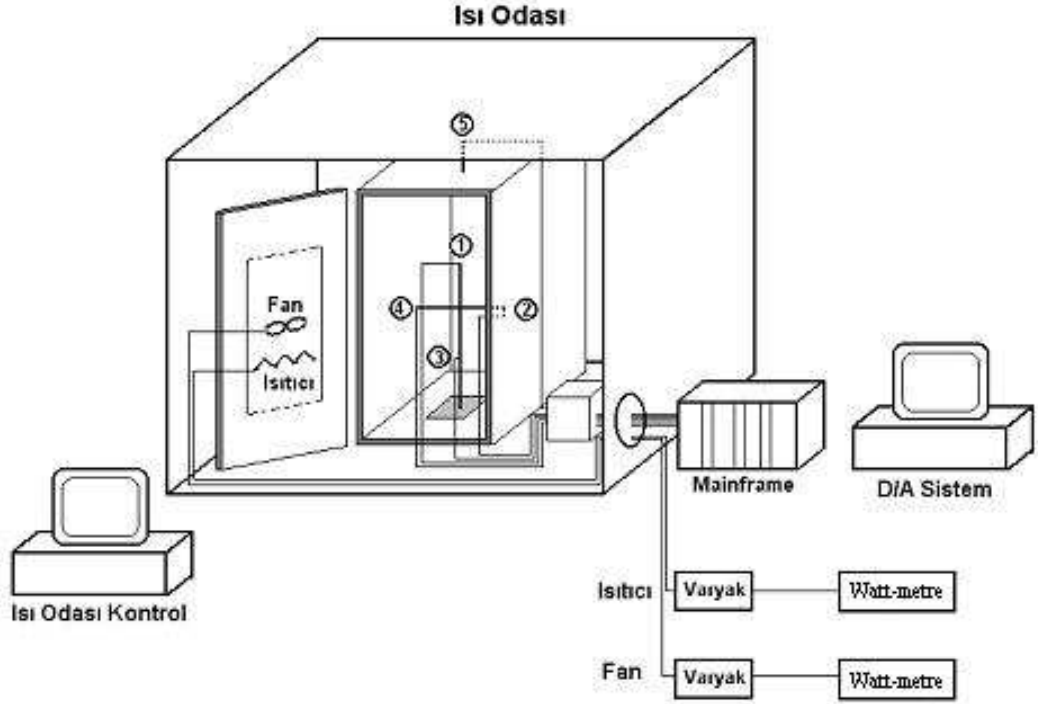


Şekil 4.2 : Farklı Yöntemler İle Ters Isı Kazancı Deneyleri [29]

Çalışma bünyesinde yapılan ters ısı kazancı deneyi ısıtıcı ve fan kullanımı ile yapılmıştır. Bu yöntemin seçilmesinin temel sebebi kabin içerisinde homojen sıcaklık dağılımının sağlanabilmesidir. Bu deneyin yapılabilmesi amacıyla,

- Şartlandırılmış test odası (-18 °C sıcaklığı sağlayabilecek kapasitede)
- Isıtıcı
- Fan
- Watt-metre
- Varyak
- Termoelemanlar
- Data toplama sistemi

kullanımına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sistem şekil 4.3’de sunulmuştur. Bunun yanında buzdolabı hazırlanırken kabin üzerinde bir delik açılması kabloların geçirilebilmesi için gereklidir. Bu delik, çalışma esnasında sızdırmaz olarak kapatılmaktadır.



Şekil 4.3 : Ters Isı Kazancı Deney Sistemi [30]

Ters ısı kazancı deneyinde kullanılan ısıtıcı ve fan buzdolabının kapısına monte edilmektedir. Deney sisteminde ısıtıcı, buzdolabı kabinini içeriden ısıtmak amacıyla kullanılır. Fanın kullanım sebebi ise, kabin içinde homojen bir sıcaklık dağılımının sağlanmasıdır. Deney sırasında, ısıtıcı ve fan güç ayarı yapılabilmesi amacıyla varyak üzerinden beslenmektedir. Deney sürecinde ısıtıcı ve fan güç değerleri watt-metre kullanılarak gözlemlenir. Kabin içerisinde sıcaklığın istenilen seviyeye getirilmesi için ısıtıcı gücü değiştirilerek ayarlama yapılır. Fan gücü ise normal şartlarda deney boyunca sabittir.

Buzdolabı kabini içerisine bir istavroz yerleştirilir ve sıcaklık ölçümü için gerekli dört adet termoeleman istavroz üzerine konulur. Bir termoeleman da şartlandırılmış test odası içerisindeki sıcaklığın gözlemlenmesi amacıyla buzdolabı kabininin hemen yanına yerleştirilir. Derin dondurucularda yapılan ters ısı kazancı deneylerinde, klimatize oda ortamının $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve kabin içinin $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklarına gelmesi yapılan ayarlamalar ile sağlanır. Bu sıcaklıkların sağlanması ve belirli bir süre $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık değişiminin sağlanması ile birlikte ısıtıcı ve fanın çektikleri güç değerleri toplanarak Q_{I+F} değeri elde edilir. Bu değer sıcaklık farkına bölünerek cihaz sabiti olarak adlandırılan UA değerine ulaşılır. Hesapta kullanılan formülasyon aşağıda sunulmuştur.

$$Q_{I+F} = UA \times (T_{6a} - T_{1a}) \quad (4.1)$$

Tanımlanan deney yöntemine uygun olarak seçilen model derin dondurucu deney amacıyla hazırlanarak, şartlandırılmış test odasına konulmuş ve ortam sıcaklık değeri $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye ayarlanmıştır. Oda sıcaklığının istenilen değere ulaşması ardından kabin içerisine yerleştirilen ısıtıcı ve fan çalıştırılmış ve kabin iç sıcaklığının $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye ulaşması sağlanmıştır. Her iki sıcaklığın dengeye oturması ve sıcaklık dağılımının homojen hale gelmesi ardından deney sonlandırılmıştır. Deney sonucunda elde edilen değerler Tablo 4.3'de sunulmuştur.

Tablo 4.3 : Ters Isı Kazancı Deney Sonuçları

	Buzdolabı Modeli				
	Derin Dondurucu	İki Kapılı		Kombi	
Q_{I+F_DD} [W]	41,25	16,63	18,33	22,59	24,48
Q_{I+F_TG} [W]	-	43,05	19,55	38,89	18,45
T_{1a} [$^{\circ}\text{C}$]	-18,29	-18,40	-17,50	-17,80	-17,90
T_{6a_DD} [$^{\circ}\text{C}$]	25,18	24,73	25,01	25,11	25,16
T_{6a_TG} [$^{\circ}\text{C}$]	-	25,17	5,11	25,07	4,93
UA_{DD} [W/K]	0,949	0,482		0,618	
UA_{TG} [W/K]	-	0,884		0,797	

Tablo 4.3'de sunulduğu üzere, yapılan deney sonucunda çalışmada kullanılması planlanan derin dondurucunun cihaz sabiti 0.949 W/K olarak elde edilmiştir. İki kapılı ve kombi buzdolaplarında cihaz sabitinin belirlenebilmesi amacıyla ise iki farklı deney yapılmaktadır. Bu deneylerin ilkinde derin dondurucu uygulamasına benzer şekilde ortam sıcaklık değeri $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye, kabin taze gıda ve derin dondurucu bölmeleri $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye ayarlanır. Bu şekilde, kabinin genel cihaz sabiti belirlenebilmektedir. İkinci deneyde ise taze gıda bölümü sıcaklık değeri $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve derin dondurucu bölümü $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık değerlerine ayarlanarak ısıtıcı ve fan güçleri yardımıyla kabin ısı kazancı değerleri elde edilmektedir. Her iki deney arasında elde edilen fark yardımı ile ara bölmeden geçen ısı miktarı belirlenir. Bu şekilde hem taze gıda hem de derin dondurucu bölmeleri için ayrı ayrı cihaz sabitlerinin belirlenmesi mümkün olabilmektedir. Bu şekilde yapılan deneyler yardımı ile iki kapılı buzdolabı taze gıda bölümü cihaz sabiti 0,884 W/K ve derin dondurucu

bölmesi cihaz sabiti 0,482 W/K olarak elde edilmiştir. Benzer şekilde cihaz sabitleri kombi tip buzdolabı için de gerçekleştirilmiş ve taze gıda bölümü cihaz sabiti 0,797 W/K ile derin dondurucu bölümü cihaz sabiti 0,618 W/K olarak elde edilmiştir.

Önceki bölümlerde belirtildiği üzere, buzdolaplarında conta ve flanş bölgesinin toplam ısı kazancı üzerindeki etkisinin belirlenmesi amacıyla tanımlanan bir çalışma bu bölgenin kabin üzerinde olmadığı durumun simüle edilmesidir. Bu durum ancak buzdolaplarında bu bölgenin ortadan kaldırılması, yani pratikte kesilmesi ile mümkün olabilmektedir. Bu uygulama ile pratikte bir buzdolabında sağlanabilecek en iyi durum gerçekleştirilmiş olabilecektir. Bu uygulamanın yapılabilmesi amacıyla çalışma için belirlenen ve ters ısı kazancı deneyleri ile cihaz sabitleri elde edilen kabinlerin conta ve flanş bölgeleri kesilmiştir. Deneylerde kullanılan derin dondurucunun kesilmiş durumu Şekil 4.4'de sunulmuştur.



Şekil 4.4 : Kesilmiş Durumda Ters Isı Kazancı Deneyi Yapılan Derin Dondurucu

Şekil 4.4 'de sunulduğu üzere buzdolabı kabini ve kapısı üzerinde bulunan conta ve flanş bölgesi kesilmiş, bu şekilde yalıtım malzemeleri ortama açık hale getirilmiştir. Bu işlem ardından kapıya ısıtıcı ve fan uygulaması yapılmıştır. Bu uygulama ardından kapı, kabin ile sızdırmaz olarak birleştirilmiş ve sistem ile ters ısı kazancı deneyleri yapılmıştır. Ters ısı kazancı sonrasında elde edilen Q_{I+F} değeri ile ilk haldeki Q_{I+F} değerleri karşılaştırılmış ve elde edilen fark, conta ve flanş bölgesi üzerinden gerçekleşen ısı geçişi miktarı olarak tanımlanmıştır. Çalışmada kullanılan derin dondurucu, iki kapılı ve kombi buzdolapları için elde edilen deney sonuçları Tablo 4.4 'de sunulmuştur.

Tablo 4.4 : Conta Ve Flanş Bölgesi Geçen Isı Miktarı Karşılaştırması

	Buzdolabı Modeli				
	Derin Dondurucu	İki Kapılı		Kombi	
	DD	DD	TG	DD	TG
Q_{I+F} [W]	41,25	16,63	43,05	22,59	38,89
Q'_{I+F} [W]	36,40	14,05	40,92	19,28	35,97
ΔQ [W]	4,85	2,58	2,13	3,31	2,92

Tablo 4.4 'de sunulduğu üzere her üç tip buzdolabı modeli için conta ve flanş bölgesinden gerçekleşen ısı geçişi miktarları belirlenmiştir. Elde edilen değerler, derin dondurucu tipi buzdolabında bu bölgeden gerçekleşen ısı geçişinin diğer buzdolaplarına göre daha yüksek olduğunu göstermiştir. İki kapılı ve kombi buzdolabında ise derin dondurucu ve taze gıda bölmeleri bazında sonuçlar incelendiğinde elde edilen değerlerin derin dondurucu tipi buzdolabına göre daha düşük olduğu görülmektedir. Diğer taraftan her iki buzdolabı modeli için toplam ısı geçişi miktarı değerleri incelendiğinde ise toplam değerlerin, taze gıda bölümü ile ortam sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının, derin dondurucu ile ortam arasındaki sıcaklık farkından daha düşük olmasına rağmen, derin dondurucu ile yaklaşık olarak aynı kombi buzdolabında ise daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durumun temel sebebi, öncelikle derin dondurucu tipi buzdolabında sıcaklık değerine bağlı olarak elde edilen basınç değeri sebebiyle contanın daha sıkı yapışması olarak tanımlanabilmektedir. Bir diğer sebep ise conta geometrisi olarak belirlenmiştir. Conta geometrisi ve basınç farkı sebebiyle contanın kabine sıkı yapışması bu bölgeden gerçekleşen ısı geçişini direkt olarak etkilemektedir.

DeneySEL çalışmalar sonucunda elde edilen ısı geçişi değerleri ve bu değerler arasındaki fark, sıcaklık değerleri ile conta uzunluğu değerleri kullanılarak hesaplanan değer conta katsayısı "g" olarak tanımlanmış ve birimi "W/m. 100K" olarak elde edilmiştir. Her üç buzdolabı ve farklı bölmeler için elde edilen conta katsayısı değerleri Tablo 4.5 'de sunulmuştur.

Tablo 4.5 : Conta Katsayısı Değerleri

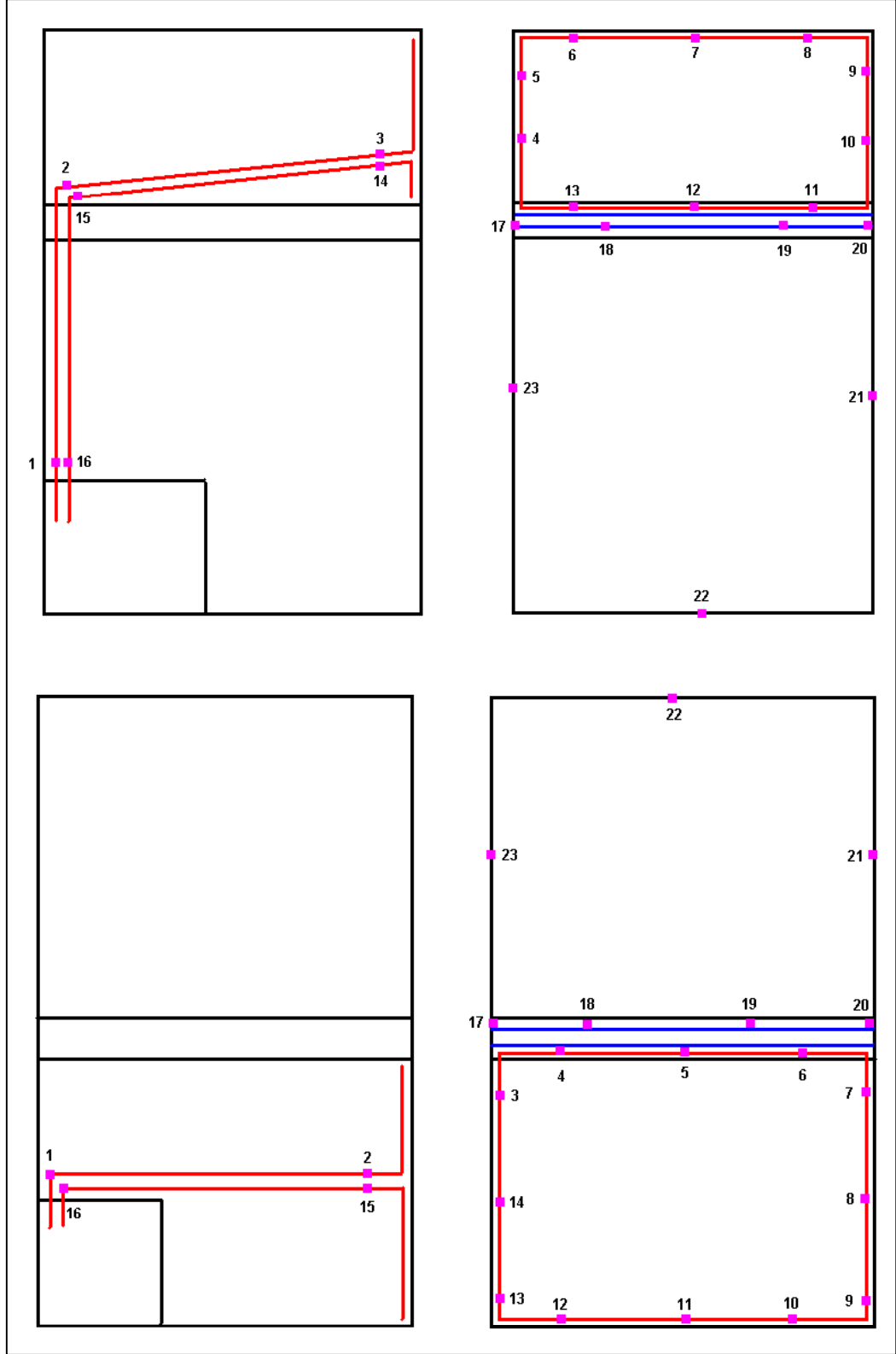
	Buzdolabı Modeli		
	Derin Dondurucu	İki Kapılı	Kombi
g_{DD} [W/m. 100K]	2,52	3,12	3,00
g_{FF} [W/m. 100K]	-	3,97	4,20

Tablo 4.5 'de sunulduğu üzere çalışmada kullanılan buzdolabı modelleri için conta katsayısı değerleri belirlenmiştir. Elde edilen değerler, en iyi conta sisteminin derin dondurucu tipi buzdolabında kullanılan sistem olduğunu göstermiştir. Daha önce de belirtildiği üzere conta geometrisi ile bu buzdolabında contanın diğer contalara göre daha sıkı yapışması bu durumun sebebi olarak tanımlanmıştır.

Tanımlanan bu deney sistemi ve yöntemi ile soğutucularda conta bölgesinden kaynaklanan ısı geçişi miktarı belirlenmiştir. Buna göre derin dondurucu tipi buzdolabında bu bölgeden gerçekleşen ısı geçişinin toplam buzdolabının ısı kazancında %11,8 seviyesinde bir etkisi olduğu belirlenmiştir. Bu oran iki kapılı buzdolabında %7,9 ve kombi buzdolabında %10,1 olarak hesaplanmıştır.

4.2.2. Buzdolabı Sıcaklık Ölçüm Deneyleri

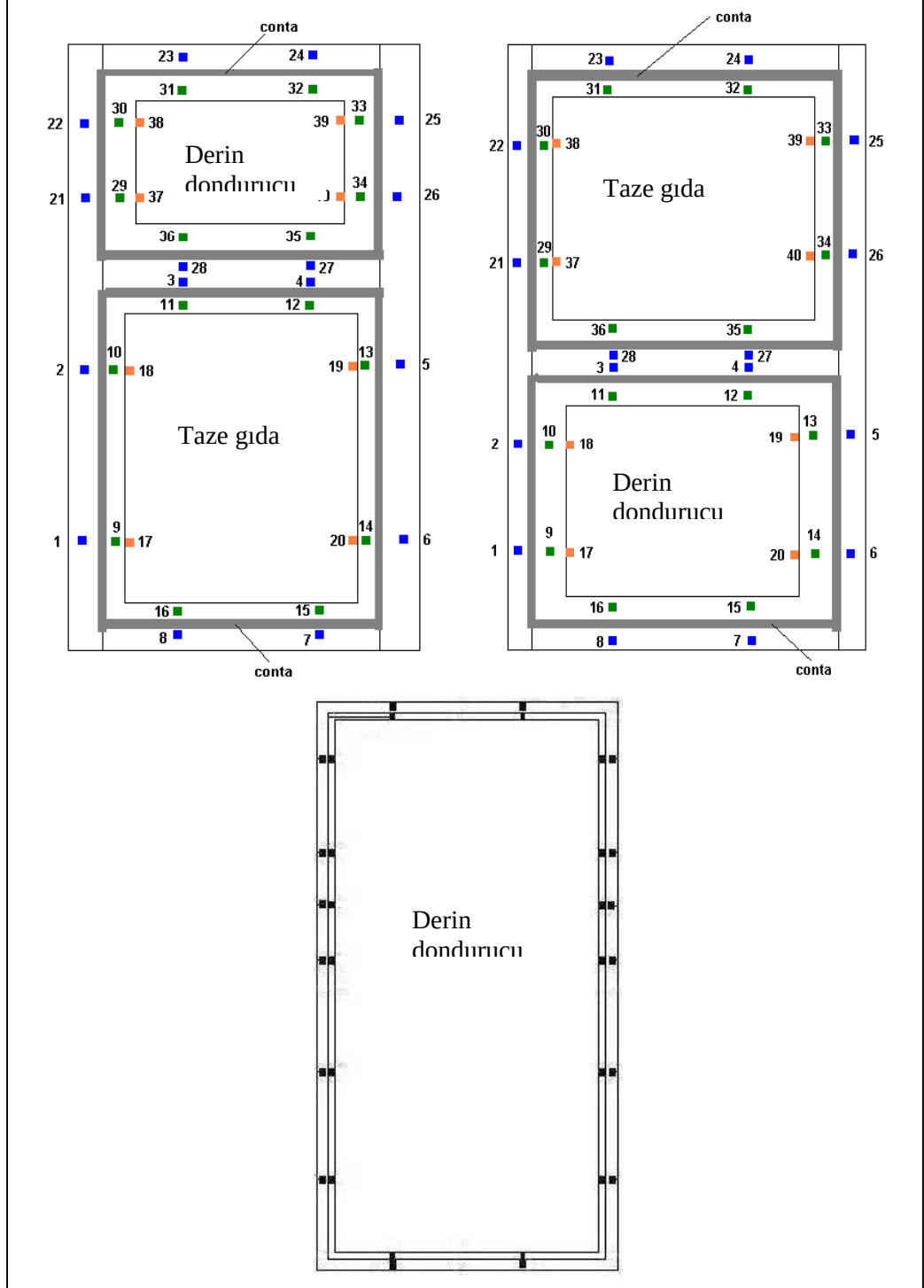
Çalışmada kullanılmak amacıyla belirlenen buzdolapların baz değerlerinin, conta ve flanş bölgesinden gerçekleşen ısı geçişi miktarının ve yüzdesel etkisinin belirlenmesi ardından tanımlanan buzdolapları ile sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma ile alternatif flanş ısıtıcısı uygulamaları için oluşturulan analiz modellerinin altyapı ve validasyon çalışmalarının yapılması hedeflenmiştir. Sıcaklık ölçümlerinin yapılabilmesi amacıyla biri derin dondurucu, biri iki kapılı ve biri kombi olmak üzere üç farklı tipte buzdolabı hazırlanmıştır. Bu buzdolaplarında hem flanş ısıtıcısı üzerinden hem de buzdolabı kabini üzerinden sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. İki kapılı ve kombi buzdolaplarında flanş ısıtıcısı üzerinde bulunan sıcaklık ölçerlerin yerleşimi Şekil 4.5'de ve kabin üzerinde bulunan sıcaklık ölçerlerin yerleşimi Şekil 4.6'da sunulmuştur.



Şekil 4.5 : Flanş Isıtıcısı Sıcaklık Ölçer Yerleşimi

Şekil 4.5 'de sunulduğu üzere hem iki kapılı hem de kombi buzdolabında flanş ısıtıcısı üzerinden toplam 16 noktadan sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Çalışmada flanş ısıtıcısı giriş sıcaklığı 2 ve çıkış sıcaklığı olarak 15 numaralı sıcaklık ölçüm bölgeleri

kabul edilmiştir. Bunun temel sebebi, 1 numaralı bölgenin ortama açık ve kompresör çıkışı ile aynı sıcaklıkta olması, 16 numaralı bölgenin ise benzer şekilde ortama açık ve kondenser giriş sıcaklığı ile aynı olmasıdır. Çalışmanın hedefinin kabine atılan ısı miktarının belirlenmesi olması sebebiyle 2 ve 15 numaralı bölgeler çalışmanın amacına daha uygun bulunmuştur. Sıcaklık ölçerlerin derin dondurucu tipi buzdolabındaki yerleşimi de iki kapılı ve kombi buzdolabında yapıldığı gibidir.



Şekil 4.6 : Kabin Sıcaklık Ölçer Yerleşimi

Şekil 4.6 'da sunulduğu üzere derin dondurucu tipi buzdolabı, iki kapılı ve kombi tipi buzdolapları için sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Yapılan ölçümlerde kompresörün çalıştığı, yani flanş ısıtıcısının devrede olduğu durum ile kompresörün durduğu, yani flanş ısıtıcısının devrede olmadığı durumlar incelenmiştir. Flanş ısıtıcısının devrede olduğu durumlar kabine atılan ısı miktarının belirlenebilmesi ve devre dışı olduğu durumlar bu bölgede yaşanabilecek terleme problemlerinin belirlenebilmesi amacıyla gözlemlenmiştir. Bu çerçevede, her üç tip buzdolabı modeli için flanş ısıtıcısının kompresörden sonra ve kondenserden sonra olduğu durumlar ile flanş ısıtıcısız buzdolabı uygulaması durumları için elde edilen sıcaklık değerleri Tablo 4.6'da sunulmuştur.

Tablo 4.6 : Flanş Isıtıcısı Sıcaklık Değerleri

İki Kapılı Buzdolabı Sıralama	Flanş Max. Sıcaklığı [°C]	Flanş Min. Sıcaklığı [°C]	Yüzey Max. Sıcaklığı [°C]	Yüzey Min. Sıcaklığı [°C]
Kompresör - Flanş Isıtıcısı - Kondenser	47.2	15.9	29.1	-1.0
Kompresör - Kondenser - Flanş Isıtıcısı	39.1	16.2	24.0	-5.0
Flanş Isıtıcısız Durum	-	-	23.0	-12.0

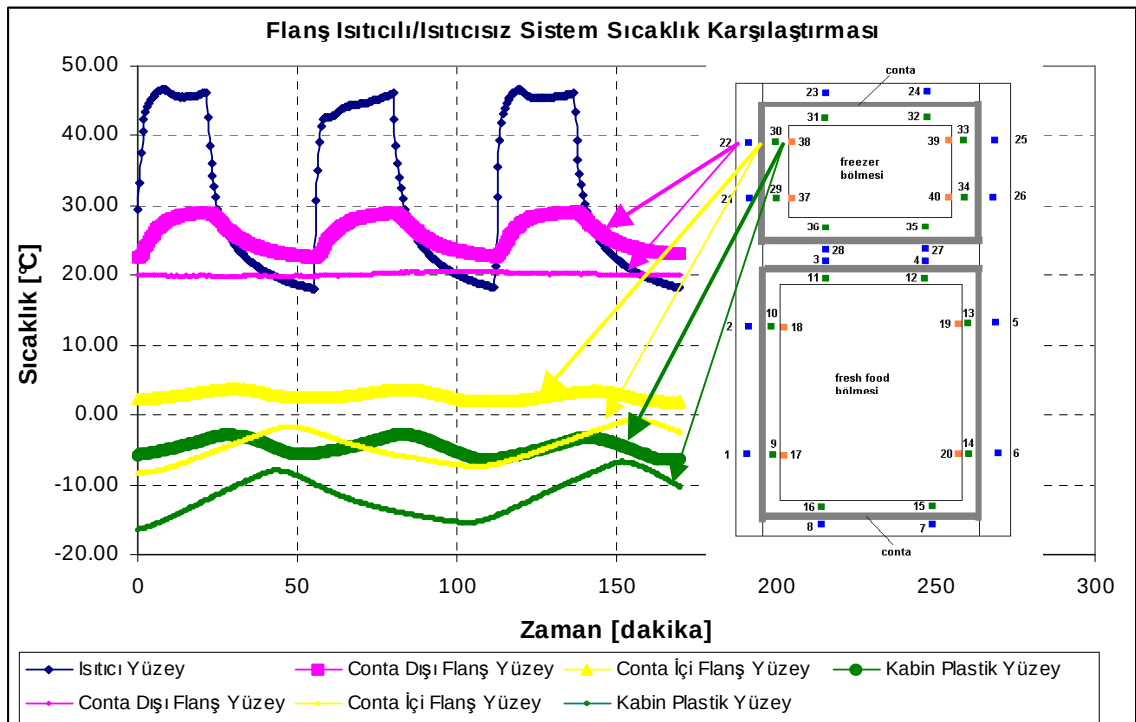
Tablo 4.7 : Flanş Isıtıcısı Sıcaklık Değerleri

Kombi Buzdolabı Sıralama	Flanş Max. Sıcaklığı [°C]	Flanş Min. Sıcaklığı [°C]	Yüzey Max. Sıcaklığı [°C]	Yüzey Min. Sıcaklığı [°C]
Kompresör - Flanş Isıtıcısı - Kondenser	52.5	21.7	28.2	-0.5
Kompresör - Kondenser - Flanş Isıtıcısı	36.9	17.4	24.0	-3.0
Flanş Isıtıcısız Durum	-	-	22.5	-9.0

Tablo 4.8 : Flanş Isıtıcısı Sıcaklık Değerleri

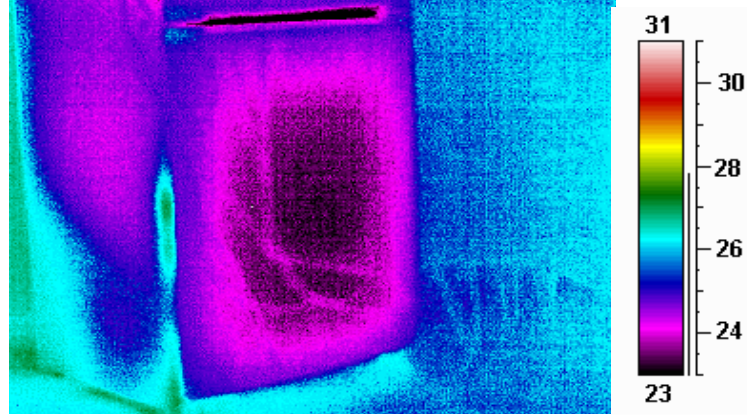
Derin Dondurucu Buzdolabı Sıralama	Flanş Max. Sıcaklığı [°C]	Flanş Min. Sıcaklığı [°C]	Yüzey Max. Sıcaklığı [°C]	Yüzey Min. Sıcaklığı [°C]
Kompresör - Flanş Isıtıcısı - Kondenser	49.2	14.9	30.2	-1.0
Kompresör - Kondenser - Flanş Isıtıcısı	36.0	14.2	23.0	-6.0
Flanş Isıtıcısız Durum	-	-	22.0	-11.0

Tablo 4.6'da sunulan değerler çerçevesinde farklı durumlar için iki kapılı buzdolabı sıcaklık değişimleri Şekil 4.7'de sunulmuştur.

