

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EV TİPİ BUZDOLAPLARINDA CONTA FLANŞ  
BÖLGESİNDEKİ ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL  
OLARAK BELİRLENMESİ**

**Makine Mühendisi Abdullah Kerem KURT**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı**

**: Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN (YTÜ)**

**İSTANBUL, 2007**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iv
KISALTMA LİSTESİ .....	v
ŞEKİL LİSTESİ .....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ .....	viii
ÖNSÖZ.....