**Şekil 4.7 : İki Kapılı Buzdolabı Sıcaklık Değişimleri**

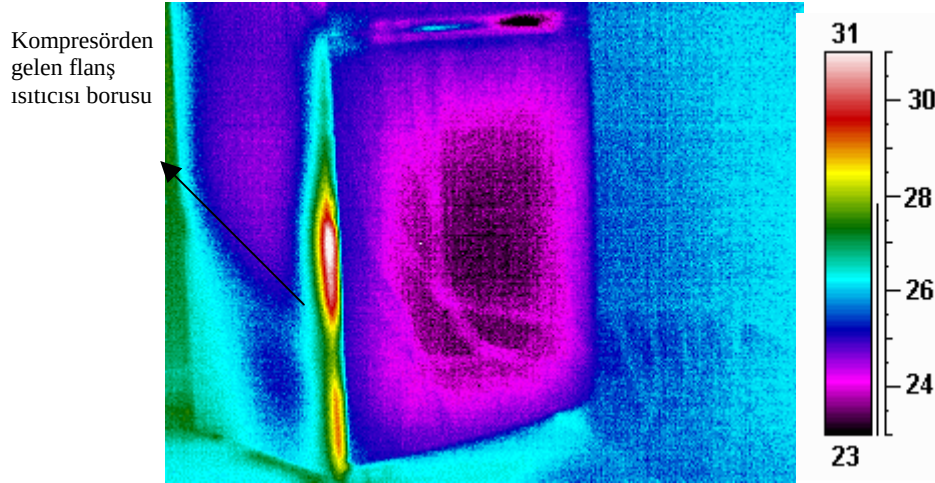
Şekil 4.7 'de sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının devrede olduğu durumda conta dışı sıcaklık değerleri 30°C seviyesine kadar yükselmektedir. Flan ş ısıtıcısının devreden çıkarıldığı durumda ise aynı bölgede sıcaklık değeri 20°C seviyesinde olmaktadır. Kombi buzdolabı için yapılan termal kamera ölçümleri iki farklı flanş ısıtıcısı

yerleşimi sıralaması için yapılmıştır. Kombi tipi buzdolabında kompresörün çalışmasının hemen ardından sıcaklık dağılımı Şekil 4.8'de sunulmuştur.



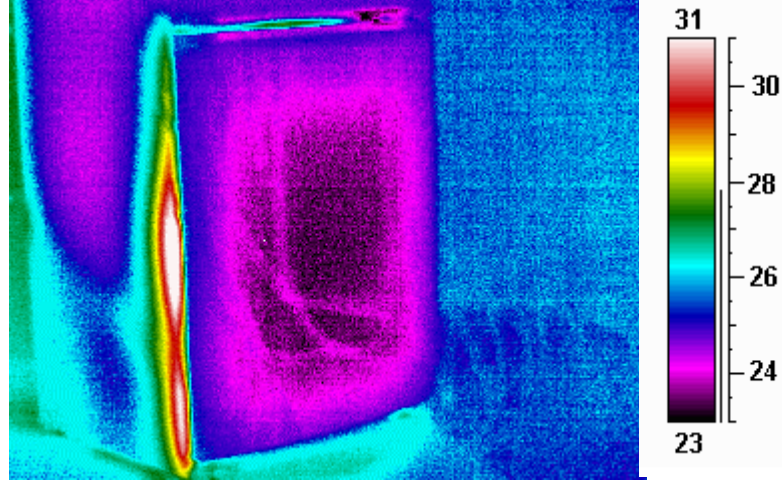
Şekil 4.8 : Kompresör Çalışması Ardından Sıcaklık Dağılımı

Şekil 4.8'de sunulduğu üzere kompresörün kalkışı ardından sıcaklığı yüksek soğutkan flanş ısıtıcısına girmiş ve bu bölgede sıcaklığın yükselmesine sebep olmuştur. Kompresörün kalkışı ardından buzdolabı çalışmaya devam etmiş, buna bağlı olarak bu bölgenin sıcaklığında da artış gözükmiştir. Flanş ısıtıcısının alt bölgeden giriş yapması sebebiyle bu bölge diğer bölgelere göre bir miktar daha ısınmıştır. Sistem, Şekil 4.9'da sunulmuştur.



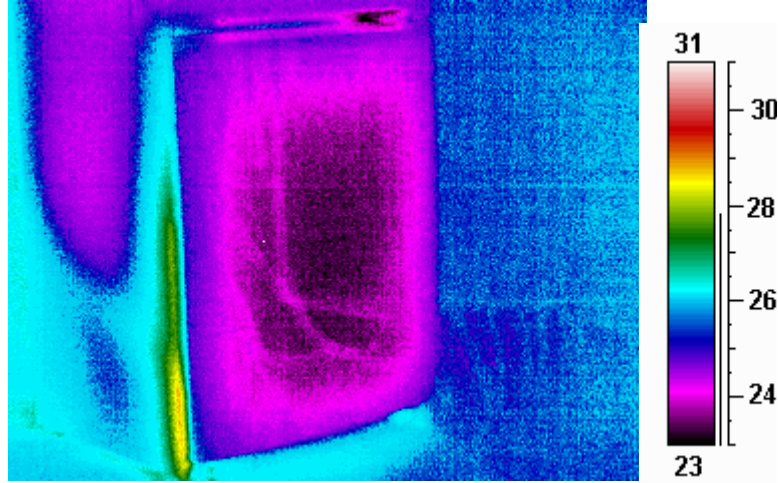
Şekil 4.9 : Kombi Tipi Buzdolabı Sıcaklık Değişimleri

Kompresörün çalışması ardından ısınan flanş bölgesi en yüksek sıcaklık olarak 32 °C 'ye ulaşmıştır. Bu durum Şekil 4.10'da sunulmuştur. Ek olarak ara bölme bölgesinde sıcaklık dağılımının gerek ölçümler gerekse termal görüntüleme çalışmalarında homojen olduğu görülmüştür.



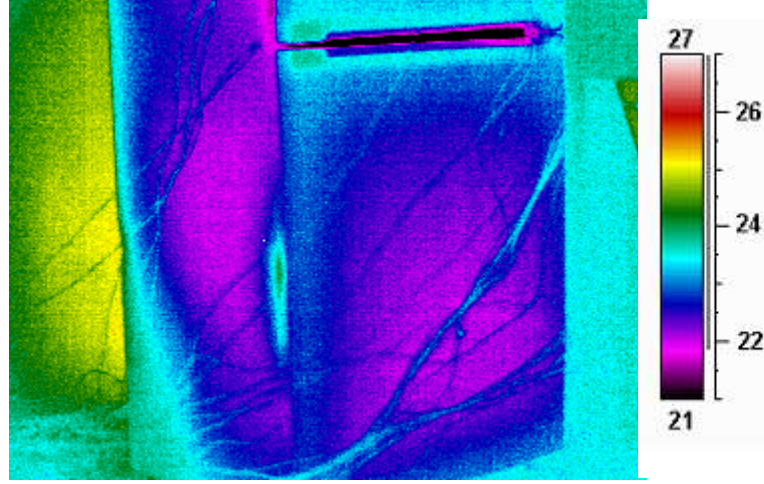
Şekil 4.10 : Kombi Tipi Buzdolabı En Sıcak Durum

Kompresörün durması ardından kabin flanş bölgesi soğumaya başlamış ve bu durum Şekil 4.11'de sunulmuştur.

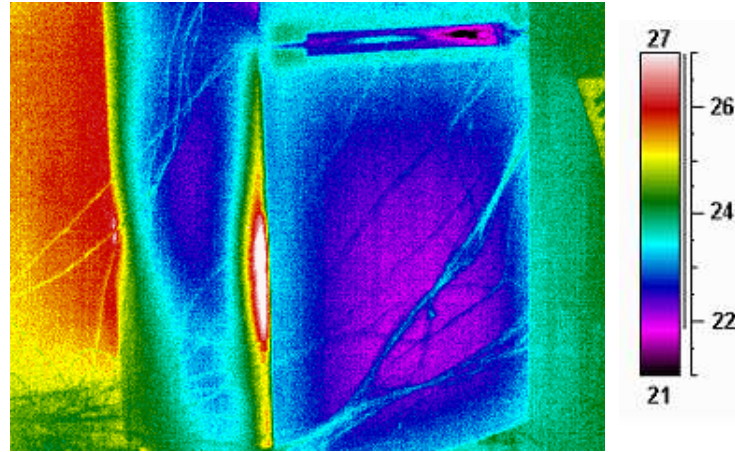


Şekil 4.11 : Kombi Tipi Buzdolabı Sıcaklık Değişimleri

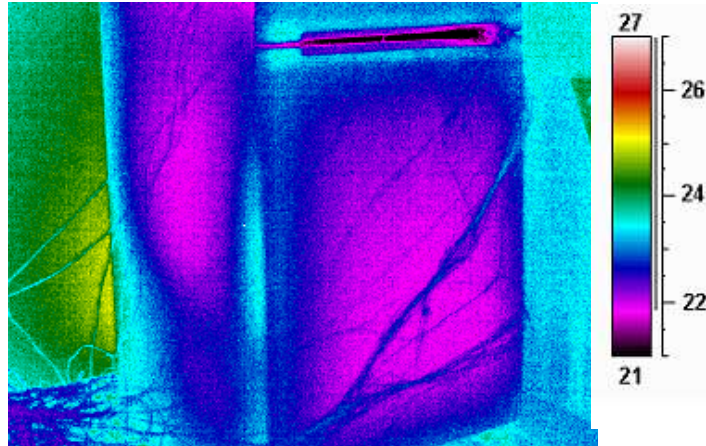
Kombi buzdolabı ile yapılan bir diğer çalışma, soğutma sistemi sıralamasının kompresör – kondenser – flanş ısıtıcısı olarak tanımlandığı durumdur. Bu uygulamada, kompresörden çıkan yüksek sıcaklıktaki soğutkan önce kondensere gitmektedir. Burada ısısını atarak sıcaklığının düşmesi sağlanan soğutkan, flanş ısıtıcısı borusuna geldiğindeki sıcaklığı 37°C mertebesinde dir. Flanş etrafında dolaşarak bünyesindeki ısıyı bir kısmını flanşa veren soğutkanın çıkış sıcaklığı ise 33 °C mertebesinde ölçülmüştür. Flanş hattındaki bu sıcaklık düşüşünün sonucu olarak flanş bölgesinin termal görüntüsü diğer çevrime göre oldukça farklı elde edilmiştir. Şekil 4.12'de kompresörün çalıştığı durumda flanş bölgesindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur.



Şekil 4.12 : Kombi Buzdolabı Kompresör-Kondenser-Flanş Isıtıcısı Durumu İçin Sıcaklıklar
Şekil 4.12'de sunulduğu üzere kompresörün çalışmaya başlaması ile birlikte flanş bölgesinde bir sıcaklık artışı meydana gelmiştir. Çalışmanın devamında elde edilen sıcaklıklar Şekil 4.13'de sunulmuştur.



Şekil 4.13 : Kombi Buzdolabı Kompresör-Kondenser-Flanş Isıtıcısı Durumu
Çalışmada son olarak tanımlanan sıralama için soğuma durumu incelenmiş ve bu durum Şekil 4.14'de sunulmuştur.

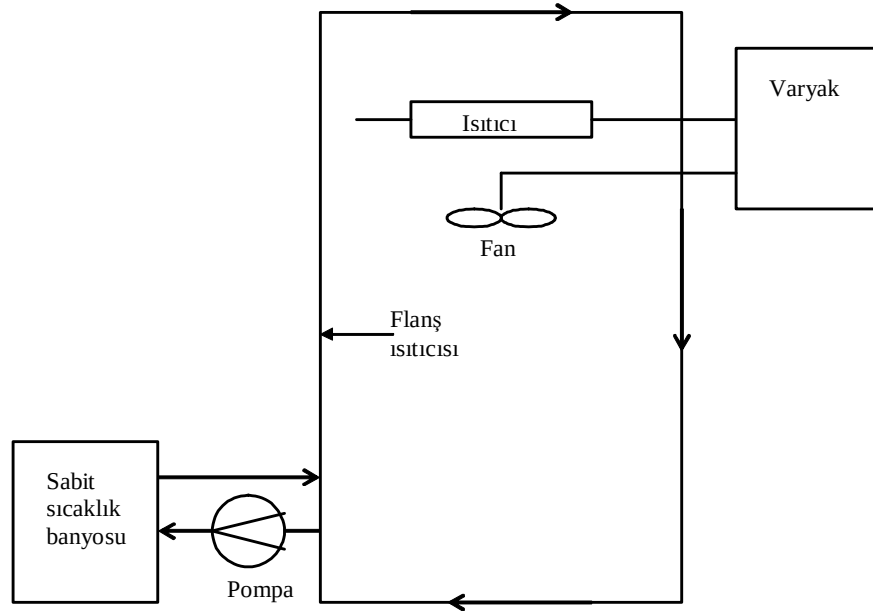


Şekil 4.14 : Kombi Buzdolabı Durma Hali İçin Sıcaklık Dağılımı

Tanımlanan buzdolapları ile ölçülen sıcaklık değerlerinin kontrolü amacıyla gerçekleştirilen termal kamera ölçümleri ile noktasal olarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar, sıcaklık ölçer ile termal kamera arasında bölgesel olarak 0.5 ile 1.0°C seviyesinde farklılıklar olduğunu göstermiştir.

4.2.3. Flanş Isıtıcısı Etkisi Belirleme Deneyleri

Ters ısı kazancı deneyleri yardımı ile belirlenen conta etkisinin yanında flanş ısıtıcısı etkisinin belirlenebilmesi amacıyla deneylerde çalışma bünyesinde gerçekleştirilmiştir. Flanş ısıtıcısı etkisinin belirlenmesi amacıyla hazırlanan deney sistemi ters ısı kazancı deneyinde kullanılan deney sistemi ile aynı özelliklere sahip olmakla beraber farkı, buzdolabı flanş ısıtıcısından çalışma şartlarını sağlayacak özelliklerde su geçirilmesidir. Sistem Şekil 4.15’de sunulmuştur.



Şekil 4.15 : Flanş Etkisi Belirleme Deney Düzeneği

Şekil 4.15’de sunulduğu üzere sistem flanş ısıtıcısı su sıcaklığının ayarlanabilmesi amacıyla bir sabit sıcaklık banyosu (1), su sirkülasyonunun sağlanabilmesi amacıyla bir su pompası (2), flanş ısıtıcısı debisinin ayarlanabilmesi amacıyla bir su hattı (3), su debisinin belirlenebilmesi amacıyla bir rotametre (4), flanş ısıtıcısı yüzey sıcaklık değerlerinin belirlenebilmesi amacıyla 12 adet sıcaklık hissedici, flanş ısıtıcısı su giriş ve çıkış sıcaklıklarının belirlenebilmesi amacıyla 2 adet RTD ve bir buzdolabı kabininden oluşmaktadır. Tanımlanan bu sistem yardımı ile flanş ısıtıcısından kabine olan ve benzer şekilde flanş ısıtıcısından ortama olan ısı geçişi miktarının belirlenmesi mümkün olabilmektedir. Flanş ısıtıcısı etkisinin belirlenmesi amacıyla yapılan deneylerde kullanılan sıcaklık değerleri Tablo 4.9’da sunulmuştur.

Tablo 4.9 : Flanş Isıtıcısı Etkisi Belirleme Deneyleri Deney Şartları

Buzdolabı modeli	Ortam Sıcaklığı [°C]	Derin Dondurucu Bölmesi Sıcaklığı [°C]	Taze Gıda Bölmesi Sıcaklığı [°C]	Flanş Isıtıcısı Sıcaklığı [°C]
İki Kapılı	22	65	65	12
Kombi	22	65	65	12
Derin Dondurucu	22	65	65	12

Tablo 4.9 'da sunulduğu üzere, kabin iç sıcaklıkları 65 °C ve ortam sıcaklığı 22 °C olarak belirlenmiştir. Normal çalışma şartlarının tam tersi durumunun oluşturulabilmesi, yani flanş ısıtıcısından ortam ve kabin içine gerçekleşen ısı geçişinin ortam ve kabin içinden flanş ısıtıcısına doğru gerçekleştirilebilmesi amacıyla, flanş ısıtıcısı sıcaklık değeri 12 °C olarak belirlenmiş ve bu şartlarda deneyler yapılmıştır. Bu deneyler çerçevesinde elde edilen değerler Tablo 4.8 'de sunulmuştur.

Tablo 4.10 : Kabin Isıl Yük Değerleri (25°C Ortam Şartı)

	Buzdolabı Modeli				
	Derin Dondurucu	İki Kapılı		Kombi	
	DD	DD	TG	DD	TG
Q_{I+F} [W]	41,25	16,63	43,05	22,59	38,89
Q''_{I+F} [W]	42,90	17,43	42,85	23,56	38,16
ΔQ_F [W]	1,65	0,80	0,20	0,97	0,73

Tablo 4.10'da sunulduğu üzere, flanş ısıtıcısından kabine olan ısı geçişi derin dondurucuda 1,65 W, iki kapılı buzdolabında 0,80 W ve kombi buzdolabında 0,97 W olarak belirlenmiştir. Bu değerler dikkate alındığında conta ve flanş bölgesinin kabin toplam ısı kazancı üzerindeki etkisi derin dondurucuda %3,80, iki kapılı buzdolabında %4,60 ve kombi buzdolabında %4,10 olarak belirlenmiştir.

Tablo 4.8'de sunulan fark değerleri kullanılarak flanş ısıtıcısından kabin içerisine geçen ısı miktarını belirleyebilmek mümkündür. Bu değer belirlenmesi yanında aşağıda sunulan eşitliğin kullanılması ile flanş ısıtıcısından atılan toplam ısı miktarını belirlemek mümkündür.

$$Q'_F = m_{su} c_{psu} (T_{Flanşg} - T_{Flanşç}) \quad (4.2)$$

Flanş ısıtıcısından atılan toplam ısı değeri Q'_F değerinden deneysel olarak belirlenen $\Delta Q'_F$ değerinin çıkartılması ile flanş ısıtıcısından ortama atılan ısı değeri Q_{ortam} da hesaplanabilmektedir. Flanş ısıtıcısının mevcut durumu ve farklı sıcaklık değerleri için yapılan deneyler çerçevesinde elde edilen giriş ve çıkış sıcaklıkları, su debisi, ortam ve kabin sıcaklıkları Tablo 4.11'de sunulmuştur.

Tablo 4.11 : Tek Kapılı Derin Dondurucu Flanş Isıtıcısı Çıkış, Ortam Ve Kabin Sıcaklıkları

m_{su} [kg/dak]	$T_{flanş_giriş}$ [°C]	$T_{flanş_çıkış}$ [°C]	T_{ortam} [°C]	T_{kabin} [°C]
0,66	14,4	18,4	23,4	64,0
	19,0	22,5	23,5	64,0
	23,5	24,0	23,6	64,2

Tablo 4.11'de sunulan değerler kullanılarak hesaplanan ortama atılan ısı miktarı Q_{ortam} değerleri ise Tablo 4.12'de sunulmuştur.

Tablo 4.12 : Flanş Isıtıcısı Ortama Atılan Isı Miktarı

	Buzdolabı Modeli		
	Derin Dondurucu	İki Kapılı	Kombi
Q_{ortam} [W]	7,65	5,56	5,13

Tablo 4.12'de belirtildiği üzere flanş ısıtıcısından ortama atılan ısı miktarı derin dondurucuda 7,65 W, iki kapılı buzdolabında 5,56 W ve kombi buzdolabında 5,13 W olarak elde edilmiştir.

Mevcut durumda buzdolabının yalıtımı poliüretan yalıtım malzemesi ile yapılmaktadır. Bu durumda conta ve flanş bölgesi etkisi hesaplanmıştır. Yalıtım malzemesinin iyileştirilmesi ile kabin toplam ısı kazancı düşecek, fakat conta ve flanş bölgesinden gerçekleşen ısı geçişi değişmeyecektir. Bu çerçevede, bu bölgenin yüzdesel olarak etkisi artacaktır.

Çalışmanın devamında tek kapılı derin dondurucu conta bölgesi bir bant yardımı ile kapatılmış, bu şekilde contadan gerçekleşen infiltrasyon etkisinin ortaya konması hedeflenmiştir. Contası bantlanan buzdolabı için flanş ısıtıcısından su geçirilerek deney gerçekleştirilmiş ve bu deney sonucunda ters ısı kazancı deneyi yapılması sebebiyle kabin toplam ısı kazancı artış göstermiştir. Buna bağlı olarak infiltrasyondan kaynaklanan ısı kazancı yüzdesi, elde edilen değerler bantsız deneyde elde edilen değerler ile karşılaştırıldığında %2,1 olarak elde edilmiştir. Buna bağlı olarak contadan gerçekleşen ısı transferi ise kesilmiş kabin ile yapılan deneyler dikkate alındığında %9,0 olarak elde edilmiştir.

4.2.4. Belirsizlik Analizi

Çalışma çerçevesinde yapılan deneyler ile birlikte bir belirsizlik analizi çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada sistemde belirlenen değerlerin doğruluk değerleri araştırılmış, ölçüm doğruluğu araştırılmıştır. Analiz çalışması ters ısı kazancı ölçüm sistemi için yapılmış, sistemdeki sıcaklık ve güç değerleri baz alınmıştır.

Buna göre ölçüm sisteminde temel amaç buzdolabı toplam ısı kazancının belirlenmesi olarak tanımlanmış ve bu değer belirlenebilmesi amacıyla buzdolabı kabini içerisine yerleştirilen ısıtıcı ile fan gücü ile kabin içi ve kabin dışı sıcaklıklarının ölçümüne ihtiyaç duyulmaktadır.

Ölçüm düzeneğinin ölçüm belirsizliğinin belirlenebilmesi amacıyla öncelikle belirlenen değerlerin tanımı yapılmıştır.

$$Q_{kab} = Q_{ısıtıcı} + Q_{fan} = U \cdot A \cdot (T_{iç} - T_{dış}) = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (4.3)$$

$$U \cdot A = \frac{Q_{ısıtıcı} + Q_{fan}}{\Delta T} \quad (4.4)$$

Tanımlanan bu değerler çerçevesinde UA değeri için ölçüm belirsizliğinin tanımı,

$$w_{UA} = \sqrt{\left(w_{Q_{ısıtıcı}} \cdot \frac{\partial(UA)}{\partial(Q_{ısıtıcı})}\right)^2 + \left(w_{Q_{fan}} \cdot \frac{\partial(UA)}{\partial(Q_{fan})}\right)^2 + \left(w_{\Delta T} \cdot \frac{\partial(UA)}{\partial(\Delta T)}\right)^2} \quad (4.5)$$

olarak yapılmıştır. Bu çerçevede ısıtıcı, fan ve sıcaklık ölçümleri için w değerleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$w_{Q_{ısıtıcı}} = 0,022 \quad (4.6)$$

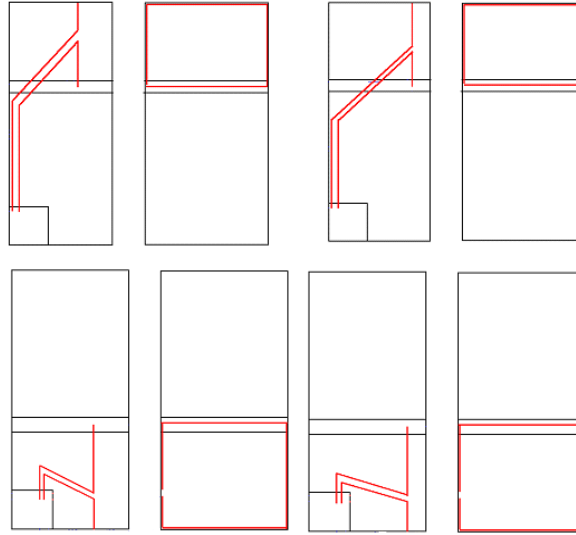
$$w_{Q_{fan}} = 0,010 \quad (4.7)$$

$$w_{\Delta T} = \sqrt{\left(w_{T_{iç}} \cdot (-T_{du})\right)^2 + \left(w_{T_{du}} \cdot T_{iç}\right)^2} = 0,35 \quad (4.8)$$

Tüm bu değerler çerçevesinde sistem belirsizliği değeri 0,012 W/K olarak hesaplanmıştır. Buna göre belirsizlik %1,2 olarak belirlenmiştir.

4.2.5. Farklı Yerleşim Durumunda Flanş Isıtıcısı Etkisi Deneyleri

Çalışma çerçevesinde gerçekleştirilen enerji tüketimi, ters ısı kazancı deneyleri ile sıcaklık ölçümlerinin ardından Bölüm 5 'de detayları sunulan analizlerin yardımı ile farklı yerleşim bölgelerine flanş ısıtıcısı uygulamaları gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla, öncelikle flanş ısıtıcılarının geometrisi oluşturulmuş ve bu geometrilere uygun olarak flanş ısıtıcıları hazırlanmıştır. Tanımlanan flanş ısıtıcılarının şematik gösterimleri Şekil 4.16'da sunulmuştur.



Şekil 4.16 : İki Kapılı Ve Kombi Buzdolabı Farklı Uygulama Flanş Isıtıcısı Yerleşimi

Şekil 4.16'da sunulduğu üzere, kombi ve iki kapılı buzdolaplarına flanş ısıtıcısı uygulaması yapılmış ve uygulama çerçevesinde öncelikli olarak terleme deneyleri gerçekleştirilmiştir. Tek kapılı derin donduruculara da benzer şekilde uygulama yapılmıştır. Çalışmada öncelikli olarak terleme deneyi gerçekleştirilmesinin sebebi, flanş ısıtıcısının ana uygulama amacının terlemenin engellenmesi olmasıdır. 10°C-%90 bağıl nem, 25°C-%85 bağıl nem ve 32°C-%80 bağıl nem değerlerinde yapılan terleme deneyi sonucunda farklı buzdolaplarında elde edilen durum Şekil 4.17'de sunulmuştur.



Şekil 4.17 : Terleme Deneyi Sonucunda Buzdolaplarının Görünümü

Şekil 4.17’de sunulduğu üzere yapılan deneyler bu buzdolaplarında herhangi bir terleme ile karşılaşmadığını göstermiştir. Bu durum analizler sonucunda elde edilen sonuçlar ile deneylerin uyumlu olduğunu göstermiştir.

Tanımlanan buzdolapları ile yapılan terleme deneyleri ardından flanş ısıtıcısı uygulamalarının buzdolabı enerji tüketim değerlerine etkisinin belirlenebilmesi amacıyla buzdolabına daha yakın ve kabin içi haminden mümkün olduğu kadar uzağa yerleştirilen flanş ısıtıcısı uygulaması ile enerji tüketimi deneyleri gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla kompresörden gelen farkın ortadan kaldırılması amacıyla öncelikle kompresörlerin -23.3°C buharlaşma ve $+54.4^{\circ}\text{C}$ yoğuşma sıcaklığı ve 32.2°C yoğuşma sonrası aşırı soğuma ve buharlaşma sonrası aşırı kızdırma sıcaklıkları ile tanımlanan ASHRAE test şartı ile önceden belirlenen buzdolabı çalışma şartlarında performans deneyleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deneyler çerçevesinde elde edilen sonuçlar Tablo 4.11, 4.12, 4.13’de sunulmuştur.

Tablo 4.13 : Kompresör Performans Deneyleri Sonuçları

Kompresör No	COP [W/W]	
	ASHRAE	$-30/+43^{\circ}\text{C}^2$
Baz Buzdolabı_Kombi	1.48	1.39
Kombi_1	1.49	1.39
Kombi_2	1.47	1.38
Kombi_3	1.48	1.39

² Buzdolabı çalışma şartı

Tablo 4.14 : Kompresör Performans Deneyleri Sonuçları

Kompresör No	COP [W/W]	
	ASHRAE	-30/+43 °C
Baz Buzdolabı_İki Kapılı	1.28	1.21
İki Kapılı_1	1.28	1.20
İki Kapılı_2	1.28	1.21
İki Kapılı_3	1.28	1.20

Tablo 4.15 : Kompresör Performans Deneyleri Sonuçları

Kompresör No	COP [W/W]	
	ASHRAE	-30/+43 °C
Baz Buzdolabı_Tek Kapılı	1.48	1.40
Tek Kapılı_1	1.48	1.40
Tek Kapılı_2	1.49	1.39
Tek Kapılı_3	1.48	1.40

Kompresör performans değerlerinin belirlenmesi ardından tanımlanan buzdolapları ile enerji tüketimi deneyleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen değerler Tablo 4.16'da sunulmuştur.

Tablo 4.16 : Kabin Flanşına Yakın Uygulama Enerji Tüketimi Değerleri

Kompresör No	Enerji Tüketimi [Wh/24h]	Fark [%]
Baz Buzdolabı_Kombi	1323.8	0.0
Kombi_1	1295.5	2.1
Kombi_2	1292.8	2.3
Kombi_3	1298.1	1.9

Tablo 4.17 : Kabin Flanşına Yakın Uygulama Enerji Tüketimi Değerleri

Kompresör No	Enerji Tüketimi [Wh/24h]	Fark [%]
Baz Buzdolabı_İki Kapılı	1213.7	0.0
AF_1_ İki Kapılı	1176.1	3.1
AF_2_ İki Kapılı	1178.5	2.9
AF_3_ İki Kapılı	1182.1	2.6

Tablo 4.18 : Kabin Flanşına Yakın Uygulama Enerji Tüketimi Değerleri

Kompresör No	Enerji Tüketimi [Wh/24h]	Fark [%]
Baz Buzdolabı_Tek Kapılı	820.0	0.0
AF_1_ Tek Kapılı	798.7	2.5
AF_2_ Tek Kapılı	797.1	2.7
AF_3_ Tek Kapılı	798.0	2.6

Tablo 4.12’de sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kabin flanşından ve kabin iç hacminden uzaklaştırıldığı durumda kombi buzdolaplarında %2.3, tek kapılı derin dondurucuda %2.6 ve iki kapılı buzdolaplarında %3.1 ‘e varan enerji tüketimi iyileştirilmeleri sağlanabilmektedir.

4.2.6. Farklı Conta Bölgesi Geometri Etkisi Deneyleri

Çalışma çerçevesinde gerçekleştirilen deneylere ek olarak farklı conta bölgesi geometrilerin buzdolaplarının enerji tüketimine etkisi araştırılmıştır. Buna bağlı olarak öncelikle baz buzdolaplarının enerji tüketim değerleri belirlenmiş ve bu değerler Tablo 4.19 ‘da sunulmuştur.

Tablo 4.19 : Baz Buzdolabı Enerji Tüketim Değerleri

	Buzdolabı Modeli		
	Derin Dondurucu	İki Kapılı	Kombi
Enerji Tüketimi [kWh/yıl]	299	443	483
Enerji Sınıfı	A	B	B

Baz buzdolabı enerji tüketim değerlerinin belirlenmesi ardından farklı geometriler buzdolabı performansını doğrudan etkileyen derin dondurucu bölmesine uygulanmış, bu şekilde buzdolabı enerji tüketiminin azaltılması hedeflenmiştir.

Farklı geometri uygulaması kapı üzerinde çerçeve uygulaması olarak tanımlanmıştır. Bu uygulamalara ek olarak ikincil conta uygulaması diğer geometri olarak belirlenmiştir. Tanımlanan tüm geometriler conta ve flanş bölgesinde durgun hava oluşturulmasına yönelik olarak yapılmıştır.

Çalışma çerçevesinde tanımlanan ilk geometri derin dondurucu kapısında bir çerçeve oluşturulmasıdır. Bu geometrinin enerji tüketimi üzerinde etkisinin belirlenebilmesi amacıyla bir prototip hazırlanmıştır. Bu çerçevenin uygulanmasının temel amacı conta bölgesinde durgun hava oluşturulması ile bu bölgeden gerçekleşen ısı geçişinin azaltılmasıdır. Mevcut durumda tüm derin dondurucu etrafından dolaşan flanş ısıtıcısı sebebiyle ısınan bu bölgenin flanş ısıtıcısının yerleşiminin değişmesi ile daha az ısınması sebebiyle havanın soğuk kalması, fakat terlemenin önlenmesi mümkün olabilmektedir. Bu çerçevede, polistren köpük kullanılarak öncelikle kombi buzdolabına çerçeve uygulaması yapılmıştır. Uygulama Şekil 4.18'de sunulmuştur.

Çerçeve uygulamasının enerji tüketim değerine etkisinin belirlenebilmesi amacıyla flanş ısıtıcısı uygulaması kabin flanşından ve kabin iç hacminden mümkün olduğu kadar uzakta uygulanmış buzdolabı prototiplerinden Kombi_1 kodlu buzdolabı üzerine çerçeve uygulaması yapılarak her iki alternatif uygulamanın etkisi belirlenmiştir. Tanımlanan buzdolabı ile enerji deneyi sonucunda elde edilen tüketim değeri ile baz buzdolabı enerji tüketimin karşılaştırması Tablo 4.14'de sunulmuştur.



Şekil 4.18 : Kombi Buzdolabı Çerçeve Uygulaması

Tablo 4.20 : Alternatif Flanş Isıtıcısı İle Çerçeve Uygulaması İçin Enerji Tüketim Değerleri

Buzdolabı	Enerji Tüketimi [Wh/24h]	Fark [%]
Baz Buzdolabı	1323.8	0.0
Kombi_1/Çerçeve	1253.3	5.3

Tablo 4.20'de sunulduğu üzere, kombi buzdolabında hem farklı flanş ısıtıcısı hem de derin dondurucu bölmesinde çerçeve uygulaması durumunda baz duruma göre enerji tüketiminde %5.3'lük bir iyileşme sağlanabilmektedir. Bu durumda sadece çerçeve uygulaması yapıldığında ise bu iyileşmenin %3.0 seviyelerinde olabileceği öngörülebilir.

Kombi buzdolabında yapılan çalışma iki kapılı buzdolabı için de tekrarlanmıştır. Uygulamada çerçeve kombi buzdolabında olduğu gibi yapılmıştır. Uygulama detayı Şekil 4.19'da sunulmuştur. İki kapılı buzdolabında çerçeve uygulamasının enerji tüketimine etkisinin belirlenebilmesi amacıyla farklı flanş ısıtıcısı uygulanmış buzdolabı prototiplerinden İki Kapılı_1 kodlu buzdolabı üzerine çerçeve uygulaması yapılarak her iki alternatif uygulamanın etkisi belirlenmiştir. Tanımlanan buzdolabı ile enerji deneyi sonucunda elde edilen tüketim değeri ile baz buzdolabı enerji tüketimin karşılaştırması Tablo 4.21'de sunulmuştur.



Şekil 4.19 : İki Kapılı Buzdolabı Çerçeve Uygulaması

Tablo 4.21 : Farklı Flanş Isıtıcısı İle Çerçeve Uygulaması İçin Enerji Tüketim Değerleri

Buzdolabı	Enerji Tüketimi [Wh/24h]	Fark [%]
Baz Buzdolabı	1213.7	0.0
İki Kapılı_1/Çerçeve	1140.9	6.0

Tablo 4.21'de sunulduğu üzere, kombi buzdolabında hem farklı flanş ısıtıcısı hem de derin dondurucu bölmesinde çerçeve uygulaması durumunda baz duruma göre enerji tüketiminde %6.0'lık bir iyileşme sağlanabilmektedir. Bu durumda sadece çerçeve uygulaması yapıldığında ise bu iyileşmenin %3.0 seviyelerinde olabileceği düşünülebilir. Tek kapılı derin dondurucuda ise enerji tüketimi değeri 782,1 Wh/24h olarak belirlenmiş, bu durumda elde edilen toplam kazanç %4.5 ve sadece çerçeve uygulamasında kazanç %2.0 olarak belirlenmiştir.

Çalışmada değerlendirilen alternatif geometriler ardından çift conta uygulamasının etkisi araştırılmıştır. Çift conta uygulamasının temel amacı, iki conta arasında durgun bir hava tabakası oluşturularak ısı geçişinin azaltılmasıdır. Çift conta uygulamasının yapılabilmesi amacıyla mevcut buzdolabı geometrisi üzerinde değişiklik yapılması gereklidir. Bunun sebebi mevcut durumda ikinci contanın yerleştirilebileceği ve ek olarak yapışabileceği bir bölgenin bulunmamasıdır.

Çift conta uygulamasının yapılabilmesi amacıyla kalın kapı uygulaması yapılan buzdolabı seçilmiştir. Mevcut conta aynen kullanılmış ikinci conta kalın kapı uygulaması amacıyla kullanılan polistren köpük üzerine yerleştirilmiştir. Contanın tutunabilmesi amacıyla kabin iç plastiği üzerine şerit şeklinde sac parçalar yapıştırılmıştır. Kombi ve iki kapılı buzdolapları çift conta uygulaması Şekil 4.22'de sunulmuştur. Tek kapılı derin dondurucu uygulaması da kombi buzdolabına benzer şekilde yapılmıştır.



Şekil 4.20 : Çift Conta Uygulaması

Şekil 4.20’de sunulduğu üzere her iki buzdolabında da çift conta uygulamaları yapılmış ve bu buzdolaplarının enerji tüketimi değerleri belirlenmiştir. Her iki buzdolabı için elde edilen enerji tüketimi değerlerinin baz buzdolapları ile karşılaştırması Tablo 4.16’da sunulmuştur.

Tablo 4.22 : Çift Conta Uygulaması Enerji Tüketimi Değerleri

	Baz Buzdolabı	Kombi_1/Kalın Kapı	Baz Buzdolabı	İki Kapılı_1/Kalın Kapı
Enerji Tüketimi [Wh/24h]	1323.3	1183.0	1213.7	1094.8
Fark [%]	0.0	10.6	0.0	9.8

Tablo 4.22’de sunulduğu üzere alternatif flanş, kalın kapı ve çift conta uygulaması ile kombi buzdolabında %10.6 ve iki kapılı buzdolabında %9.8 ‘lik bir kazanç elde edilebilmektedir. Sadece çift conta uygulaması durumunda bu değer, kombi buzdolabı ve iki kapılı buzdolabında %7.0 seviyesinde olarak düşünülebilir. Her ne kadar kalın kapı ile çerçeve uygulamaları flanş bölgesi açısından benzer sonuçlar doğursa da kalın kapı uygulamasında kapı yalıtımının da artırılması ile enerji tüketim değerinin azaltılabilmesi sağlanmıştır. Çift conta uygulaması durumunda ise mevcut conta ile ikinci conta arasında tam bir durgun hava bölgesi yaratılması sebebiyle bu bölgeden gerçekleşen kayıpları azaltarak her iki buzdolabında da enerji tüketimini %3 seviyesinde iyileştirmiştir.

Tek kapılı derin dondurucu için yapılan çift conta uygulamasında enerji tüketimi değeri 751.2 Wh/24h olarak belirlenmiştir. Elde edilen bu değer baz buzdolabı ile karşılaştırıldığında ise toplam enerji tüketimi değerindeki değişim %8.3 olarak elde edilmiştir. Bu durumda sadece çift conta uygulaması ile elde edilen kazanç %3.8 olarak belirlenmiştir.

4.3. Deneysel Çalışma Sonuçları

Doktora tez çalışması kapsamında kombi, iki kapılı ve derin dondurucu olmak üzere üç farklı model buzdolabı üzerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar dahilinde şu sonuçlara ulaşılmıştır:

Çalışma bünyesinde biri kombi, biri iki kapılı ve biri derin dondurucu olmak üzere üç farklı kodel buzdolabı ile enerji tüketim deneyleri gerçekleştirilmiş ve bu buzdolapları

için elde edilen enerji tüketim değerleri sırasıyla 483 kWh/yıl, 443 kWh/yıl, 299 kWh/yıl olmuştur.

Baz buzdolapları ile yapılan ters ısı kazancı deneyleri sonucunda her üç buzdolabı için ısı kazancı ve cihaz sabiti değerleri belirlenmiştir. Buna göre kombi buzdolabı derin dondurucu bölümü için cihaz sabiti 0,618 W/K, taze gıda bölümü için ise 0,797 W/K olarak elde edilmiştir. İki kapılı buzdolabında ise cihaz sabitleri derin dondurucu bölümü ve taze gıda bölümleri için sırasıyla 0,482 W/K ve 0,884 W/K olarak elde edilmiştir. Derin dondurucu tipi buzdolabında ise cihaz sabiti 0,949 W/K olarak belirlenmiştir. Bu buzdolaplarının ısı kazancı değerleri ise sırasıyla 34,96 W, 47,07 W ve 41,25 W olarak ölçülmüştür.

Her üç model buzdolabı ile ters ısı kazancı deneyleri buzdolapları birer kapalı hacim oluşturacak yani conta ve flanş bölgesi olmayacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda kombi tipi buzdolabı derin dondurucu bölümü conta katsayısı 3,00 W/m. 100K ve taze gıda bölümü conta katsayısı 4,20 W/m. 100K olarak elde edilmiştir. Aynı değerler iki kapılı buzdolabı modelinde derin dondurucu için 3,12 W/m. 100K ve taze gıda bölümü için 3,97 W/m. 100K olarak hesaplanmıştır. Derin dondurucu tipi buzdolabında ise conta katsayısı 2,52 W/m. 100K olarak elde edilmiştir. Bu değerler incelendiğinde, contadan kaynaklanan ısı kazancının toplam kabin ısı kazancına oranının kombi buzdolabı derin dondurucu bölümünde %15,5, taze gıda bölümünde %11,6, iki kapılı buzdolabı derin dondurucu bölümünde %14,7, taze gıda bölümünde %11,9 ve derin dondurucu tipi buzdolabında %11,8 olarak belirlenmiştir. Bu değerler içerisinde infiltrasyon etkisi %2,0 seviyesinde elde edilmiştir.

Her üç model buzdolabı ile sıcaklık ölçümleri hem sıcaklık ölçer hem de termal kamera yardımı ile yapılmış ve yapılan ölçümler, flanş ısıtıcısının soğutma sisteminde kompresörden sonra olduğu durumda flanş ısıtıcısı sıcaklığının kombi tipi buzdolabında 52,0 °C ve flanş yüzey sıcaklığının 28,0 °C, iki kapılı buzdolabında flanş ısıtıcısı sıcaklığının 47,0 °C ve flanş yüzey sıcaklığının 29,0 °C ile derin dondurucu tipi buzdolabında flanş ısıtıcısı sıcaklığının 40,0 °C ve flanş yüzey sıcaklığının 30,0 °C olduğunu göstermiştir. Flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durumda ise flanş ısıtıcısı sıcaklığı kombi tipi buzdolabında 37,0 °C ve flanş yüzey sıcaklığı 24,0 °C, iki kapılı buzdolabında flanş ısıtıcısı sıcaklığı 39,0 °C ve flanş yüzey sıcaklığı 24,0 °C ile derin dondurucu tipi buzdolabında flanş ısıtıcısı sıcaklığı 36,0 °C ve flanş yüzey sıcaklığı 23,0 °C olarak elde edilmiştir.

Çalışma bünyesinde yapılan bir diğer çalışma flanş ısıtıcısından kabin içerisine geçen ısı miktarının belirlenmesidir. Bu çalışma çerçevesinde flanş ısıtıcısından kabine doğru olan ısı geçişi kombi buzdolabında 1,65 W, iki kapılı buzdolabında 0,80 W ve derin dondurucu tipi buzdolabında 0,97 W olarak belirlenmiştir. Tanımlanan bu ısı geçişi miktarı flanş ısıtıcısının sadece derin dondurucu bölümüne uygulanması sebebiyle bu hacmi ilgilendirmekte ve derin dondurucu bölmeleri toplam ısı geçişi miktarına oranı kombi tipi buzdolabında %4,5, iki kapılı buzdolabında %4,1 ve derin dondurucu tipi buzdolabında %3,8 olarak hesaplanmıştır. Conta ve flanş bölgesinin toplam kabin ısı kazancı etkisi ise conta bölgesi ısı geçişi miktarı da dikkate alındığında kombi tipi buzdolabında %11,7, iki kapılı buzdolabında %9,1 ve derin dondurucu tipi buzdolabında %15,1 olarak belirlenmiştir. Bu değer, literatürde tanımlanan değerler ile karşılaştırıldığında orta noktada yer almaktadır. [2, 4, 6, 9]

Tez çalışması kapsamında yapılan analizler sonucunda elde edilen yerleşim bölgelerine uygun olarak hazırlanan buzdolaplarında farklı flanş ısıtıcısı uygulamaları yapılmış ve bu uygulamalar ile enerji tüketiminde %3 seviyesinde iyileştirmeler sağlanabilmektedir. Ek olarak farklı conta bölgesi geometrilerin etkisi enerji tüketimi açısından incelenmiş ve bu uygulamalar ile enerji tüketiminin %4 oranında iyileştirilebileceği görülmüştür.

5. SAYISAL ÇALIŞMALAR

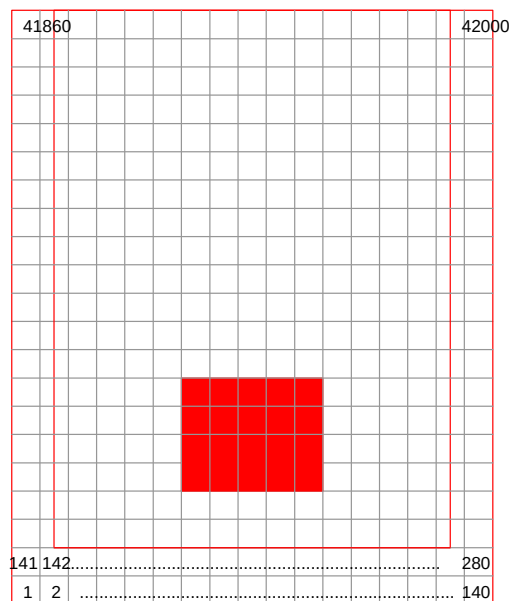
5.1. Giriş

Doktora tez çalışmasının bu bölümünde, öncelikli olarak flanş ısıtıcısının yeri, malzemesi ve geometrisinin kabin flanş yüzey sıcaklığına etkisinin belirlenebilmesi amacıyla mevcuttan daha basit bir geometri ile mevcut durum ortaya konulmuş ve ardından gerçek geometriler kullanılarak analizler yapılmış ve bu analizlerin sonuçları sunulmuştur.

5.2. Basit Geometri Buzdolabı Conta ve Flanş Bölgesi Analiz Çalışmaları

Tez çalışması kapsamında incelenen kombi, iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolaplarının ısı kazancı miktarlarının azaltılmasına yönelik olarak analizler yardımıyla alternatiflerin oluşturulması amacıyla çalışmalar yapılmış, bu çalışmalarda öncelikle sadece flanş ısıtıcısının olduğu durumda basit geometri ile mevcut durumun ortaya konulması hedeflenmiştir.

Bu amaçla öncelikle modellenecek geometri oluşturulmuş ve Şekil 5.1'de sunulmuştur. Tanımlanan geometri toplam 42.000 adet hücreye bölünmüş ve sürekli rejim şartı için enerji denklemi yazılmıştır.



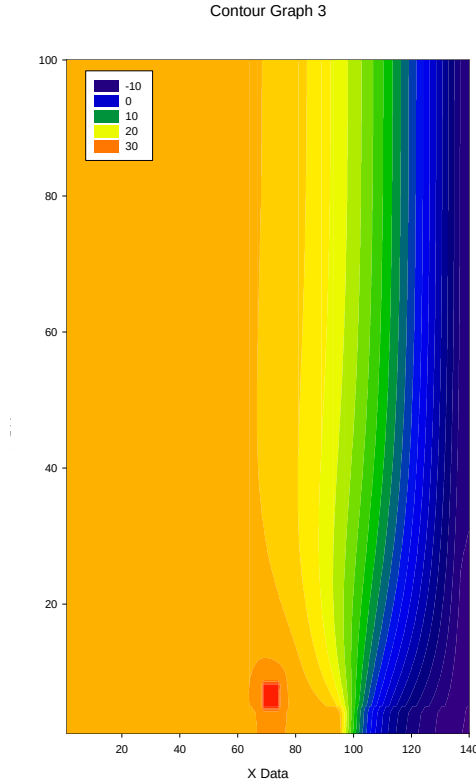
Şekil 5.1 : Analizler İçin Oluşturulan Basit Geometri

Tanımlanan geometride her hücre için denklemler yazılmış ve sınır şartları da kullanılarak çözülmüştür. Çalışmada kullanılan sınır şartları düşey conta için tanımlanmıştır. Buna göre iç ve dış için ara bölge dahil olmak üzere kullanılan denklemler Şekil 5.2'de sunulmuştur.

	$-k_1(dT/dy)=h_{iç}(T-T_{iç})$		
$T=T_1$	1	İç Plastik	$\frac{dT}{dx} = 0$
$T=T_2$	2	Yalıtım	
$T=T_3$	3	Dış Sac	
	$-k_3(dT/dy)=h_{dış}(T-T_{dış})$		

Şekil 5.2 : Kullanılan Sistemde Isı Transferi Denklemleri

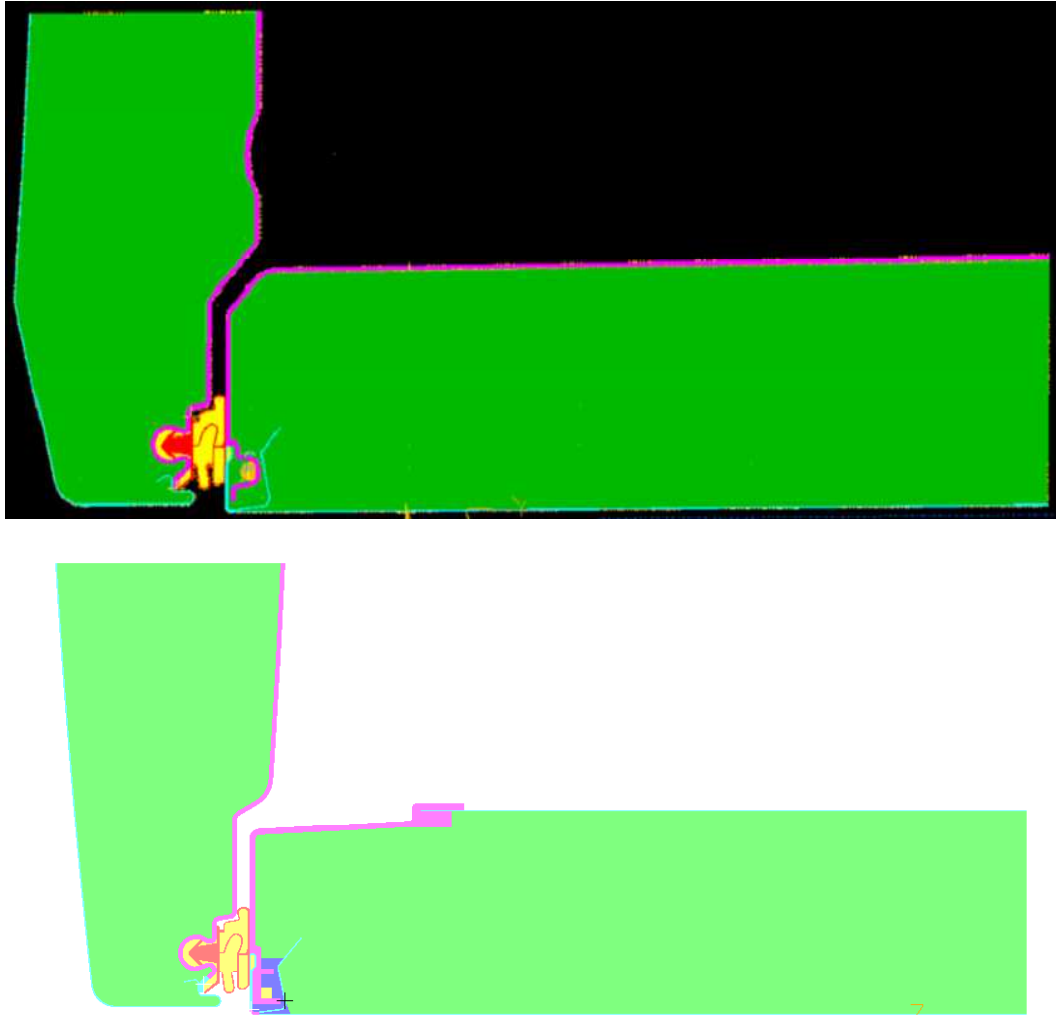
Şekil 5.2 'de sunulan denklemler yardımı ile sadece flanş ısıtıcısı olan sistem için yapılan çözüm çerçevesinde elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.3'de sunulmuştur. Şekil 5.3'de sunulduğu üzere analizler ile mevcut durum arasındaki yüzey sıcaklıkları arasındaki fark 1 °C olarak elde edilmiştir.



Şekil 5.3 : Mevcut Durum İçin Yapılan Analiz Sıcaklık Dağılımı

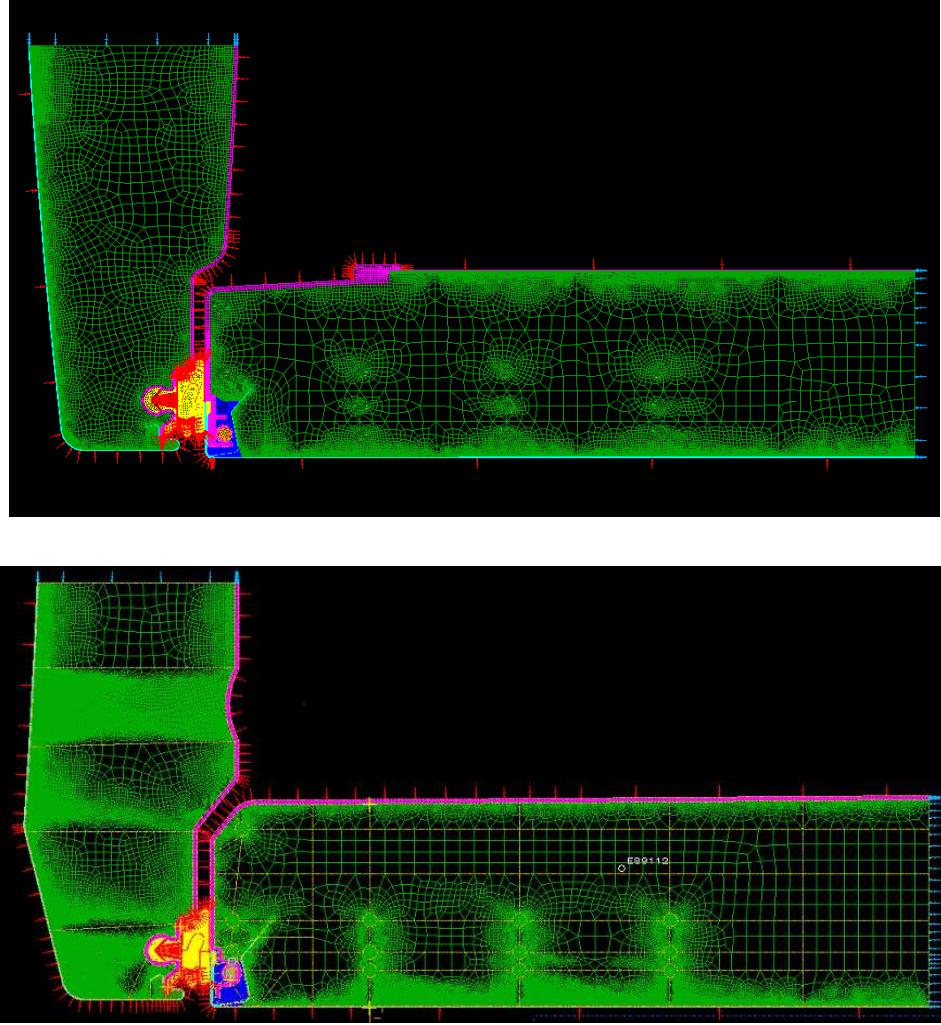
5.3. Gerçek Durum Buzdolabı Conta ve Flanş Bölgesi Analiz Çalışmaları

Tez çalışması kapsamında incelenen kombi, iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolaplarının ısı kazancı miktarlarının azaltılmasına yönelik olarak analizler yardımıyla alternatiflerin oluşturulması amacıyla çalışmalar yapılmış, bu çalışmalarda flanş ısıtıcısının yalıtım hacmi içerisinde yerleşimi, malzeme ve geometrisinin etkisi incelenmiştir. Çalışma amacıyla öncelikle tanımlanan buzdolaplarının geometrileri oluşturulmuştur. İki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolaplarının conta ve flanş bölgesi geometrileri aynı olmakla beraber kombi tipi buzdolabının geometrisi farklıdır. Bu buzdolaplarına ait iki farklı geometri Şekil 5.4'de sunulmuştur.



Şekil 5.4 : İki Farklı Buzdolabı Conta Ve Flanş Bölgesi Geometrisi

Şekil 5.4'de sunulduğu üzere kombi, iki kapılı ve derin dondurucu geometrileri oluşturulmuş ve bu geometrilerin analizler için ağ yapıları oluşturulmuştur. Her iki geometri için oluşturulan ağ yapıları Şekil 5.5'de sunulmuştur.



Şekil 5.5 : Ağ Yapısı Oluşturulmuş Geometriler

Şekil 5.5'de sunulan ağ yapısı 38000 dörtgen eleman, 39200 noktadan oluşturulmuştur. Sistemde detay bölgelerde sık ve mümkün olan bölgelerde düzgün ağ tabakası oluşturulmuştur. Malzeme kalınlıkları da benzer şekilde modellenmiştir. Sistemde tüm kalınlık boyunca ağ tabakası oluşturulmuştur. Sistem iki boyutlu ve sürekli rejimde olarak çözülmüştür. Sistemde kapı iç, kapı dış, conta iç, conta dış, kabin iç ve kabin dış ayrı olarak tanımlanmış, her bölge için ayrı ayrı sınır şartları kullanılmıştır. Sınır şartları temel olarak deneylerden alınmıştır. Isı transfer katsayıları ise benzer şekilde deney ve literatürden elde edilmiştir. Bu amaçla literatürde yapılan çalışmaların mevcut sisteme adapte edilmesi ile ortam şartları da dikkate alınarak değerler belirlenmiştir. İki farklı kabin için analizlerde kullanılan sınır

şartları Tablo 5.1'de sunulmuştur. Analizlerde, flanş ısıtıcısı için deneysel olarak belirlenen 52 °C yüzey sıcaklığı flanş ısıtıcısı yüzey sıcaklığı olarak kullanılmıştır.

Tablo 5.1 : Farklı Buzdolapları İçin Analiz Şartları

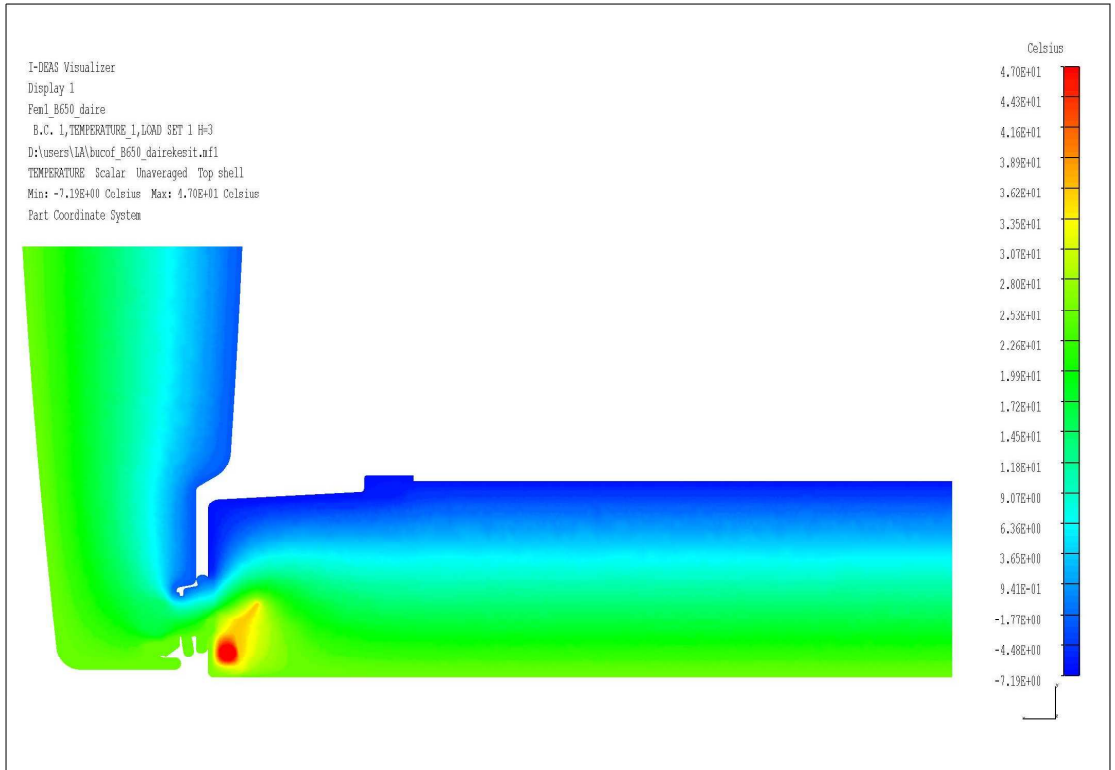
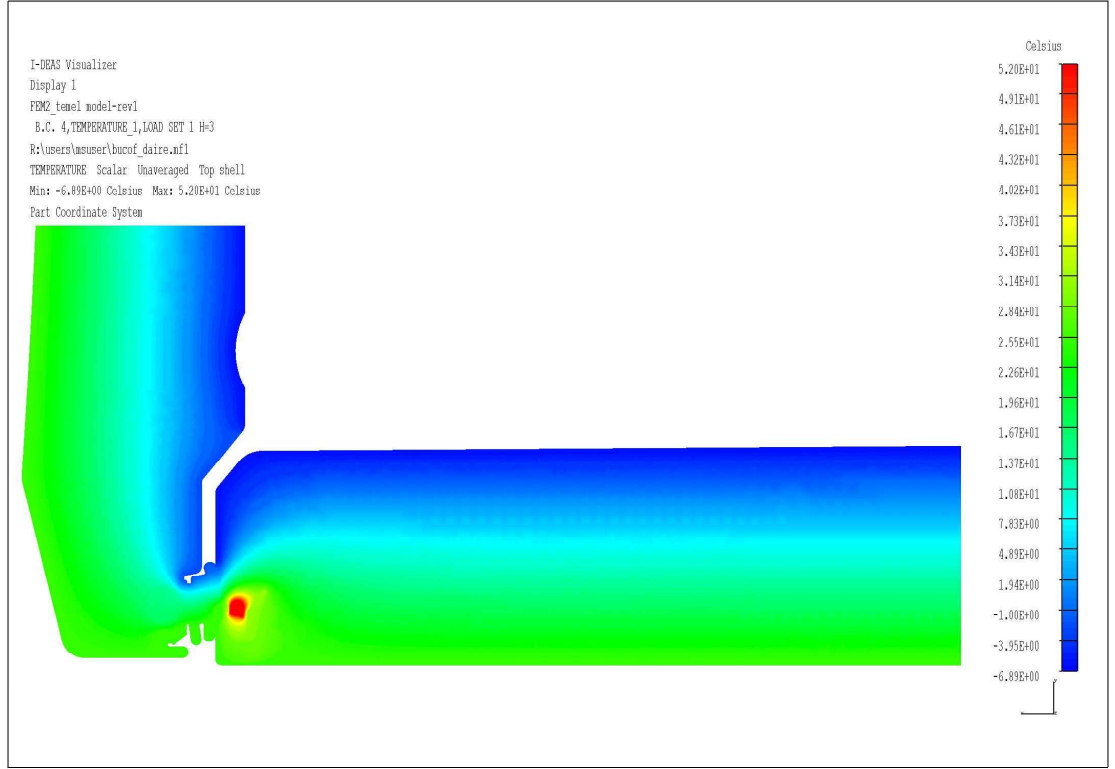
Bölge	h [W/m ² . K]
Kapı-Kabin İç Plastik	15.0
Kapı-Kabin Dış Sac	3.0
Conta Kabin İç	7.0
Conta Kabin Dışı	3.0

Analizler için gerekli bir diğer parametre geometrileri oluşturan komponentlerin malzemelerinin ve özelliklerinin tanımlanmasıdır. Bu amaçla, kapı ve kabin sac, kapı ve kabin plastik, conta malzemesi, yalıtım malzemesi, hava ve flanş ısıtıcısı için tanımlanan özellikler Tablo 5.2'de sunulmuştur.

Tablo 5.2 : Analizler İçin Tanımlanan Malzemeler Ve Özellikleri [31, 32]

Bölge	Malzeme	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/kg. K]	λ [mW/m. K]
Kapı-Kabin İç	Plastik	1000	1.30	170.0
Kapı-Kabin Dış	Sac	7833	0.48	41500.0
Conta	Plastik	980	1.20	380.0
Conta İç	Hava	1006	1.00	28.0
Yalıtım	Poliüretan	30	2.10	22.5
Flanş Isıtıcısı	Sac	7833	0.48	41500.0

Tablo 5.2'de sunulan değerlerin yanında, mevcut geometri dikkate alındığında ısıtıcı bölgesine poliüretanın yürümesi konusunda sıkıntılar dikkate alınarak bu bölgede poliüretanın ısı iletim katsayısı mevcuda göre daha yüksek alınmıştır. Sınır şartları ile malzemelerin belirlenmesi ardından analizler yapılmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 5.6'da sunulmuştur. Analiz ile deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen değerler Tablo 5.3'de sunulmuştur.



Şekil 5.6 : İki Farklı Buzdolabı İçin Analiz Sonuçları

Tablo 5.3 : Kompresör Çalışma Durumu İçin Analiz/Deney Sonucu Karşılaştırması

Bölge	Kombi			İki Kapılı/Derin Dondurucu		
	T _{deney} [°C]	T _{analiz} [°C]	ΔT [°C]	T _{deney} [°C]	T _{analiz} [°C]	ΔT [°C]
Kabin Dış Yüzey	25.2	25.1	0.1	24.9	25.4	0.5
Kabin İç Yüzey	-6.5	-6.3	0.2	-4.8	-4.5	0.3
Kabin Flanş/Conta İçi	-3.0	-3.2	0.2	-2.8	-3.0	0.2
Kabin Flanş/Conta Dışı	27.5	26.6	0.9	26.2	25.8	0.4

Tablo 5.3'de sunulduğu üzere yapılan analiz ile deneysel çalışmaların sonucunda elde edilen değerler incelendiğinde aradaki fark maksimum 0.9 °C seviyesinde gerçekleşmiştir.

Oluşturulan geometrinin analizlerde kullanılabilmesi amacıyla validasyonun ikinci bir noktada daha yapılması kararlaştırılmıştır. Bu amaçla flanş ısıtıcısının bulunmadığı durum ikinci validasyon noktası olarak belirlenmiştir. Yapılan analiz çerçevesinde elde edilen sonuçlar Tablo 5.4'de sunulmuştur.

Tablo 5.4 : Flanş Isıtıcısız Durum İçin Analiz/Deney Sonucu Karşılaştırması

Bölge	Kombi			İki Kapılı/Derin Dondurucu		
	T _{deney} [°C]	T _{analiz} [°C]	ΔT [°C]	T _{analiz} [°C]	T _{deney} [°C]	ΔT [°C]
Kabin Dış Yüzey	25.1	24.9	0.2	25.0	24.6	0.4
Kabin İç Yüzey	-8.2	-7.6	0.6	-9.2	-8.7	0.5
Kabin Flanş/Conta İçi	-5.0	-5.4	0.4	-6.2	-6.4	0.2
Kabin Flanş/Conta Dışı	25.1	24.9	0.2	25.0	24.6	0.4

Tablo 5.4'de sunulduğu üzere yapılan analiz ile deneysel çalışmaların sonucunda elde edilen değerler incelendiğinde aradaki fark maksimum 0.9 °C seviyesinde

gerçekleşmiştir. Her iki nokta için yapılan analizler deneyler ile valide edilmiş ve bu çerçevede, tanımlanan malzeme, sınır şartları ve geometriler ile analizlerin yapılmasına karar verilmiştir.

Bu çerçevede, öncelikle yerleşim etkisi, boru malzemesinin değiştirilmesi ve son olarak boru geometrisinin değişimi tek tek ve ardından tüm bu değişikliklerin beraber etkileşimleri incelenmiştir. Yapılan analizlerin buzdolabı modeli bazında detayı Tablo 5.5 'de sunulmuştur.

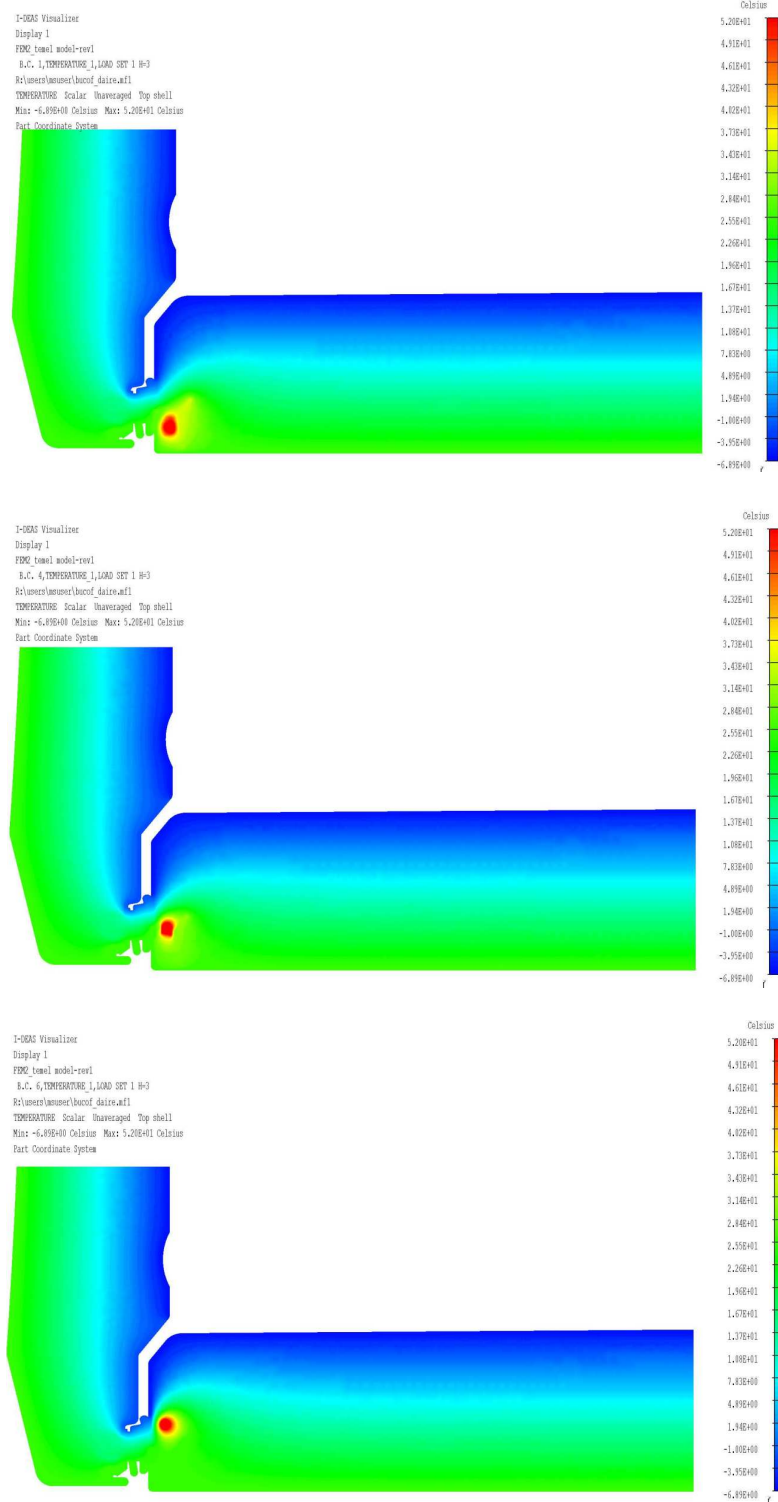
Tablo 5.5 : Flanş Isıtıcısız Durum İçin Analiz/Deney Sonucu Karşılaştırması

	Analiz Şartı	Buzdolabı Modeli		
		Derin Dondurucu	İki Kapılı	Kombi
Set 1	Yerleşim	x	x	x
Set 2	Malzeme	x	x	x
Set 3	Geometri	x	x	x
Set 4	Yerleşim	x	x	x
	Malzeme	x	x	x
Set 5	Yerleşim	x	x	x
	Geometri	x	x	x
Set 6	Malzeme	x	x	x
	Geometri	x	x	x
Set 7	Yerleşim	x	x	x
	Malzeme	x	x	x
	Geometri	x	x	x

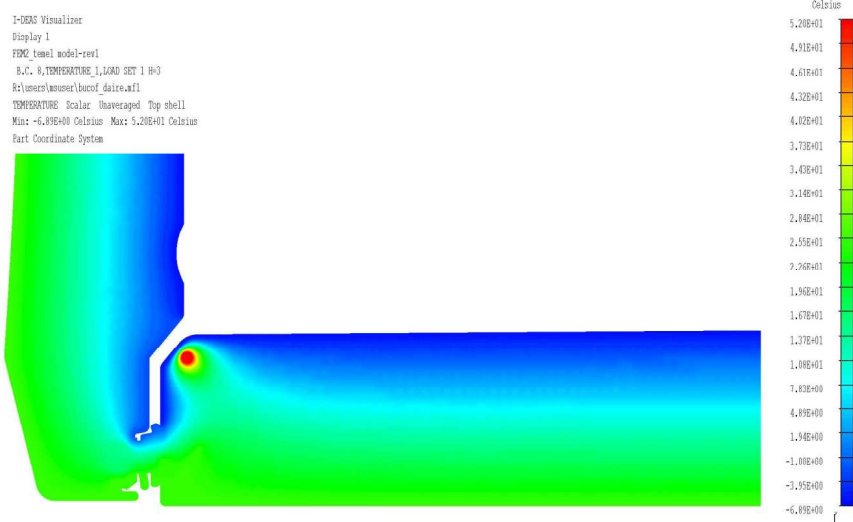
Tablo 5.5 'de sunulduğu üzere belirlenen tüm parametrelerin değişikliğinin etkisi tek tek ve beraber olacak şekilde irdelenmiştir. Buna göre, öncelikle tüm buzdolabı modelleri için yerleşimin etkisi araştırılmıştır. Bu çalışmanın ardından malzeme etkisi incelenmiştir. Son olarak tek başına geometri değişikliğinin etkisi irdelenmiştir.

Tüm parametrelerin tek tek etkisinin belirlenmesi ardından parametrelerin ikili etkisi araştırılmıştır. Buna göre tüm buzdolabı modelleri için yerleşim ve malzeme,

Kombi tipi buzdolabı için, mevcut durum ile bir, iki ve üç olarak tanımlanan alternatiflerin flanş ısıtıcısının soğutma sisteminde kompresörden sonra yerleştiği durum için yapılan analizler çerçevesinde elde edilen sonuçlar Şekil 5.8'de sunulmuştur.

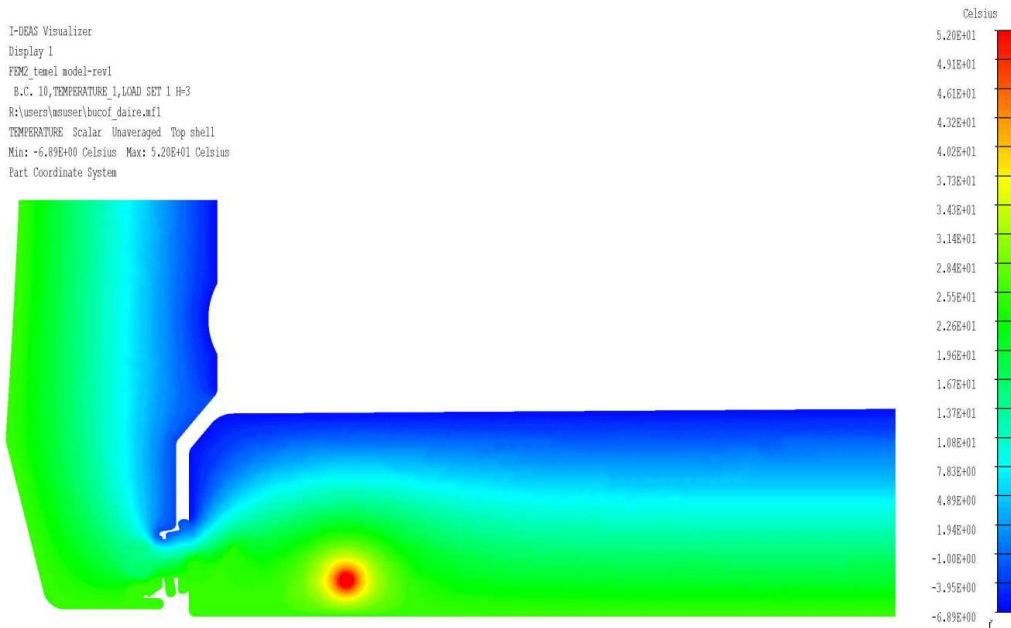


Şekil 5.8 : Mevcut Ve İlk Alternatifler İçin Kompresör Sonrası Durumu

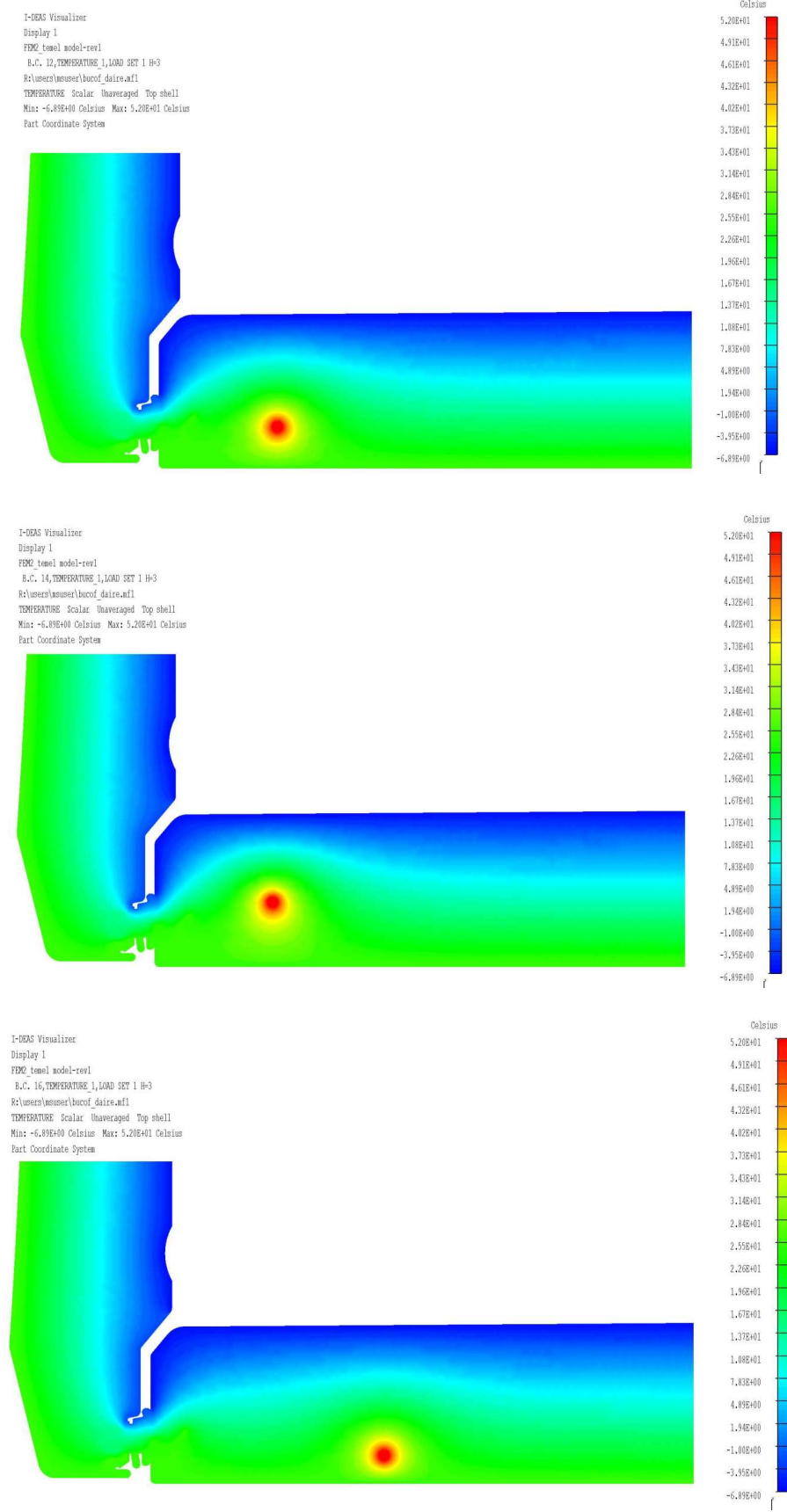


Şekil 5.8 : Mevcut Ve İlk Alternatifler İçin Kompresör Sonrası Durumu (Devamı)

Şekil 5.8'de sunulduğu üzere, mevcut durum ile kabin iç hacmine en yakın durum olan üç numaralı alternatif incelendiğinde üç numaralı alternatifin mevcut duruma göre kabin flanş bölgesini 2 °C kadar daha fazla ısıttığını göstermektedir. Bu artış kabin iç hacmine mevcut duruma göre daha yüksek bir ısı yük getirmekte ve bu ısı yük kabin ısı kazancında bir artış oluşturmaktadır. Bu durumun önüne geçilebilmesi açısından flanş ısıtıcısının kabin conta ve flanş bölgesinden uzaklaştırılmasının daha uygun olduğu görülmüştür. Çalışmanın devamında yine kombi tipi buzdolabı için diğer alternatiflerin analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlar Şekil 5.9'da sunulmuştur.

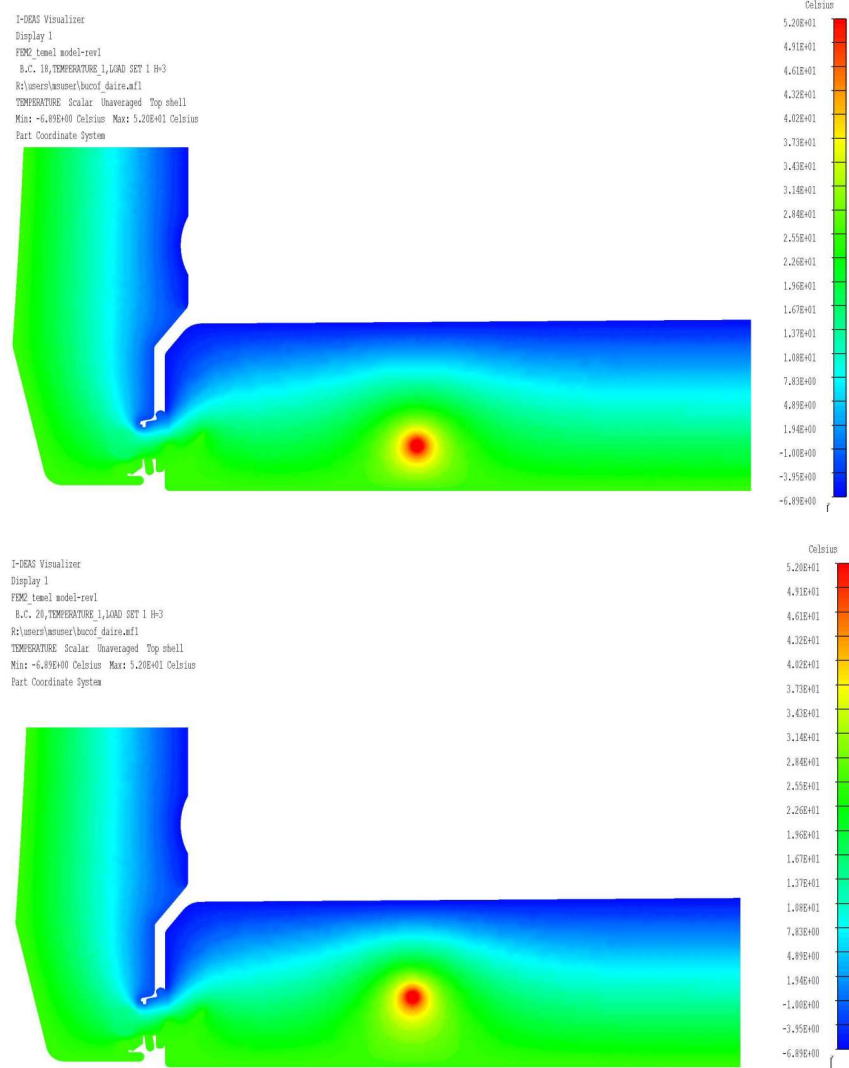


Şekil 5.9 : Kombi Tipi Buzdolabı Kompresör Sonrası Flanş Isıtıcısı Diğer Alternatifler



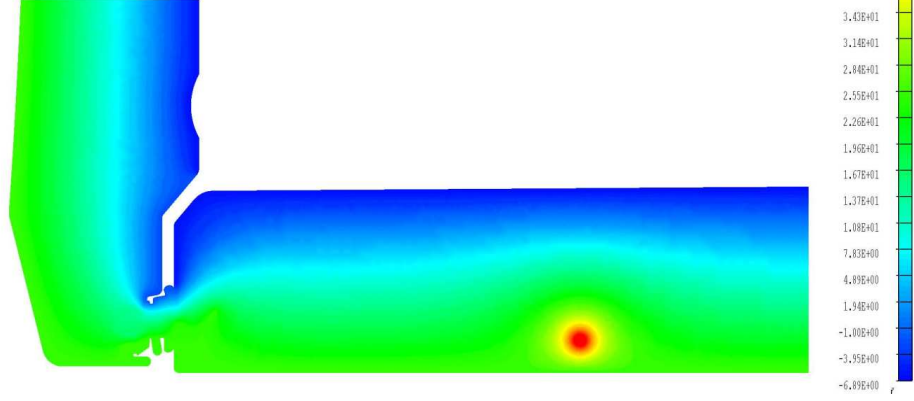
Şekil 5.9 : Kombi Tipi Buzdolabı Kompresör Sonrası Flanş Isıtıcısı Alternatifler (Devamı)

Şekil 5.9'da sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kabin conta ve flanş bölgesinden kabin arka duvarına doğru ve benzer şekilde kabin iç hacminden kabin yan duvarına doğru götürülmesi flanş ısıtıcısının kabin içerisine attığı ısı miktarını azaltmakta, bu şekilde kabin içi yüzey sıcaklığının düşük kalmasını sağlayabilmektedir. Bu durum flanş ısıtıcısının mümkün olduğu kadar kabin arka duvarına ve kabin dış yan duvarına yakın uygulanmasının enerji tüketiminde bir avantaj sağlayacağını göstermiştir. Yapılan analizler kombi tipi buzdolabında flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durumda kabin conta ve flanş bölgesinden 150 mm. uzakta ve kabin dış yan duvarına temas halinde kullanılabileceğini göstermiştir. Bu tip bir uygulama ile kabin conta ve flanş bölgesi yüzey sıcaklıkları terlemeye neden olabilecek sıcaklık değerinin üstünde kalmakta ve contanın yapışmasını önleyecek sıcaklık değerine ulaşmaktadır. Çalışmada yapılan diğer analizler Şekil 5.10 'da sunulmuştur.

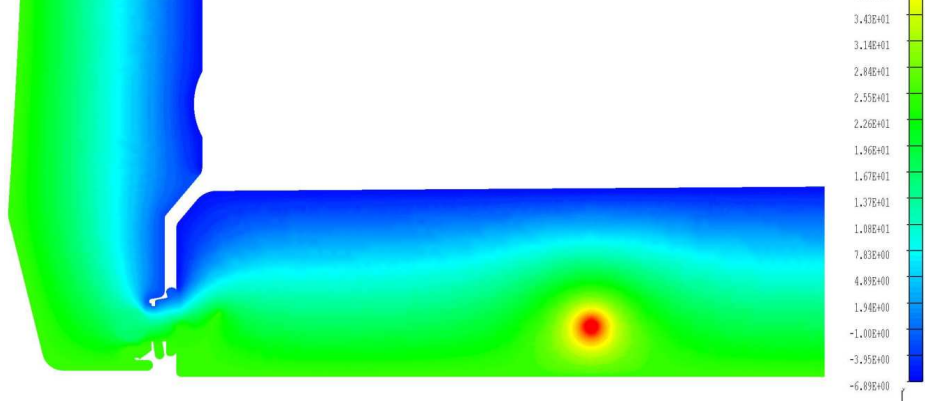


Şekil 5.10 : Kombi Tipi Buzdolabı Kompresör Sonrası Flanş Isıtıcısı Alternatifler

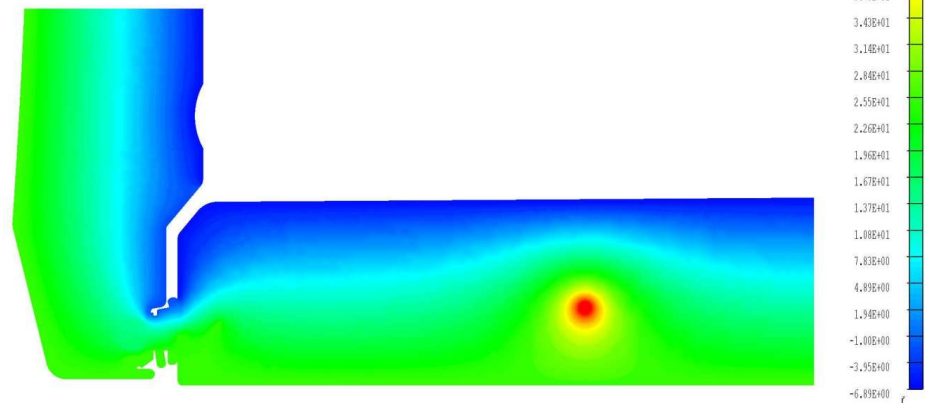
I-DEAS Visualizer
 Display 1
 FEMO_temel model-rev1
 B.C. 22, TEMPERATURE_1, LOAD SET 1 H=3
 D:\users\user\bucof_daire.af1
 TEMPERATURE Scalar Unaveraged Top shell
 Min: -6.89E+00 Celsius Max: 5.20E+01 Celsius
 Part Coordinate System



I-DEAS Visualizer
 Display 1
 FEMO_temel model-rev1
 B.C. 24, TEMPERATURE_1, LOAD SET 1 H=3
 D:\users\IA\bucof_dairekenit.af1
 TEMPERATURE Scalar Unaveraged Top shell
 Min: -6.89E+00 Celsius Max: 5.20E+01 Celsius
 Part Coordinate System

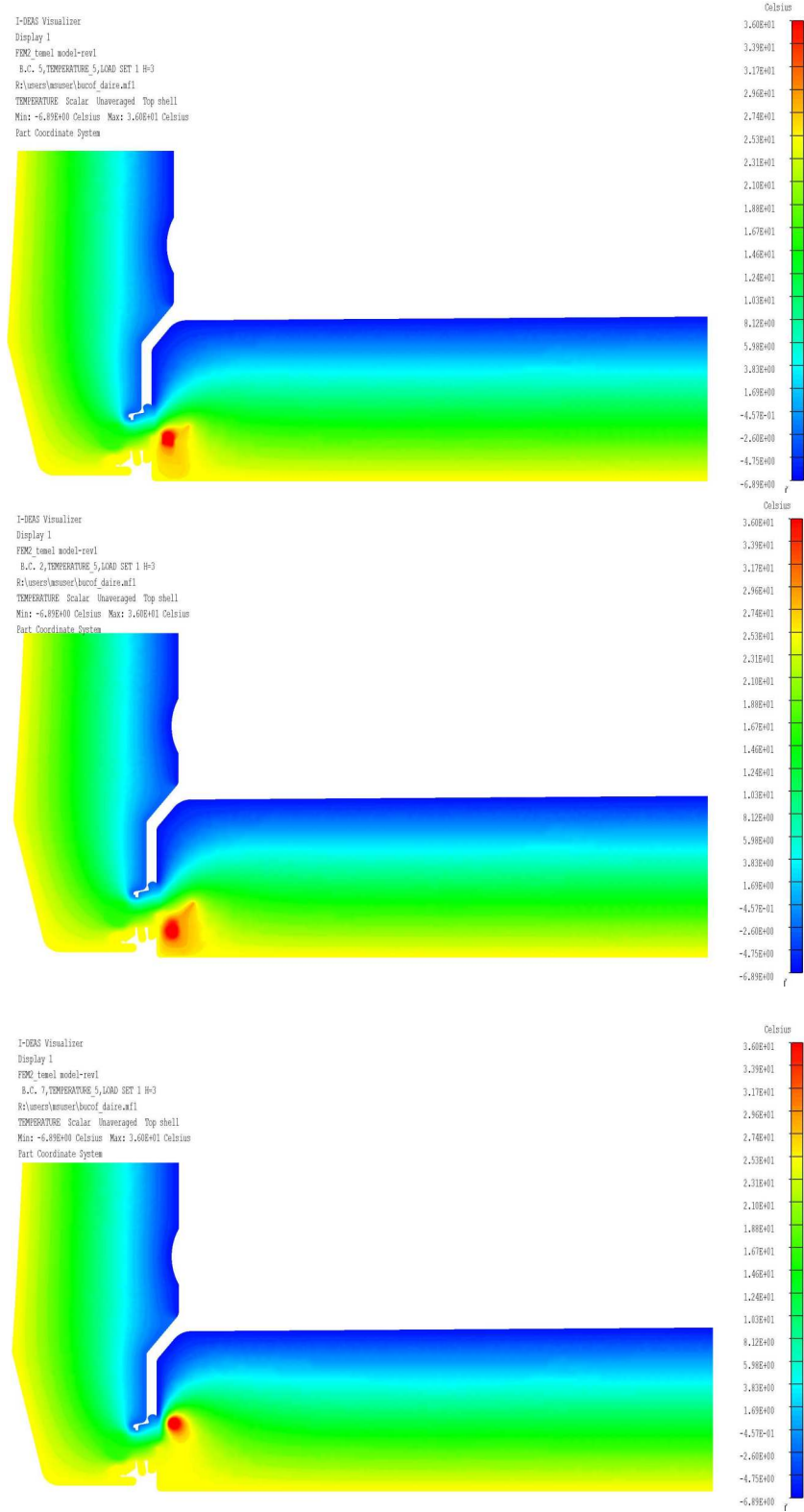


I-DEAS Visualizer
 Display 1
 FEMO_temel model-rev1
 B.C. 26, TEMPERATURE_1, LOAD SET 1 H=3
 D:\users\IA\bucof_dairekenit.af1
 TEMPERATURE Scalar Unaveraged Top shell
 Min: -6.89E+00 Celsius Max: 5.20E+01 Celsius
 Part Coordinate System

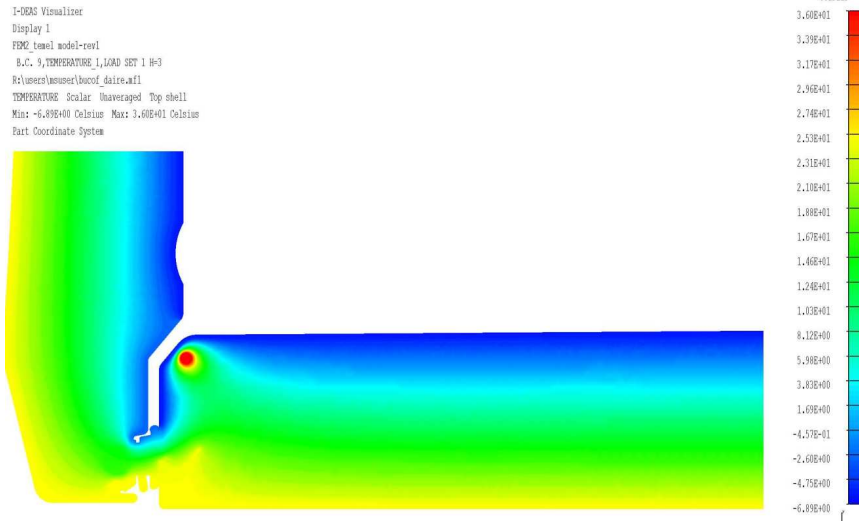


Şekil 5.10 : Kombi Tipi Buzdolabı Kompresör Sonrası Flanş Isıtıcısı Alternatifler (Devamı)

Çalışmanın devamında yine kombi tipi buzdolabı için flanş ısıtıcısının soğutma sisteminde kondenserden sonra olduğu durum incelenmiştir. Mevcut durum ile ilk üç alternatif analizlerinden elde edilen sonuçlar Şekil 5.11'de sunulmuştur.

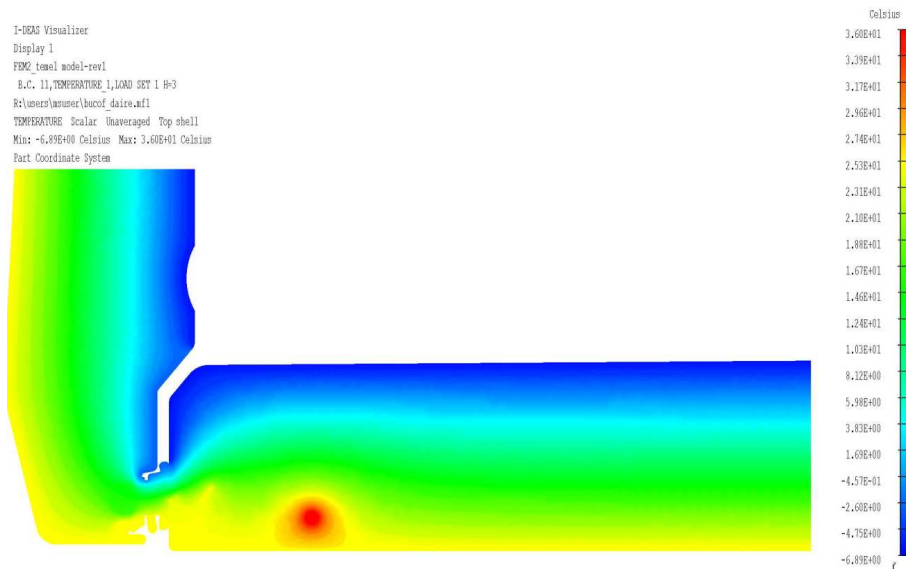


Şekil 5.11 : Mevcut Ve İlk Alternatifler İçin Kondenser Sonrası Durumu Sonuçlar

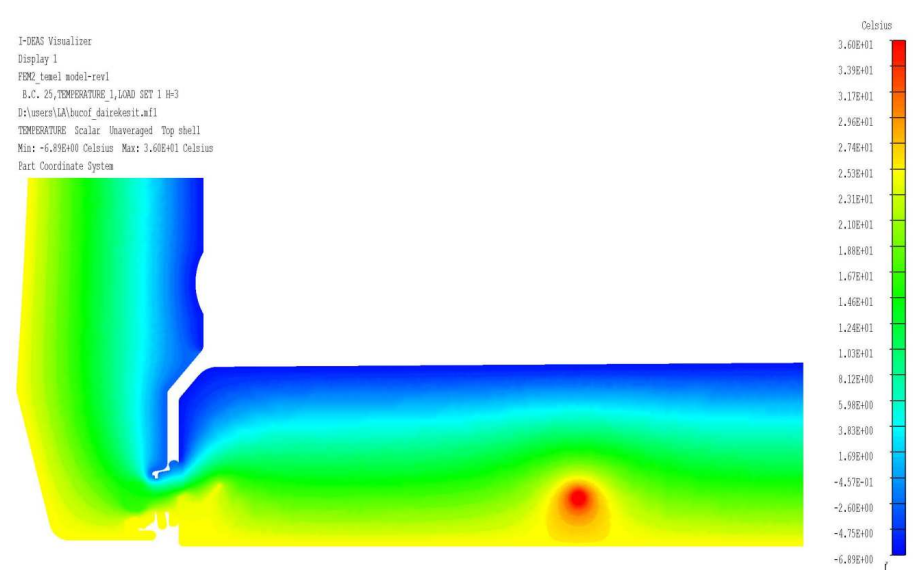
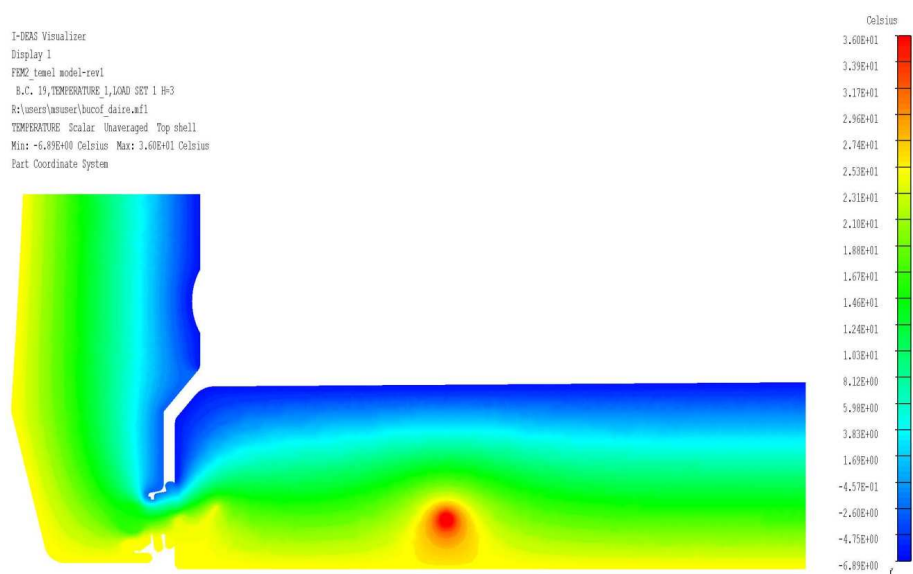
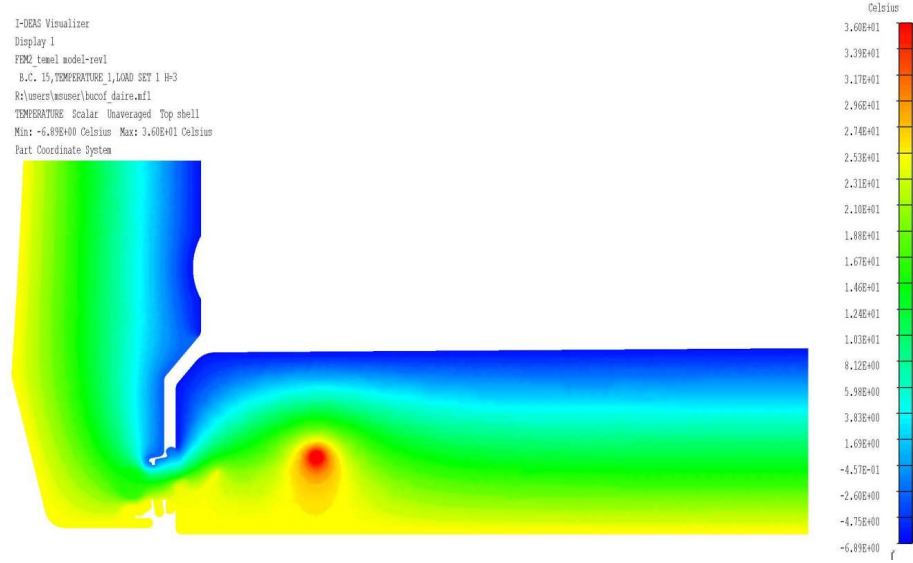


Şekil 5.11 : Mevcut Ve İlk Alternatifler İçin Kondenser Sonrası Durumu Sonuçlar (Devamı)

Şekil 5.11'de sunulduğu üzere, mevcut durum ile kabin iç hacmine en yakın durum olan üç numaralı alternatif incelendiğinde üç numaralı alternatifin mevcut duruma göre kabin flanş bölgesini 1,5 °C kadar daha fazla ısıttığını göstermektedir. Bu artış kabin iç hacmine mevcut duruma göre daha yüksek bir ısı yük getirmekte ve bu ısı yük kabin ısı kazancında bir artış oluşturmaktadır. Bu durumun önüne geçilebilmesi açısından flanş ısıtıcısının kabin conta ve flanş bölgesinden uzaklaştırılmasının daha uygun olduğu görülmüştür. Çalışmanın devamında yine kombi tipi buzdolabı için diğer alternatiflerin analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlar Şekil 5.12'de sunulmuştur.



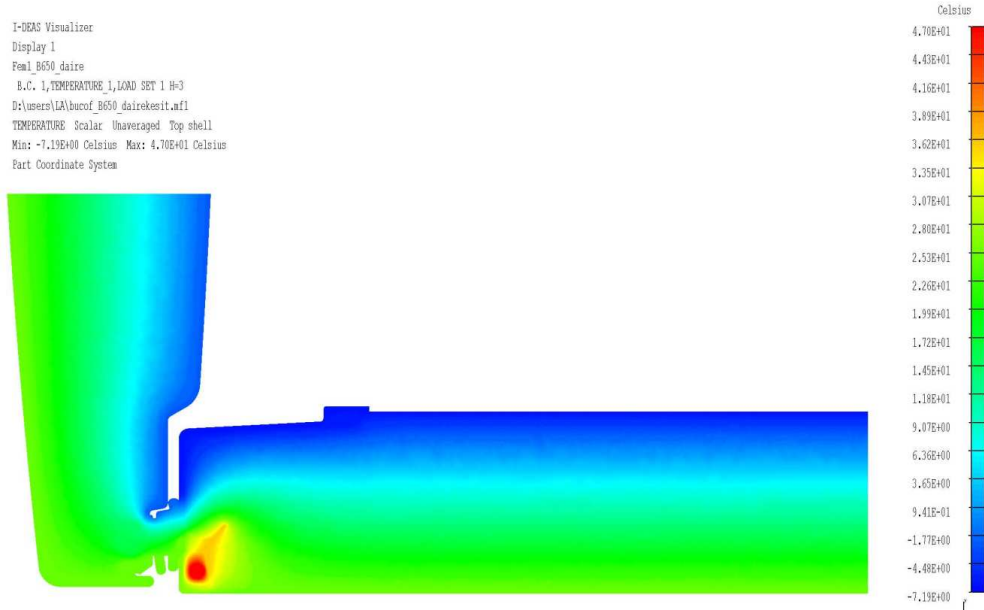
Şekil 5.12 : Kombi Tipi Buzdolabı Kondenser Sonrası Flanş Isıtıcısı Diğer Alternatifler



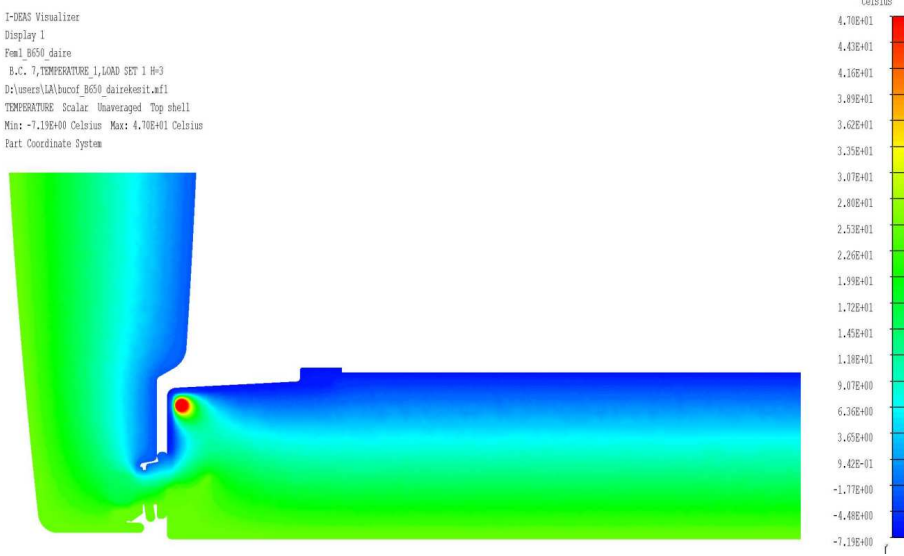
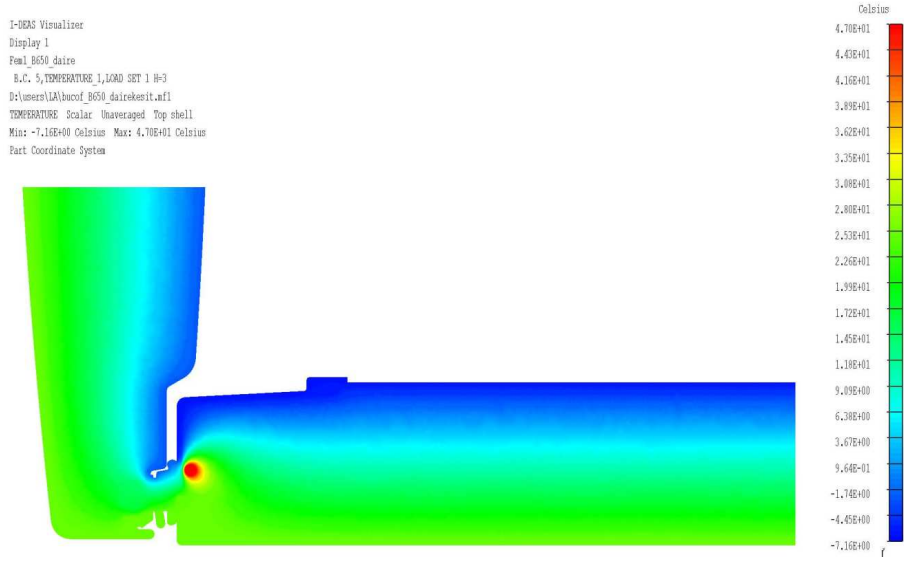
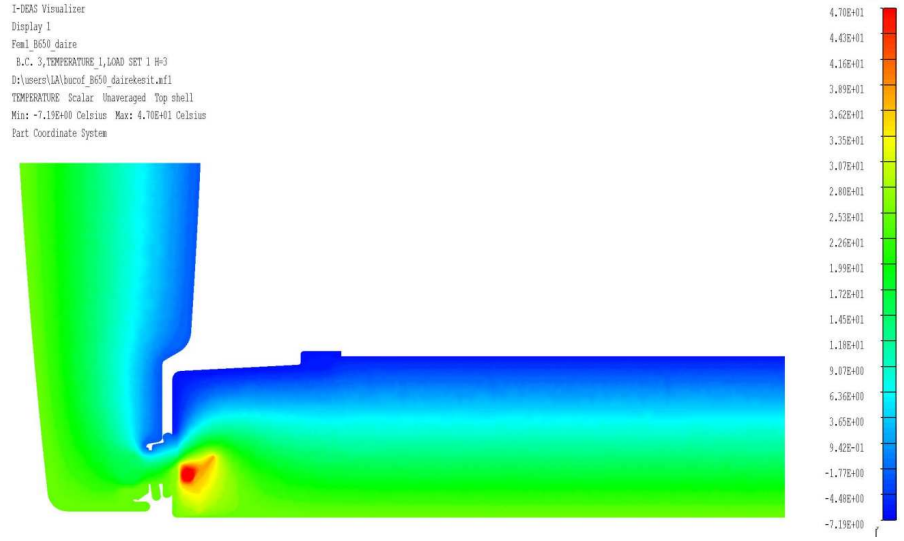
Şekil 5.12 : Kombi Tipi Buzdolabı Kondenser Sonrası Flanş Isıtıcısı Alternatifler (Devam)

Şekil 5.12'de sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kabin conta ve flanş bölgesinden kabin arka duvarına doğru ve benzer şekilde kabin iç hacminden kabin yan duvarına doğru götürülmesi flanş ısıtıcısının kabin içerisine attığı ısı miktarını azaltmakta, bu şekilde kabin içi yüzey sıcaklığının düşük kalmasını sağlayabilmektedir. Bu durum flanş ısıtıcısının mümkün olduğu kadar kabin arka duvarına ve kabin dış yan duvarına yakın uygulanmasının enerji tüketiminde bir avantaj sağlayacağını göstermiştir. Yapılan analizler kombi tipi buzdolabında flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durumda kabin conta ve flanş bölgesinden 75 mm. uzakta ve kabin dış yan duvarına temas halinde kullanılabileceğini göstermiştir. Bu tip bir uygulama ile kabin conta ve flanş bölgesi yüzey sıcaklıkları terlemeye neden olabilecek sıcaklık değerinin üstünde kalmakta ve contanın yapışmasını önleyecek sıcaklık değerine ulaşmaktadır.

Çalışmanın devamında aynı conta ve flanş bölgesi geometrisine sahip olan iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolaplarının analizleri farklı yerleşim ve flanş ısıtıcısı sıralamasının kompresör veya kondenserden sonra olduğu durum için gerçekleştirilmiştir. İki kapılı buzdolabı için, mevcut durum ile bir, iki ve üç olarak tanımlanan alternatiflerin flanş ısıtıcısının soğutma sisteminde kompresörden sonra yerleştiği durum için yapılan analizler çerçevesinde elde edilen sonuçlar Şekil 5.13'de sunulmuştur.

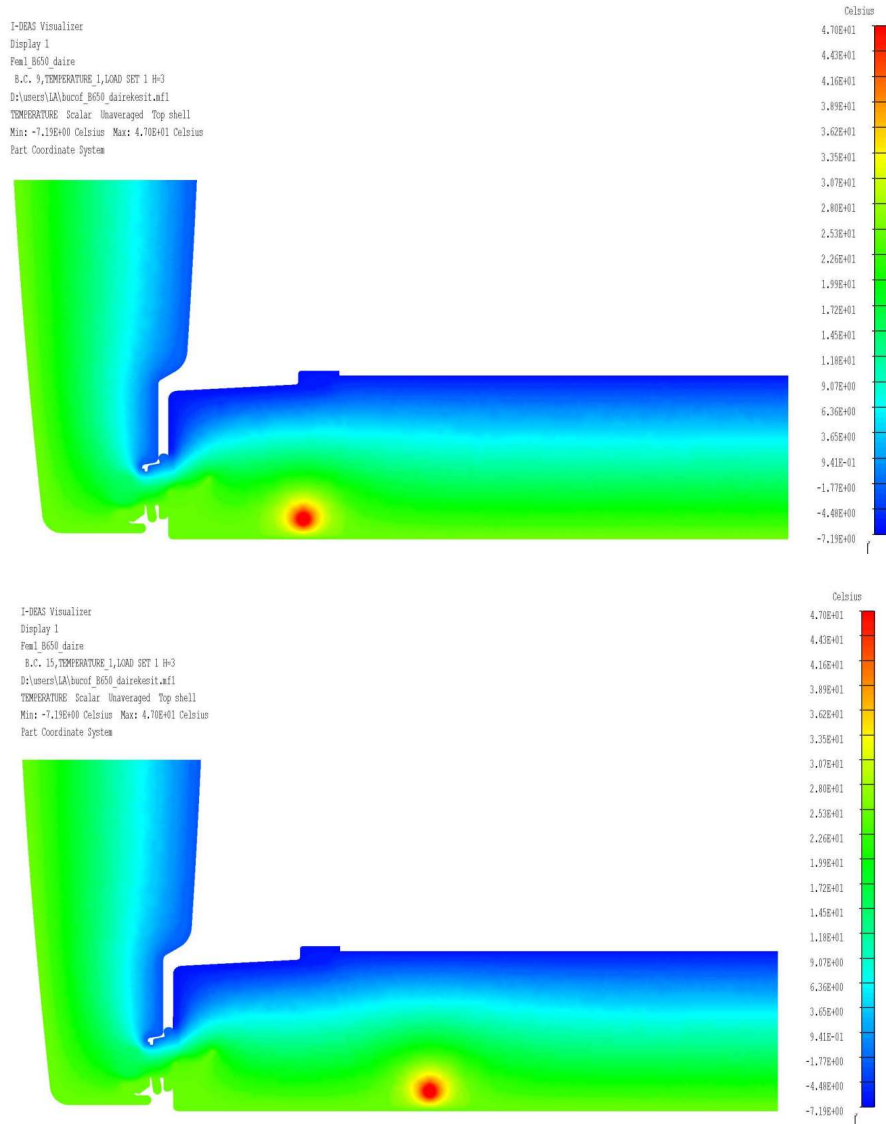


Şekil 5.13 : Mevcut Ve İlk Alternatifler İçin Kompresör Sonrası Durumu Sonuçlar

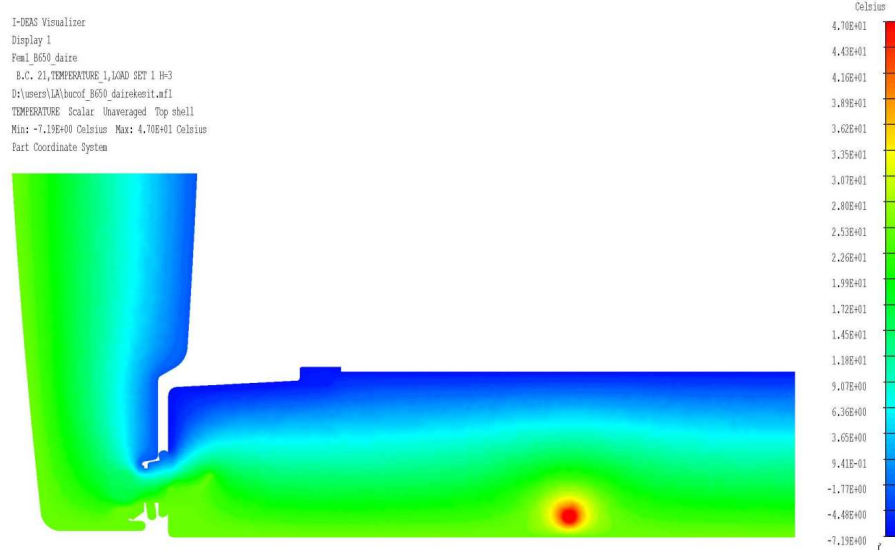


Şekil 5.13 : Mevcut Ve İlk Alternatifler İçin Kompresör Sonrası Durumu Sonuçlar (Devam)

Şekil 5.13'de sunulduğu üzere, mevcut durum ile kabin iç hacmine en yakın durum olan üç numaralı alternatif incelendiğinde üç numaralı alternatifin mevcut duruma göre kabin flanş bölgesini 3 °C kadar daha fazla ısıttığını göstermektedir. Elde edilen bu sıcaklık farkının temel sebeplerinden birisi iki kapılı ve derin dondurucu tipii buzdolaplarında flanş ısıtıcısının kompresör sonrası yerleşiminde yüzey sıcaklık değerlerinin kombi buzdolabına göre daha yüksek elde edilmiş olmasıdır. Benzer şekilde bu artış kabin iç hacmine mevcut duruma göre daha yüksek bir ısı yük getirmekte ve bu ısı yük kabin ısı kazancında bir artış oluşturmaktadır. Bu durumun önüne geçilebilmesi açısından flanş ısıtıcısının kabin conta ve flanş bölgesinden uzaklaştırılmasının daha uygun olduğu görülmüştür. Çalışmanın devamında yine iki kapılı buzdolabı için diğer alternatiflerin analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlar Şekil 5.14'de sunulmuştur.



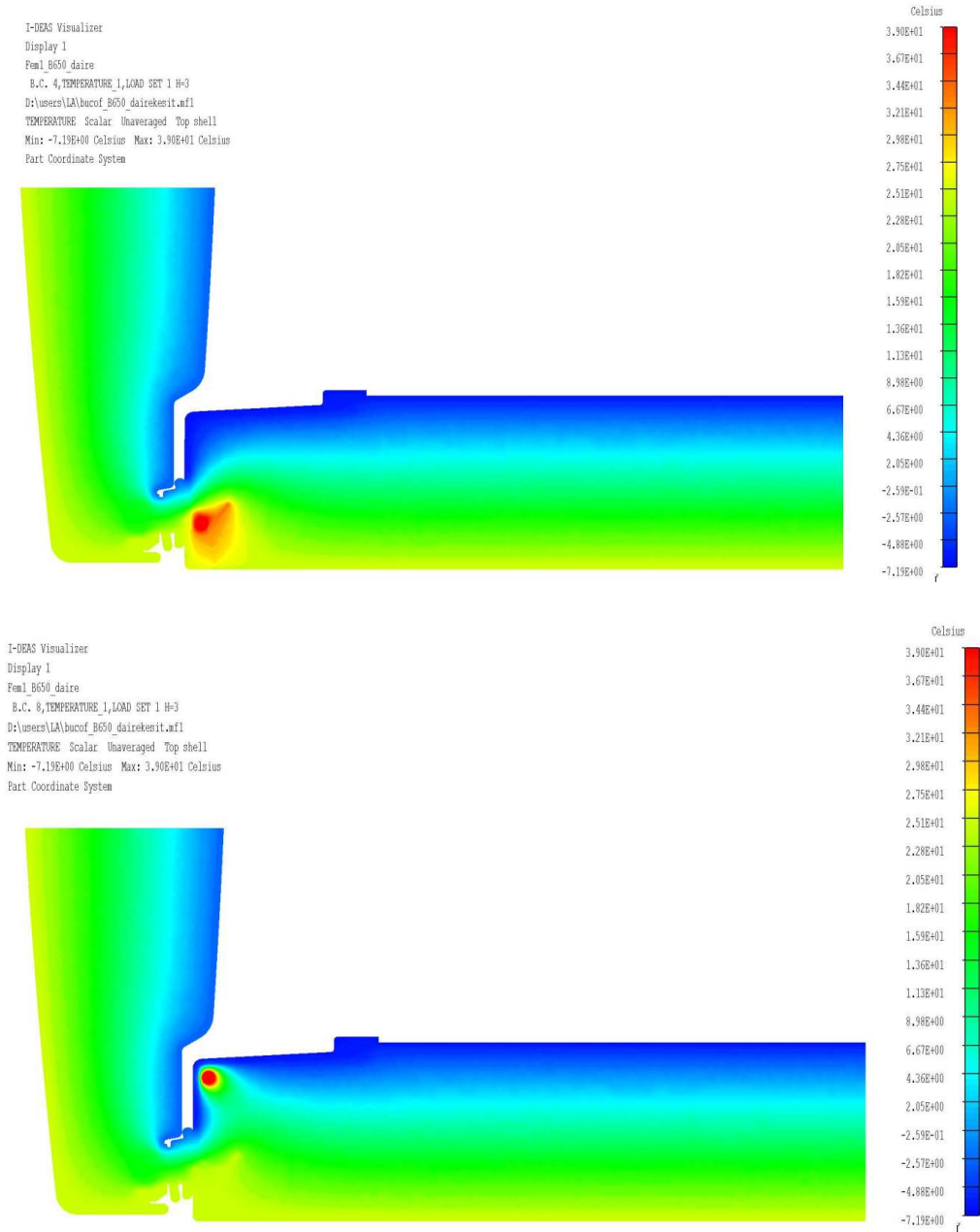
Şekil 5.14 : Kompresör Sonrası Flanş Isıtıcısı Uygulaması Diğer Alternatifler



Şekil 5.14 : Kompresör Sonrası Flanş Isıtıcısı Uygulaması Diğer Alternatifler (Devam)

Şekil 5.14'de sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kabin conta ve flanş bölgesinden kabin arka duvarına doğru ve benzer şekilde kabin iç hacminden kabin yan dış yan duvarına doğru götürülmesi flanş ısıtıcısının kabin içerisine attığı ısı miktarını azaltmakta, bu şekilde kabin içi yüzey sıcaklığının düşük kalmasını sağlayabilmektedir. Bu durum flanş ısıtıcısının mümkün olduğu kadar kabin arka duvarına ve kabin dış yan duvarına yakın uygulanmasının enerji tüketiminde bir avantaj sağlayacağını göstermiştir. Yapılan analizler kombi tipi buzdolabında flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durumda kabin conta ve flanş bölgesinden 150 mm. uzakta ve kabin dış yan duvarına temas halinde kullanılabileceğini göstermiştir. Bu tip bir uygulama ile kabin conta ve flanş bölgesi yüzey sıcaklıkları terlemeye neden olabilecek sıcaklık değerinin üstünde kalmakta ve contanın yapışmasını önleyecek sıcaklık değerine ulaşmaktadır.

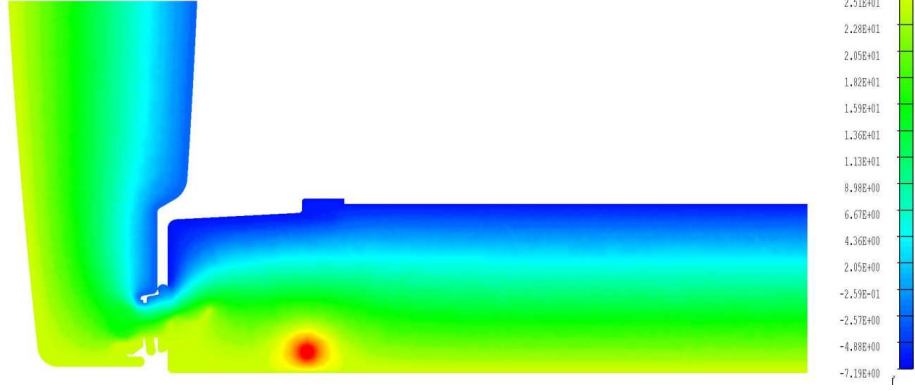
Çalışmanın devamında yine iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolapları için flanş ısıtıcısının soğutma sisteminde kondenserden sonra olduğu durum incelenmiştir. Mevcut durum ile ilk üç alternatif analizlerinden elde edilen sonuçlar Şekil 5.15'de sunulmuştur.



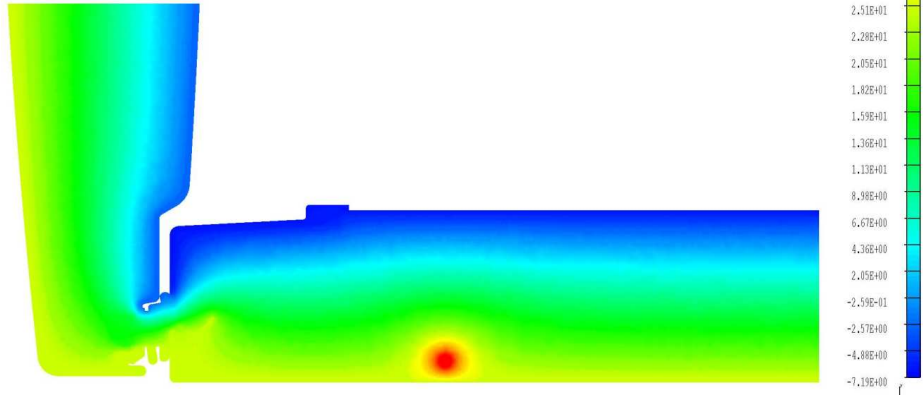
Şekil 5.15 : Mevcut Ve İlk Alternatifler İçin Kondenser Sonrası Durumu Sonuçlar

Şekil 5.15'de sunulduğu üzere, mevcut durum ile kabin iç hacmine en yakın durum olan üç numaralı alternatif incelendiğinde üç numaralı alternatifin mevcut duruma göre kabin flanş bölgesini 2 °C kadar daha fazla ısıttığını göstermektedir. Bu artış kabin iç hacmine mevcut duruma göre daha yüksek bir ısı yük getirmekte ve bu ısı yük kabin ısı kazancında bir artış oluşturmaktadır. Bu durumun önüne geçilebilmesi açısından flanş ısıtıcısının kabin conta ve flanş bölgesinden uzaklaştırılmasının daha uygun olduğu görülmüştür. Çalışmanın devamında yine iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolabı için diğer alternatiflerin analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlar Şekil 5.16'da sunulmuştur.

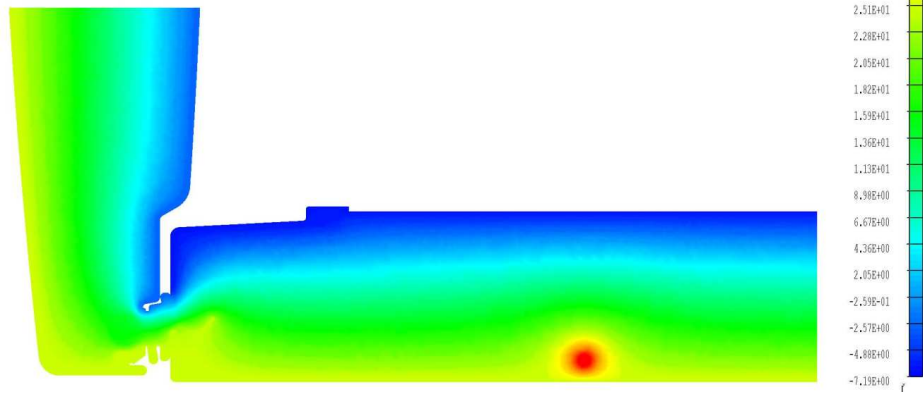
I-DEAS Visualizer
 Display 1
 Fem1_B650 daire
 S.C. 10,TEMPERATURE_1,LOAD SET 1 H=3
 D:\users\IA\bucof_B650_dairekesit.af1
 TEMPERATURE Scalar Unaveraged Top shell
 Min: -7.19E+00 Celsius Max: 3.90E+01 Celsius
 Part Coordinate System



I-DEAS Visualizer
 Display 1
 Fem1_B650 daire
 S.C. 16,TEMPERATURE_1,LOAD SET 1 H=3
 D:\users\IA\bucof_B650_dairekesit.af1
 TEMPERATURE Scalar Unaveraged Top shell
 Min: -7.19E+00 Celsius Max: 3.90E+01 Celsius
 Part Coordinate System



I-DEAS Visualizer
 Display 1
 Fem1_B650 daire
 S.C. 22,TEMPERATURE_1,LOAD SET 1 H=3
 D:\users\IA\bucof_B650_dairekesit.af1
 TEMPERATURE Scalar Unaveraged Top shell
 Min: -7.19E+00 Celsius Max: 3.90E+01 Celsius
 Part Coordinate System



Şekil 5.16 : Kondenser Sonrası Flanş Isıtıcısı Diğer Alternatifler

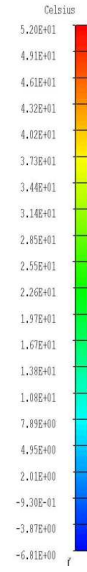
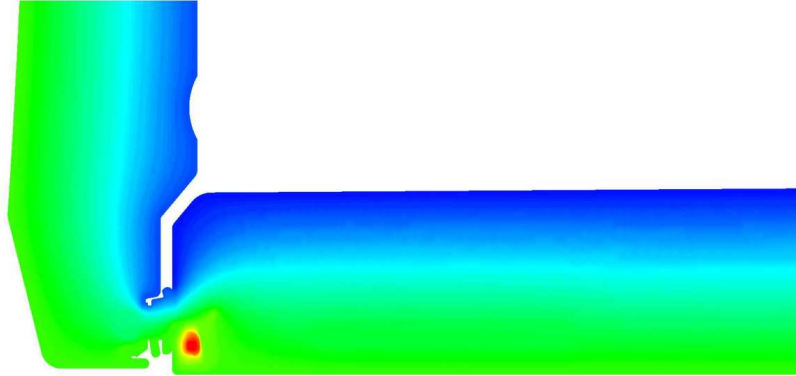
Şekil 5.16'da sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kabin conta ve flanş bölgesinden kabin arka duvarına doğru ve benzer şekilde kabin iç hacminden kabin yan dış yan duvarına doğru götürülmesi flanş ısıtıcısının kabin içerisine attığı ısı miktarını azaltmakta, bu şekilde kabin içi yüzey sıcaklığının düşük kalmasını sağlayabilmektedir. Bu durum flanş ısıtıcısının mümkün olduğu kadar kabin arka duvarına ve kabin dış yan duvarına yakın uygulanmasının enerji tüketiminde bir avantaj sağlayacağını göstermiştir. Yapılan analizler kombi tipi buzdolabında flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durumda kabin conta ve flanş bölgesinden 75 mm. uzakta ve kabin dış yan duvarına temas halinde kullanılabileceğini göstermiştir. Bu tip bir uygulama ile kabin conta ve flanş bölgesi yüzey sıcaklıkları terlemeye neden olabilecek sıcaklık değerinin üstünde kalmakta ve contanın yapışmasını önleyecek sıcaklık değerine ulaşmaktadır.

Yapılan analizler, her üç buzdolabı modeli için de flanş ısıtıcısının kompresörden sonra uygulandığı durumda kabin conta ve flanş bölgesinden 150 mm. mesafede ve kabin dış duvarına temas halinde uygulanabileceğini göstermiştir. Flanş ısıtıcısının dış duvara temas etmesinin bir avantajı da ortama atılan ısının artmasının yanında metal dış duvar yardımı ile flanş bölgesinin dolaylı olarak ısıtılmasının sağlanmasıdır. Flanş ısıtıcısının kompresör yerine kondenserden sonra uygulanması durumunda ise, flanş ısıtıcısı kabin conta ve flanş bölgesinden 75 mm. mesafede ve kabin dış duvarına temas halinde uygulanabilmektedir.

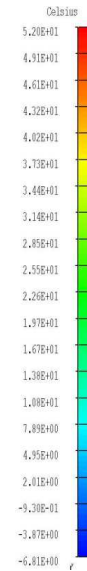
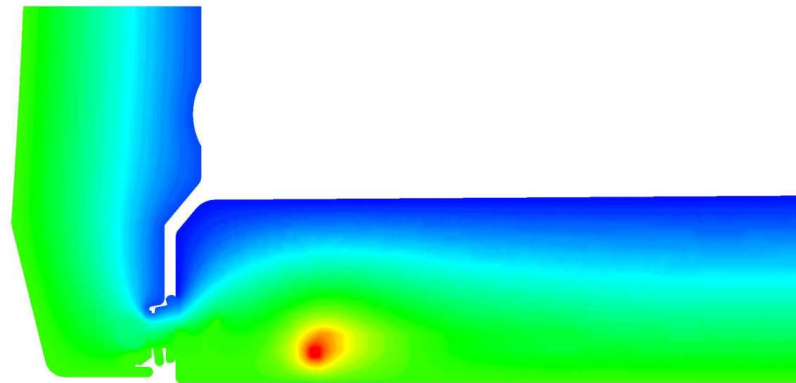
5.3.2. Geometri Etkisinin Belirlenmesi

Doktora tez çalışması kapsamında flanş ısıtıcısı etkisinin belirlenmesine yönelik olarak yapılan bir diğer çalışma flanş ısıtıcısının mevcut durumda kullanılan dairesel geometrisi yerine kare veya elips uygulaması durumunda elde edilecek etkinin analizler yardımı ile belirlenmesidir. Bu amaçla yerleşim etkisinde olduğu gibi her üç model buzdolabı için flanş ısıtıcısının kompresörden ve kondenserden sonra yerleştirildiği durumda analizler gerçekleştirilmiştir. Kombi budolabı için flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu ve geometrisinin kare olduğu durumda mevcut durum ile yerleşiminin üç ve on numaralı alternatifler olduğu durum için yapılan analizler Şekil 5.17'de sunulmuştur.

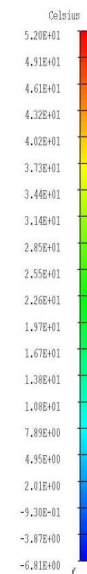
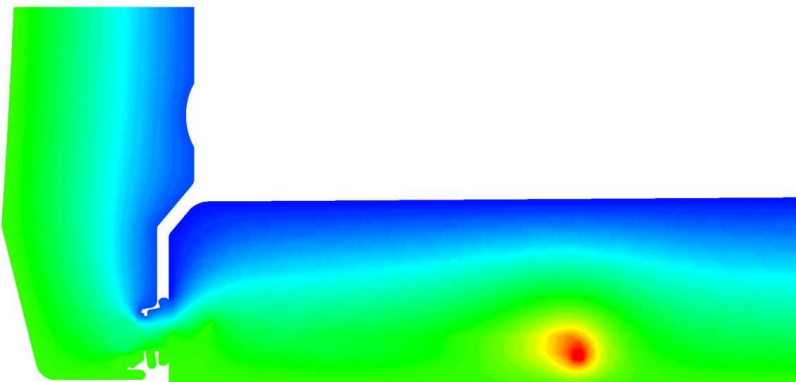
I-DEAS Visualizer
 Display 1
 FEM2_kare model-rev1
 S.C. 1, TEMPERATURE_1, LOAD SET 1 H=3
 D:\users\LA\bucof_karekesit.af1
 TEMPERATURE Scalar Unaveraged Top shell
 Min: -6.81E+00 Celsius Max: 5.20E+01 Celsius
 Part Coordinate System



I-DEAS Visualizer
 Display 1
 FEM2_kare model-rev1
 S.C. 9, TEMPERATURE_1, LOAD SET 1 H=3
 D:\users\LA\bucof_karekesit.af1
 TEMPERATURE Scalar Unaveraged Top shell
 Min: -6.81E+00 Celsius Max: 5.20E+01 Celsius
 Part Coordinate System

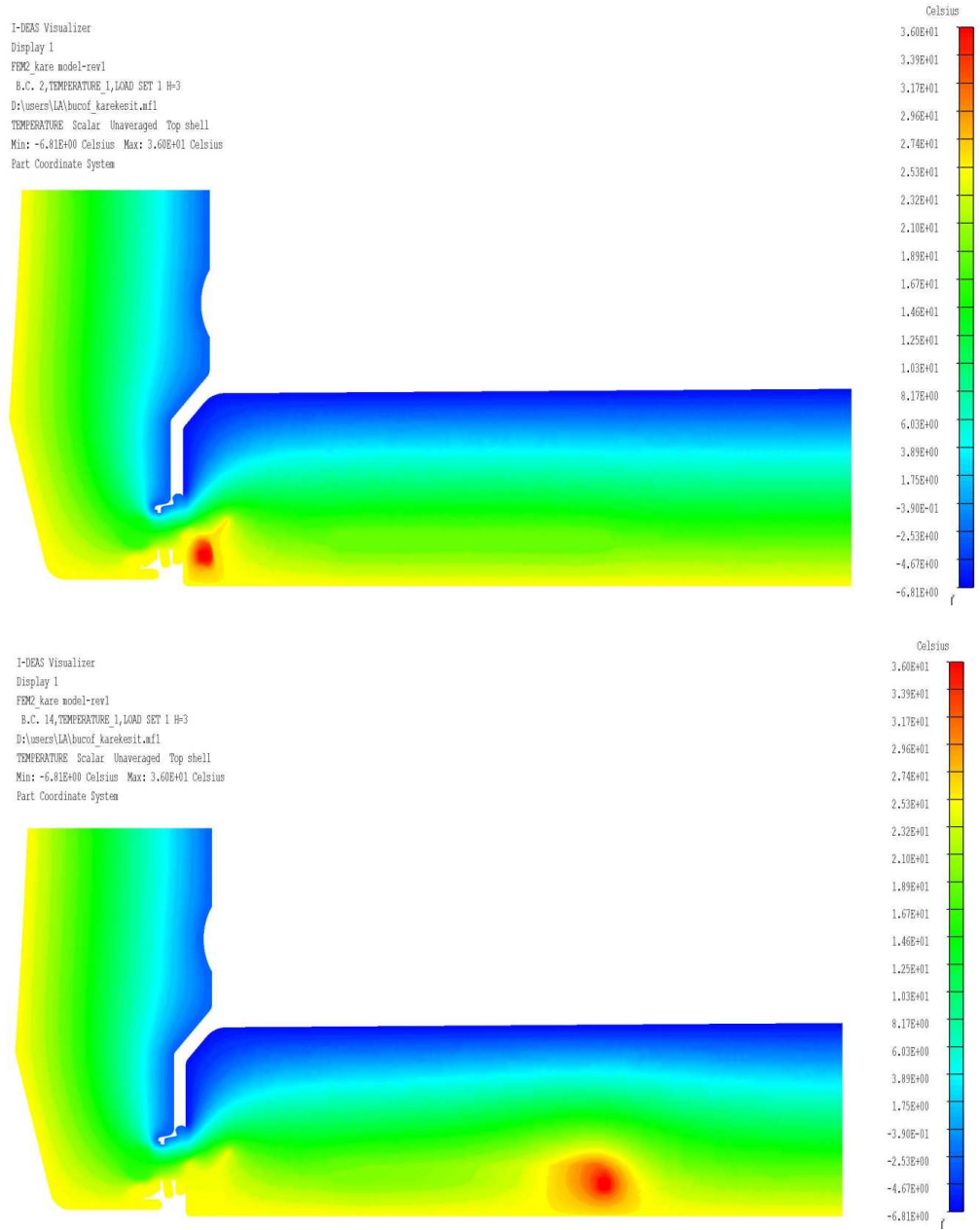


I-DEAS Visualizer
 Display 1
 FEM2_kare model-rev1
 S.C. 13, TEMPERATURE_1, LOAD SET 1 H=3
 D:\users\LA\bucof_karekesit.af1
 TEMPERATURE Scalar Unaveraged Top shell
 Min: -6.81E+00 Celsius Max: 5.20E+01 Celsius
 Part Coordinate System



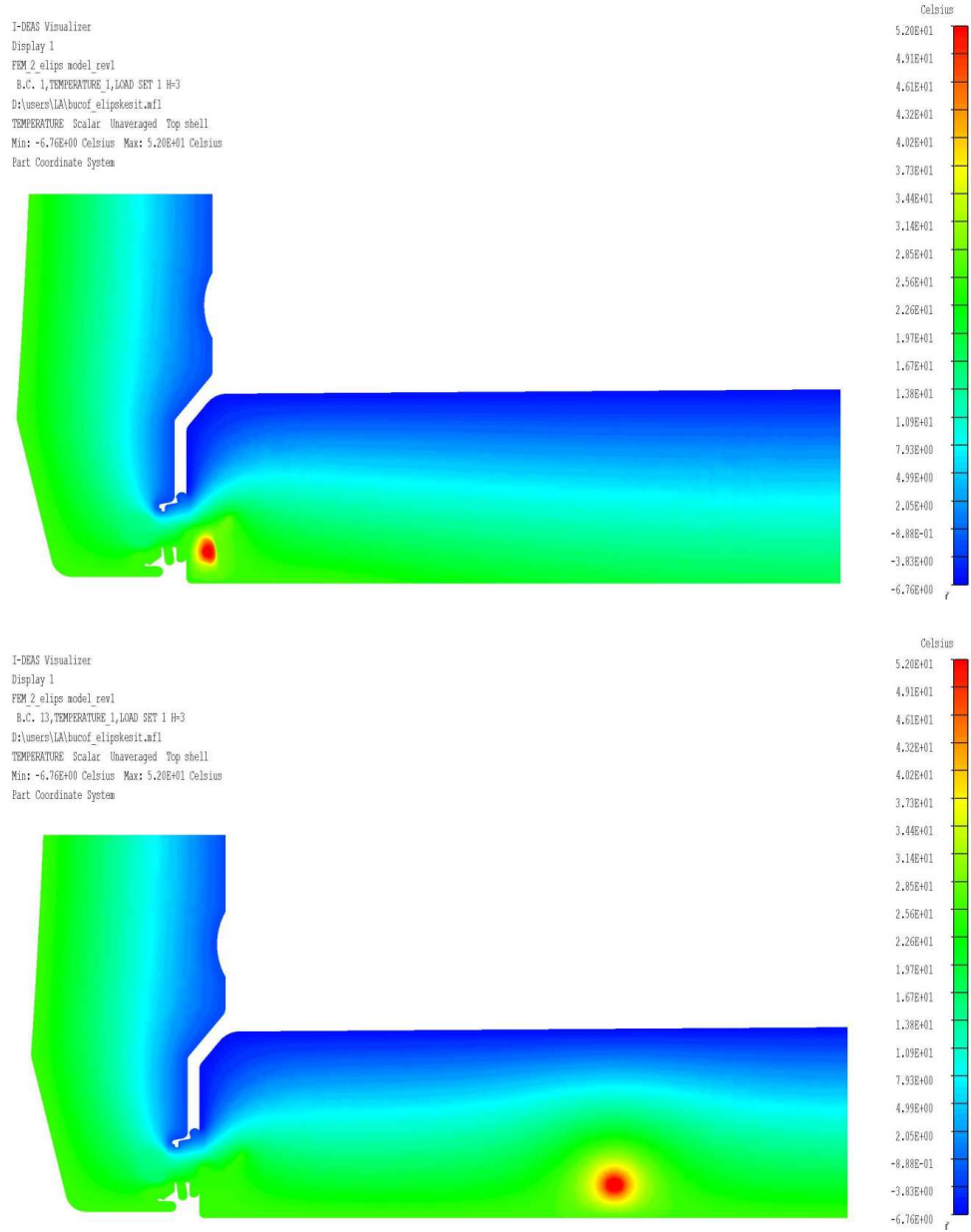
Şekil 5.17 : Kare Flanş Isıtıcısı Etkisi

Şekil 5.17’de sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durumda kare geometri ile yapılan analizler incelendiğinde kabin içi yüzey sıcaklık değerlerinin mevcut durum olan dairesel geometriden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum, kombi tipi buzdolabında kare geometrinin flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durumda kullanımının uygun olmadığını göstermiştir. Çalışmanın devamında kare geometri için flanş ısıtıcısının kondenserden sonra yerleştirildiği durum analiz edilmiştir. Benzer şekilde mevcut ve on numaralı alternatif yerleşim durumunda elde edilen sonuçlar Şekil 5.18’de sunulmuştur.



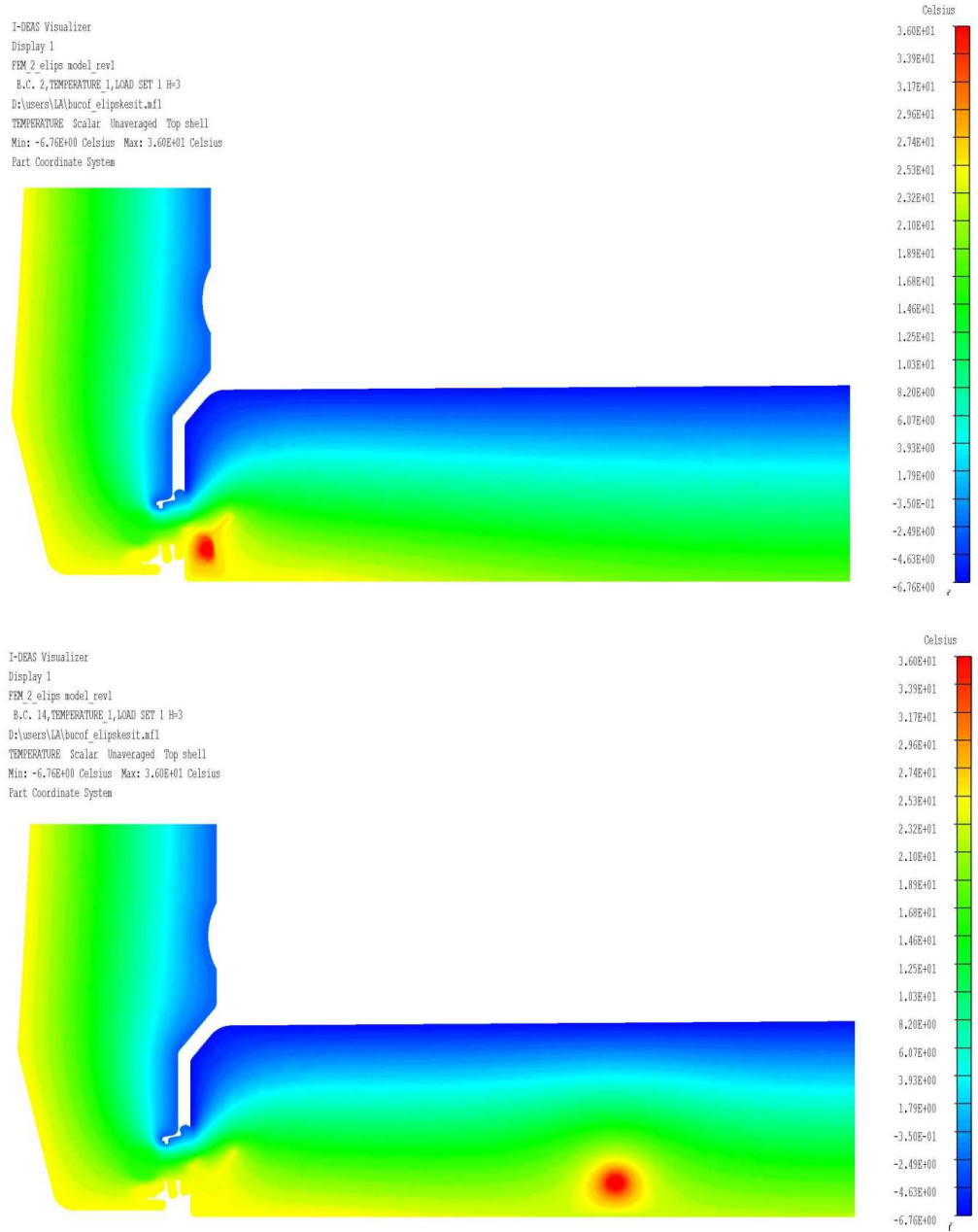
Şekil 5.18 : Kare Flanş Isıtıcısı Etkisi

Şekil 5.18’de sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durumda kare geometri ile yapılan analizler incelendiğinde kabin içi yüzey sıcaklık değerlerinin mevcut durum olan dairesel geometriden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum, kombi tipi buzdolabında kare geometrinin flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durumda kullanımının uygun olmadığını göstermiştir. Çalışmanın devamında kare geometri yerine elips geometrinin etkisi araştırılmış ve elips geometri için flanş ısıtıcısının kompresörden sonra yerleştirildiği durum analiz edilmiştir. Mevcut ve on numaralı alternatif yerleşim durumunda elde edilen sonuçlar Şekil 5.19’da sunulmuştur.



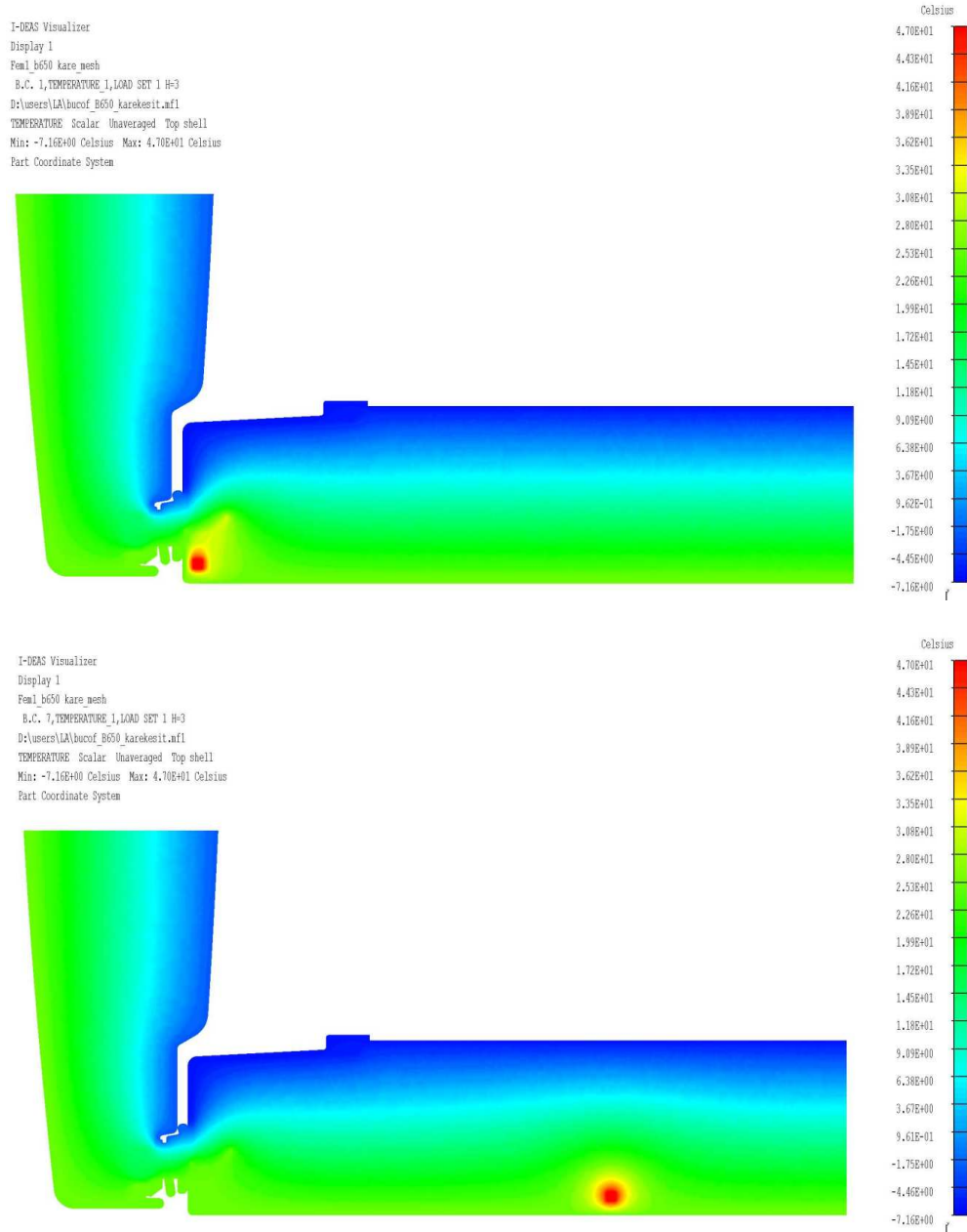
Şekil 5.19 : Elips Flanş Isıtıcısı Etkisi

Şekil 5.19'da sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durumda elips geometri ile yapılan analizler incelendiğinde kabin içi yüzey sıcaklık değerlerinin mevcut durum olan dairesel geometriden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum, kombi tipi buzdolabında elips geometrinin flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durumda kullanımının uygun olmadığını göstermiştir. Çalışmanın devamında elips geometri için flanş ısıtıcısının kondenserden sonra yerleştirildiği durum analiz edilmiştir. Bu uygulama durumu için mevcut ve on numaralı alternatif yerleşim durumunda elde edilen sonuçlar Şekil 5.20'de sunulmuştur.



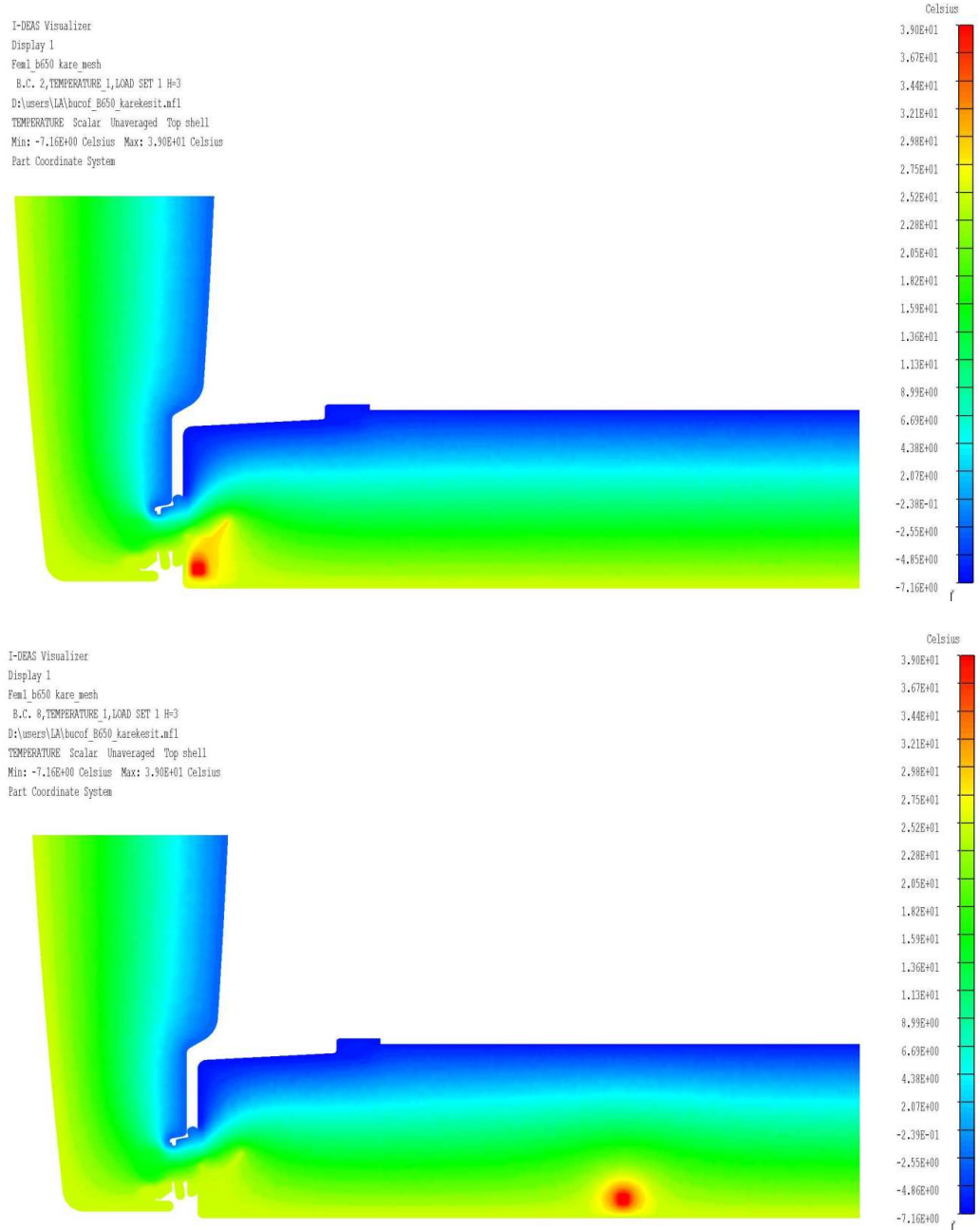
Şekil 5.20 : Elips Flanş Isıtıcısı Etkisi

Şekil 5.20’de sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durumda elips geometri ile yapılan analizler incelendiğinde kabin içi yüzey sıcaklık değerlerinin mevcut durum olan dairesel geometriden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum, kombi tipi buzdolabında elips geometrinin flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durumda kullanımının uygun olmadığını göstermiştir. Çalışmanın devamında kare ve elips geometirileri etkisi iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolapları için ve öncelikle kare geometri durumunda flanş ısıtıcısının kompresörden sonra yerleştirildiği durum analiz edilmiştir. Mevcut ve on numaralı alternatif yerleşim durumunda elde edilen sonuçlar Şekil 5.21’de sunulmuştur.



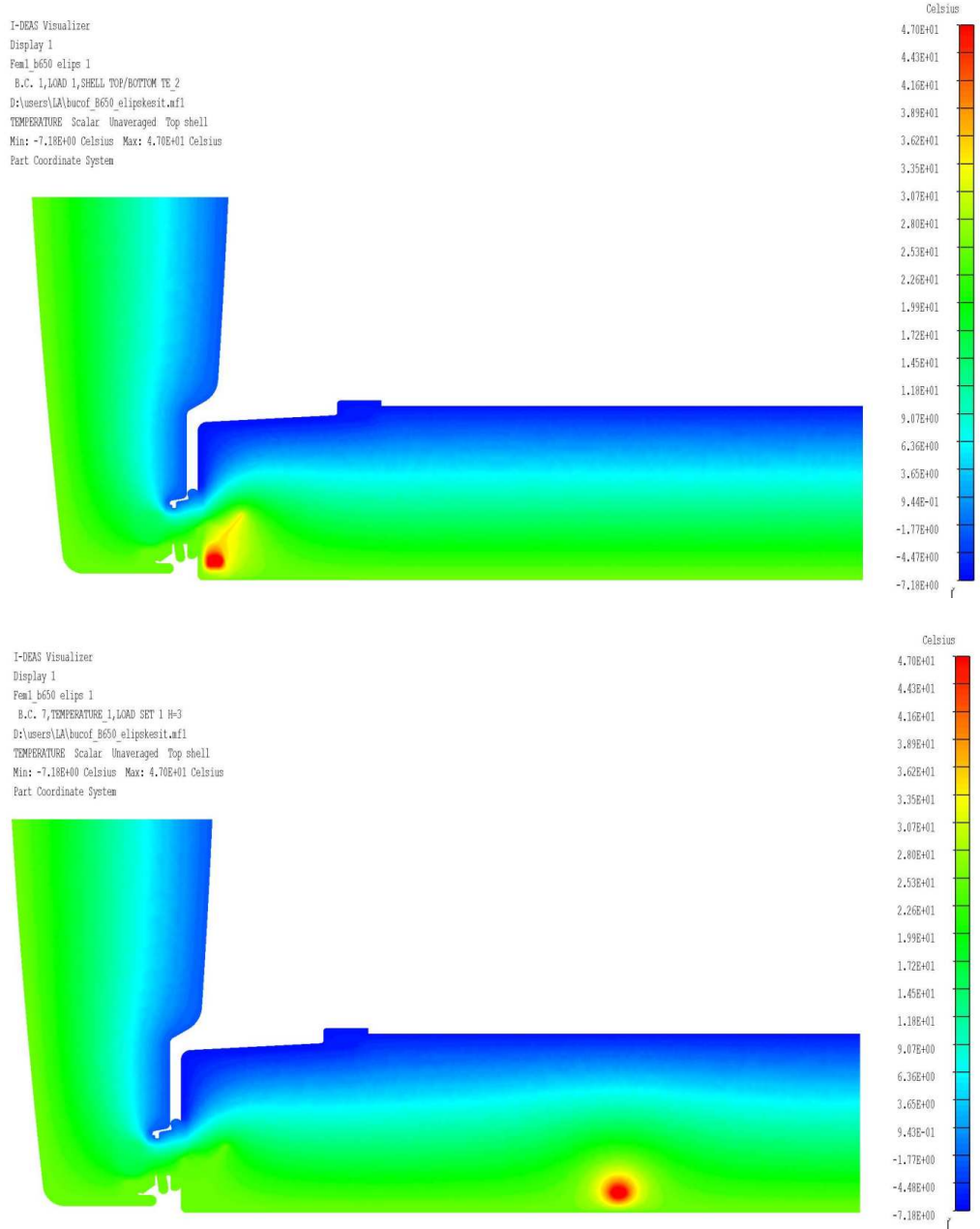
Şekil 5.21 : Kare Flanş Isıtıcısı Etkisi

Şekil 5.21'de sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durumda kare geometri ile yapılan analizler incelendiğinde kabin içi yüzey sıcaklık değerlerinin mevcut durum olan dairesel geometriden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum, iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolabında kare geometrinin flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durumda kullanımının uygun olmadığını göstermiştir. Çalışmanın devamında kare geometri için flanş ısıtıcısının kondenserden sonra yerleştirildiği durum analiz edilmiştir. Benzer şekilde mevcut ve on numaralı alternatif yerleşim durumunda elde edilen sonuçlar Şekil 5.22'de sunulmuştur.



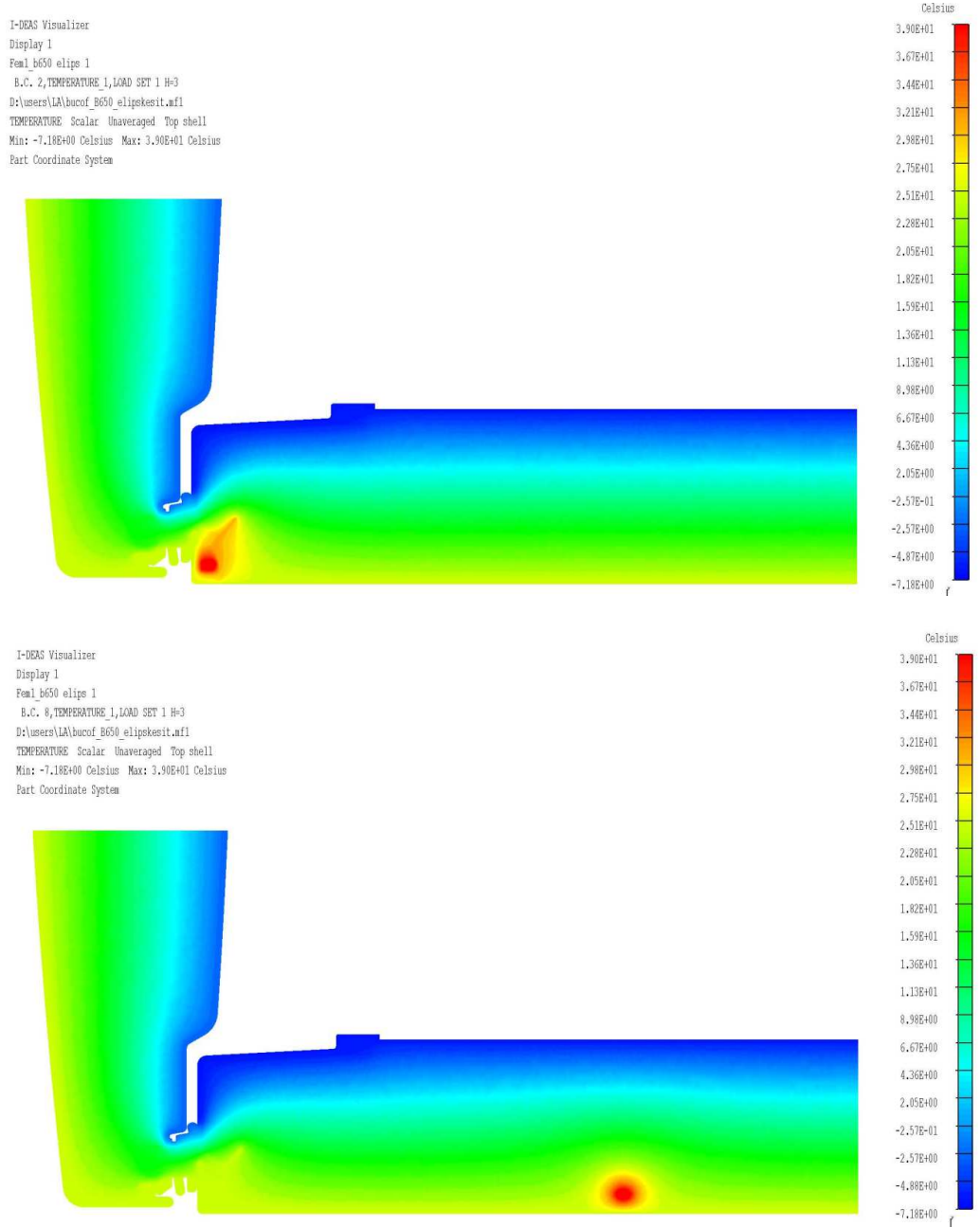
Şekil 5.22 : Kare Flanş Isıtıcısı Etkisi

Şekil 5.22’de sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durumda kare geometri ile yapılan analizler incelendiğinde kabin içi yüzey sıcaklık değerlerinin mevcut durum olan dairesel geometriden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum, iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolabında kare geometrinin flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durumda kullanımının uygun olmadığını göstermiştir. Çalışmanın devamında kare geometri yerine elips geometrinin etkisi araştırılmış ve elips geometri için flanş ısıtıcısının kompresörden sonra yerleştirildiği durum analiz edilmiştir. Mevcut ve on numaralı alternatif yerleşim durumunda elde edilen sonuçlar Şekil 5.23’de sunulmuştur.



Şekil 5.23 : Elips Flanş Isıtıcısı Etkisi

Şekil 5.23'de sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durumda elips geometri ile yapılan analizler incelendiğinde kabin içi yüzey sıcaklık değerlerinin mevcut durum olan dairesel geometriden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum, iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolabında elips geometrinin flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durumda kullanımının uygun olmadığını göstermiştir. Çalışmanın devamında elips geometri için flanş ısıtıcısının kondenserden sonra yerleştirildiği durum analiz edilmiştir. Bu uygulama durumu için mevcut ve on numaralı alternatif yerleşim durumunda elde edilen sonuçlar Şekil 5.24'de sunulmuştur.



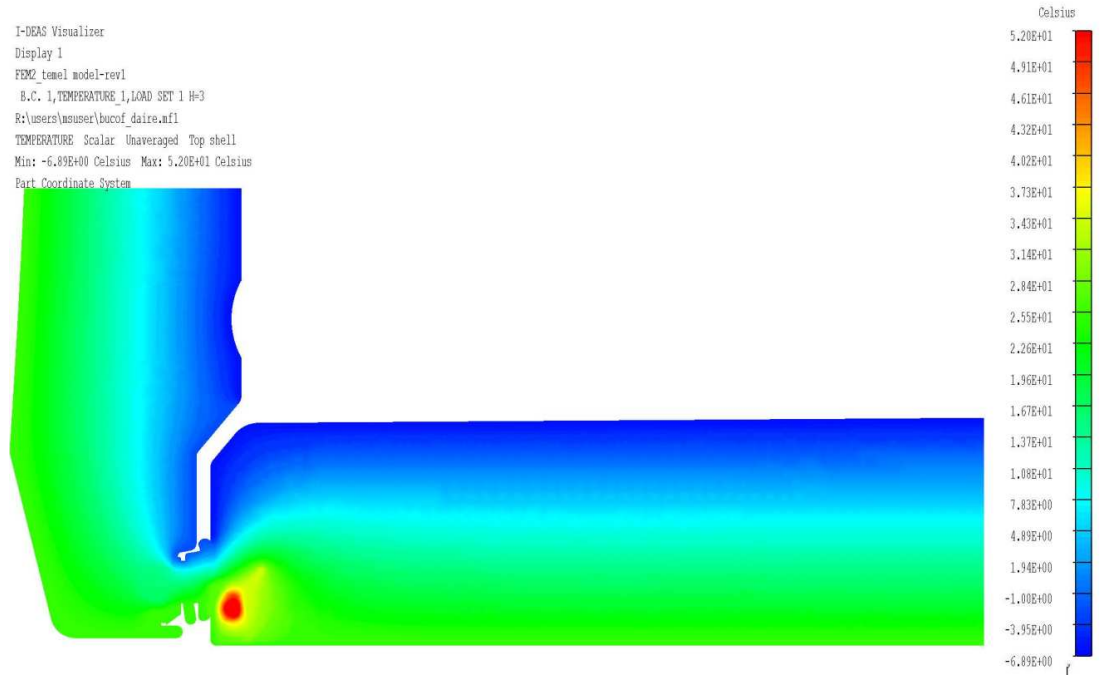
Şekil 5.24 : Elips Flanş Isıtıcısı Etkisi

Şekil 5.24'de sunulduğu üzere flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durumda elips geometri ile yapılan analizler incelendiğinde kabin içi yüzey sıcaklık değerlerinin mevcut durum olan dairesel geometriden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum, iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolabında elips geometrinin flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durumda kullanımının uygun olmadığını göstermiştir.

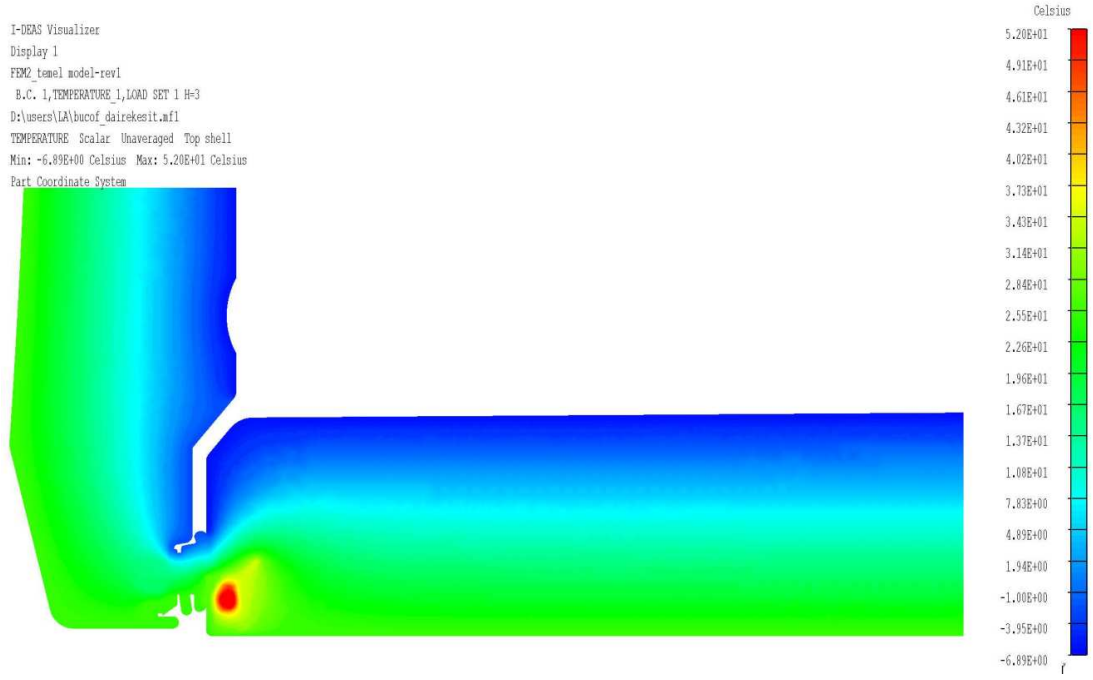
Flanş ısıtıcısının farklı geometirileri ve uygulamasının kompresör ve kondenserden sonra olduğu durumlar için yapılan analizler, bu tip bir uygulamanın mevcut uygulamaya göre bir avantaj getirmediğini, aksine yüzey sıcaklıklarının artmasına buna bağlı olarak kabin ısıl yükünü artırdığını göstermiştir. Buna bağlı olarak böyle bir uygulamanın kabin ısı kazancına bir iyileşme getirmeyeceği analizler yardımı ile görülmüştür.

5.3.3. Malzeme Etkisinin Belirlenmesi

Doktora tez çalışması kapsamında flanş ısıtıcısı etkisinin belirlenmesine yönelik olarak yapılan analizlerde son olarak boru malzemesinin etkisi incelenmiştir. Mevcut durumda kullanılan boru malzemesi çelik yerine alternatif olarak bakır belirlenmiş ve analizler farklı yerleşim ve farklı boru geometrileri için tekrarlanmıştır. Bu çerçevede, kombi tipi buzdolabı için flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durumda mevcut ve bakır boru için yapılan analizlerin sonuçları Şekil 5.25'de sunulmuştur.

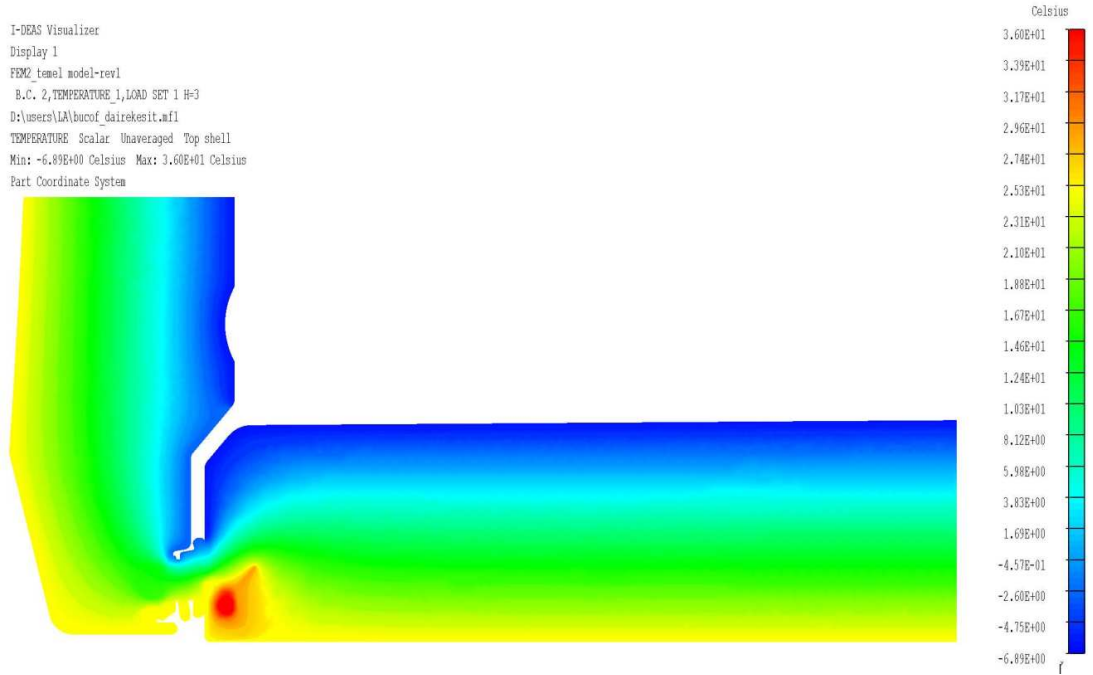


Şekil 5.25 : Boru Malzemesi Etkisi



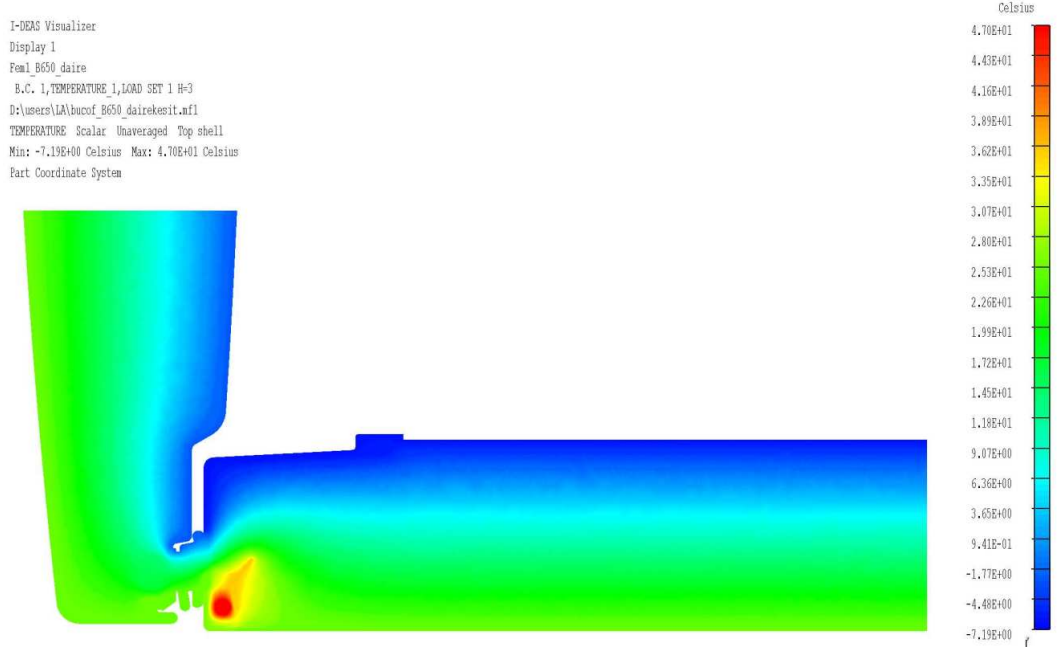
Şekil 5.25 : Boru Malzemesi Etkisi (Devam)

Şekil 5.25'de sunulduğu üzere yapılan analizler mevcut flanş ısıtıcısı ile bakır flanş ısıtıcısı arasında kabin içi yüzey sıcaklığına etki açısından bir fark olmadığını göstermiştir. Çalışmanın devamında kombi tipi buzdolabı için flanş ısıtıcısının kondenslerden sonra olduğu durum incelenmiştir. Yapılan analizin sonucu Şekil 5.26'da sunulmuştur.



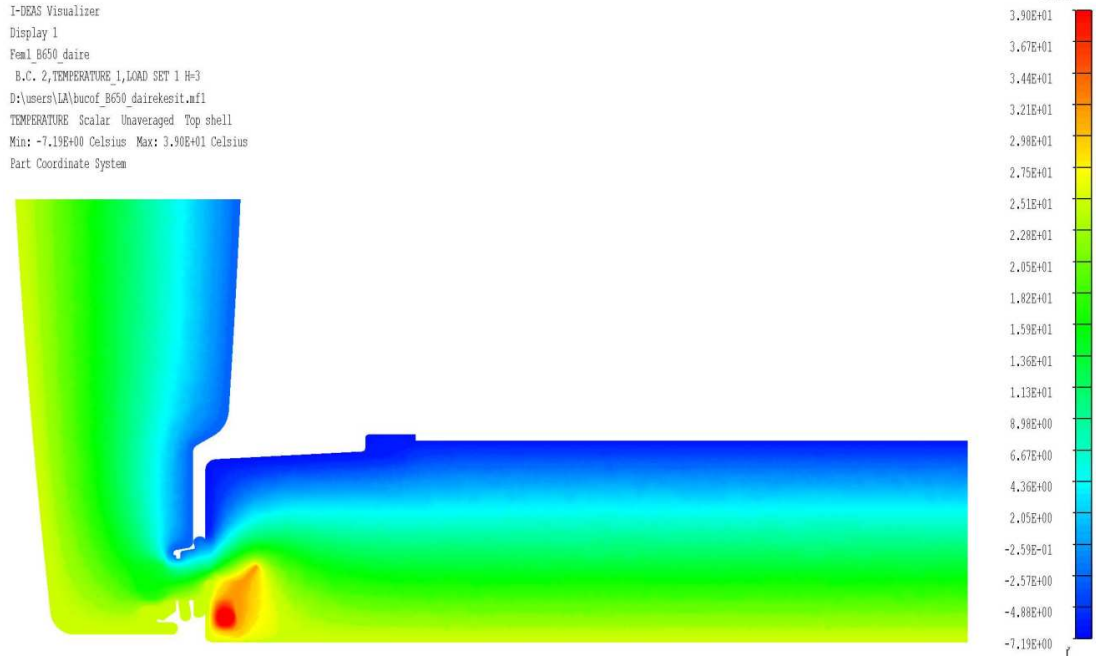
Şekil 5.26 : Boru Malzemesi Etkisi

Şekil 5.26'da sunulduğu üzere yapılan analizler mevcut flanş ısıtıcısı ile bakır flanş ısıtıcısı arasında flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durum için kabin içi yüzey sıcaklığına etki açısından bir fark olmadığını göstermiştir. Çalışmanın devamında iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolabı için flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durum incelenmiştir. Yapılan analizin sonucu Şekil 5.27'de sunulmuştur.



Şekil 5.27 : Boru Malzemesi Etkisi

Şekil 5.27'de sunulduğu üzere yapılan analizler mevcut flanş ısıtıcısı ile bakır flanş ısıtıcısı arasında kabin içi yüzey sıcaklığına etki açısından bir fark olmadığını göstermiştir. Çalışmanın devamında iki kapılı ve derin dondurucu tipi buzdolabı için flanş ısıtıcısının kondenserden sonra olduğu durum incelenmiştir. Yapılan analizin sonucu Şekil 5.28 'de sunulmuştur.



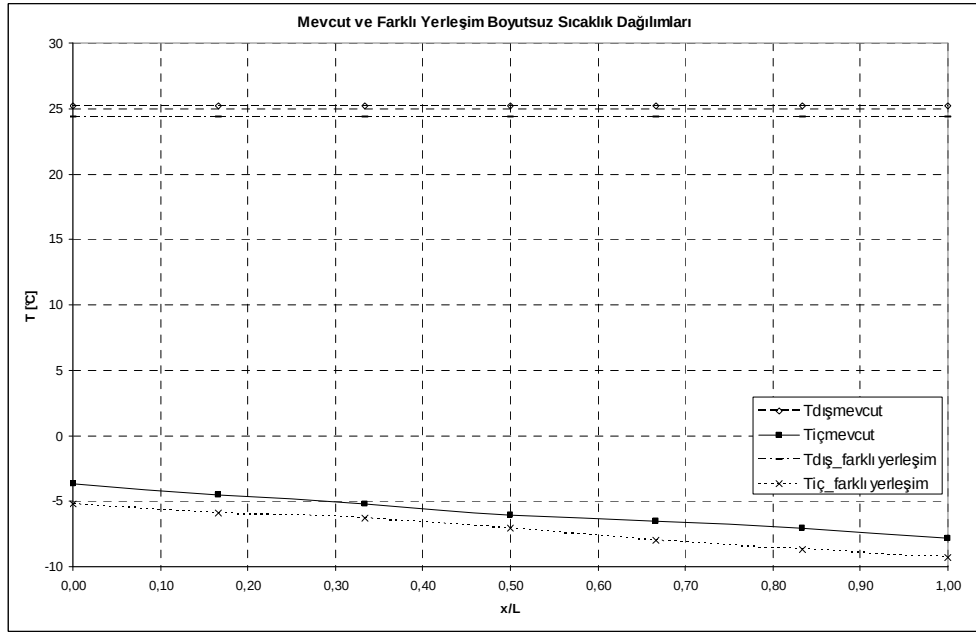
Şekil 5.28 : Boru Malzemesi Etkisi

Şekil 5.28’de sunulduğu üzere yapılan analizler mevcut flanş ısıtıcısı ile bakır flanş ısıtıcısı arasında flanş ısıtıcısının kondenslerden sonra olduğu durum için kabin içi yüzey sıcaklığına etki açısından bir fark olmadığını göstermiştir.

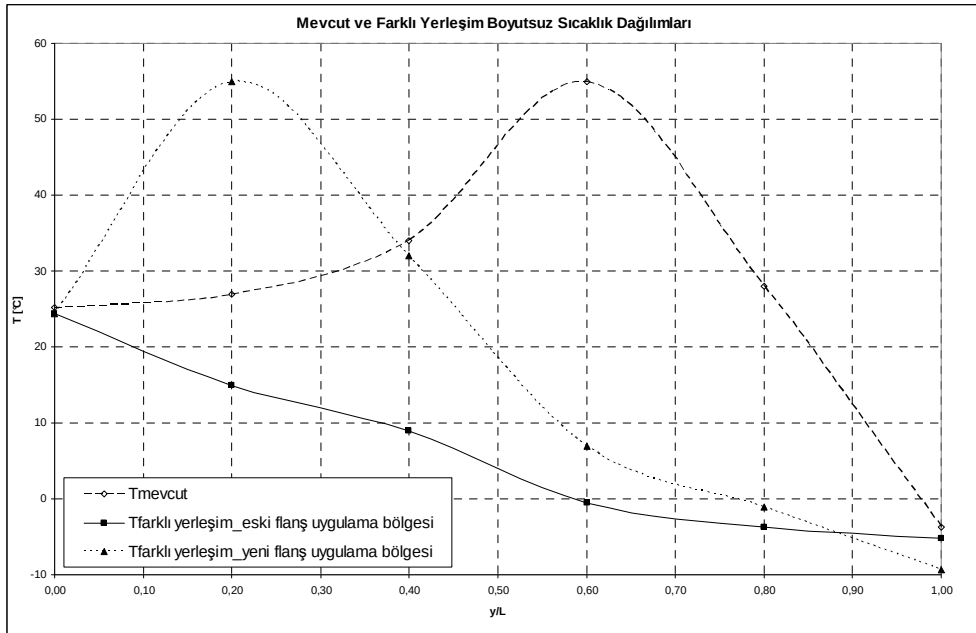
Her üç buzdolabı modeli için yapılan analizler bakır flanş ısıtıcısının mevcut malzemeye göre bir iyileştirme veya kötüleştirme sağlamadığını göstermiştir. Bu çerçevede flanş ısıtıcısı malzemesi olarak bakır kullanmanın bir etkisi olmamaktadır. Bakır malzemesinin kullanılmasının avantajı olarak malzemeye kolay şekil verilebilmesi gösterilebilir.

Yapılan analizler çerçevesinde mevcut durum ile en iyi durum için boyutsuz durumda sıcaklık dağılımı belirlenmiştir. Kabin flanşından kabin arka duvarına doğru “x” yönünde sıcaklık değişimi Şekil 5.28 ve kabin dış duvarından iç duvarına doğru “y” yönünde sıcaklık değişimi Şekil 5.29’da sunulmuştur.

Şekil 5.29 ve 5.30’da sunulduğu üzere yapılan uygulama ile öncelikli olarak conta bölgesi için büyük önem taşıyan terleme ve conta yapışması açısından problem yaratmayan bir yöntem geliştirilmiştir. Buna ek olarak buzdolabı kabini içerisindeki sıcaklıkların mevcut duruma göre düşürülmesi yine farklı yerleşim yapılması ile sağlanmıştır. Bu şekilde kabin ısı kazancı miktarı, flanş ısıtıcısından kabine geçen ısı miktarının azaltılması ile sağlanmıştır.



Şekil 5.29 : "X" Yönünde Sıcaklık Değişimi



Şekil 5.30 : "Y" Yönünde Sıcaklık Değişimi

5.4. Sayısal Çalışma Sonuçları

Doktora tez çalışması kapsamında yürütülen sayısal çalışmalar sonucunda şu sonuçlara ulaşılmıştır:

- Conta ve flanş bölgesi için oluşturulan basit geometri yardımı ile sadece flanş ısıtıcısının olduğu durum analiz edilmiş ve mevcut durum ortaya konularak

terleme ve conta yapışması durumları için önem taşıyan yüzey sıcaklıkları 1°C'lik fark ile hesaplanmıştır.

- Basit geometri ile flanş ısıtıcısı sıcaklık değerlerinin elde edilmesi ardından buzdolabı gerçek geometrisi ile IDEAS programında sıcaklık değerleri incelenmiştir. Sıcaklık değerleri üç farklı durum için değerlendirilmiştir. Bu durumlar, flanş ısıtıcısının kabin yalıtım hacmindeki yerinin değiştirilmesi, boru geometrisinin değiştirilmesi ve boru malzemesinin değiştirilmesi olarak tanımlanmıştır. Mevcut durum ile karşılaştırıldığında flanş ısıtıcısının kompresörden sonra uygulandığı durumda kabin conta ve flanş bölgesinden 150 mm. mesafede ve kabin dış duvarına temas halinde aynı sonuçların elde edildiği görülmüştür. Flanş ısıtıcısının dış duvara temas etmesinin bir avantajı da ortama atılan ısının artmasının yanında metal dış duvar yardımı ile flanş bölgesinin dolaylı olarak ısıtılmasının sağlanmasıdır. Flanş ısıtıcısının kompresör yerine kondenserden sonra uygulanması durumunda ise, flanş ısıtıcısı kabin conta ve flanş bölgesinden 75 mm. mesafede ve kabin dış duvarına temas halinde uygulanabilmektedir.
- Flanş ısıtıcısının farklı geometrileri ve uygulamasının kompresör ve kondenserden sonra olduğu durumlar için yapılan analizler, bu tip bir uygulamanın mevcut uygulamaya göre bir avantaj getirmediğini, aksine yüzey sıcaklıklarının artmasına buna bağlı olarak kabin ısıl yükünü artırdığını göstermiştir. Buna bağlı olarak böyle bir uygulamanın kabin ısı kazancına bir iyileşme getirmeyeceği analizler yardımı ile görülmüştür.
- Farklı malzeme ile üretilen flanş ısıtıcısının mevcut malzemeye göre bir iyileştirme veya kötüleştirme sağlamadığını göstermiştir. Bu çerçevede flanş ısıtıcısı malzemesi olarak bakır kullanmanın bir etkisi olmamaktadır. Bakır malzemesinin kullanılmasının avantajı olarak malzemeye kolay şekil verilebilmesi gösterilebilir.
- Boru malzemesi ve geometrisi etkisi incelendiğinde ise mevcut duruma göre bir fark elde edilememiştir.
- Çalışma çerçevesinde yapılan analizler yardımı ile mevcut durumda olduğu gibi terleme ve conta yapışmasının önüne geçilebilen, ek olarak kabin ısı kazancı etkisi azaltılmış bir flanş ısıtıcısı uygulaması elde edilmiştir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu doktora tez çalışmasında, buzdolabı conta ve flanş bölgesinin buzdolabı kabini ısı kazancı üzerindeki etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Tez çalışmasının deneysel kısmında, üç farklı tip buzdolabı için mevcut durumun ortaya konulabilmesi amacıyla deneyler gerçekleştirilmiş ve conta ile flanş ısıtıcısının ayrı ayrı etkileri ortaya konulmuştur. Ek olarak contadan kaynaklanan ısı transferinde infiltrasyonun etkisi de belirlenmiştir.

Tez çalışmasının sayısal kısmında ise iki farklı geometri ile çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bunlardan ilki mevcuda göre daha basit bir geometri ile gerçekleştirilmiş ve sadece flanş ısıtıcısının etkisi ortaya konulmuştur. Diğer geometri ise buzdolabı gerçek geometrisi olarak belirlenmiş ve analizler gerçekleştirilmiştir. Gerçek geometri ile yapılan analizlerde öncelikle gerçek durum için doğrulama analizleri gerçekleştirilmiştir.

Yapılan bu doktora tez çalışması dahilinde ulaşılan sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

İncelenen buzdolapları için deneysel olarak elde edilen değerler yardımı ile bu buzdolapları için önce mevcuda göre daha basit ve ardından mevcut geometri ile analiz çalışmaları gerçekleştirilmiş, bu analizler ile kabin ısı kazancı miktarının azaltılmasına yönelik bir uygulama oluşturulmuştur.

Basit geometri olarak tanımlanan ısı transferi modeli ile yapılan çalışmalar, bu modelin gerçek duruma yakın sonuçlar verdiğini göstermiştir. Buna bağlı olarak bu modelin farklı buzdolapları için de kullanılabileceği belirlenmiştir. Bu şekilde buzdolabı dizayn aşamasında kullanım sağlanabilecek deneysel yükü azaltması sağlanabilecektir.

Çalışmada yapılan deneysel çalışmalar çerçevesinde conta ve flanş bölgesinden gerçekleşen ısı transferi, contadan kaynaklanan ısı transferi, contadan gerçekleşen infiltrasyon etkisi ve flanş ısıtıcısının kabin içerisine attığı ısı olarak tanımlanabilmektedir.

Literatürde herhangi bir çalışmaya rastlanmayan soğutma sistemi üzerinde bulunan flanş ısıtıcısının kabin üzerinde yarattığı ısı transferi etkisi ile yine flanş ısıtıcısının ortama attığı ısı miktarı deneysel ve sayısal olarak ayrı ayrı belirlenmiştir.

Çalışmada analizler yardımı ile belirlenen farklı flanş ısıtıcısı bölgelerine flanş ısıtıcısı uygulaması gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde hazırlanan prototipler ile deneysel çalışmalar yapılmış, deneyler, kabin ısı kazancı azaltımı sağlanarak, istenilen sıcaklıkların sağlanabileceği görülmüştür. Tüm farklı uygulamaların yapılması ile enerji tüketim değerinin %10 seviyesinde iyileşebilecekği görülmüştür.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki önerilerin yararlı olacağı düşünülmektedir:

Yapılan analizlerde çözümler sürekli rejim için gerçekleştirilmiştir. Gerçek durumda soğutma sisteminin çalışma ve durma olarak çalıştığı düşünüldüğünde çözümün geçici rejimde yapılması faydalı olacaktır.

Çalışmada conta için çalışmalar dikkate alındığında contanın düşey durumu değerlendirilmiştir. Gerçek durumda ise conta düşey ve yatay olarak uygulanmaktadır. Bu çerçevede, bir sonraki aşamada contanın yatay ve düşey uygulaması daha gerçekçi sonuçlar elde edilmesinin sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Pond, S.**, 1999. Thinking Inside The Box, *Blue Water Sailing*, **28**, 26-30
- [2] **Mennink, B. D. and Berchoowitz, D. M.**, 1994. Development of an Improved Stirling Cooler for Vacuum Super Insulated Fridges with Thermal Store and Photovoltaic Power Source for Industrialized and Developing Countries, *Proceedings of New Applications of Naturel Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning*, Hannover, Germany, 73-82.
- [3] **Soysal, F. A.**, 2000. Vakumlanmış izolasyon panellerinin ısı iletim katsayılarının deneysel olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Ensitüsü, İstanbul
- [4] **Peart, V.**, 1993. The Refrigerator Energy Use Story, *University of Florida EES-51*, **13**, 1-3
- [5] **Stein, M. A., İnan, C., Bullard, C. and Newell, T.**, 2002. Closed Door Moisture Transport in Refrigerator/Freezers, *International Journal of Energy Research*, **26**, 793-805
- [6] **Ghassami, M. and Shapiro, H.**, 1991. Review of Energy Efficiency of Refrigerator/Freezes Gaskets, EPA Report, Washington, US.
- [7] **Fine, A. and Lupinacci, J.**, 1994. Energy Efficient Refrigerator Prototype Test results, EPA Report, Washington, US.
- [8] **Klein, F. H., Melo, C. and Marques, M. E.**, 1999. Steady-State Simulation of an All Refrigerator, *Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration*, Sydney, Australia, 487-495.
- [9] **Boughton, B. E., Clausing, A. M. and Newell, T. A.**, 1992. An Investigation of Household Refrigerator Cabinet Loads, ACRC Report, Illinois, US.
- [10] **Meier, A.**, 1995. Refrigerator Energy Use in the Laboratory and the Field *Energy and Buildings*, **22(3)**, 233-243.
- [11] **Fukuyo K.**, 2003. Heat Flow Visualization For Thermal Brigde Problems, *Internatioanl Journal Of Refrigeration*, **26**, 614 – 617.
- [12] **Laguerre O. and Flick D.**, 2004. Heat Transfer By Natural Convection In Domestic Refrigerators, *Journal Of Food Engineering*, **62**, 79 – 88.
- [13] **Chen L., Wu C. and Sun F.**, 1996. Steady Flow Combined Refrigeration Cycle Performance With Heat Leak, *Applied Thermal Enginnering*, **17**, 639 – 645.
- [14] **Chen L., Wu C. and Sun F.**, 1996. Influence Of Internal Heat Leak On The Performance Of Refrigerators, *Energy Conversion And Management*, **39**, 45 – 50.
- [15] **Gerlach, D.**, 2004. Measurement of Moisture and Heat Loading Through Refrigerator Door Seals, ACRC Report, Illinois, US.

- [16] **Min, G. and Rowe D. M.**, 2006. Experimental Evaluation of Prototype Thermoelectric Domestic-Refrigerator, *Applied Energy*, **83**, 133 – 152.
- [17] **Gupta, J., K., Ram Gopal, M. and Chakraborty, S.**, 2007. Modeling of a Frost Free Refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, **30**, 311 – 322.
- [18] **Laguerra, O., Ben Amara, S., Moureh, J. and Flick, D.**, 2007. Numerical Simulation of Air Flow and Heat Transfer in Domestic Refrigerator, *Journal of Food Engineering*, **81**, 144 – 156.
- [19] <http://www.e-magnet.cn/magnetic-strip.html>, Mart 2006
- [20] <http://yourgasketguy.com>, Temmuz 2005
- [21] **Hoover S.**, 1994. Foam-In-Place Gasketing System Offers Benefits, *Adhesives Age*, **37**, 18-21
- [22] <http://www.ajaypoly.com/gasket.htm>, Haziran 2006
- [23] **Flynn, S. and Rouch, K.**, 1992. Finite Element Analysis of Heat Transfer Through the Gasket region of Refrigerator/Freezers, EPA Report, Washington, US.
- [24] **Dechamps, C. J., Prata, A. T., Schmid, A. and Lopes, L. A. D.**, 1999. Heat Transfer Through the Refrigerator Door Gasket Region, *Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration*, Sydney, Australia, 3196-3709.
- [25] **Ding, G., Zhang, C. and Lu, Z.**, 2004. Dynamic simulation of naturel convection bypass two circuit cycle refrigerator-freezer and its application Part I : Component Models, *Applied Thermal Engineering*, **24**, 1513-1524
- [26] <http://www.beko.co.uk>, Haziran 2006
- [27] **ISO 8187**, 1991, Household refrigerating appliances-Refrigerators and freezers, Characteristics and test methods, *International Organization for Standardization*, Cenevre
- [28] **ISO 15502**, 2005, Household refrigerating appliances-Refrigerators and freezers, Characteristics and test methods, *International Organization for Standardization*, Cenevre
- [29] **Moschalski, A.**, 2006, Vieweg Friedreich und Sohn Verlag, Düsseldorf
- [30] **Kays, W. M., Crawford, M., E.**, 1998, Convective Heat and Mass Transfer, The McGraw Hill Companies, New York
- [31] **Holman, J., P.**, 2002. Heat Transfer, The McGraw Hill Companies, New York
- [32] **Gerlach, D., Soysal, F. A.**, 2005, Measurement of Moisture and heat Loading Through Refrigerator Seals, Arçelik internal report, Istanbul, Turkey

ÖZGEÇMİŞ

Feyzi Alper Soysal, 1975 yılında İstanbul'da doğdu. Orta öğrenimini 1993 yılında İstanbul Lisesi'nde tamamladıktan sonra, aynı yıl Y.T.Ü. Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne girdi. 1997 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başlayan Feyzi Alper Soysal, 2000 yılında bölümünü bitirdikten sonra aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda doktora programına başladı.

Feyzi Alper Soysal, Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Termodinamik Teknolojiler Grubu'nda Ekim 1998 – Temmuz 2007 arasında Ar-Ge Mühendisi ve Temmuz 2007 'den itibaren Ar-Ge Uzmanı olarak görev yapmaktadır.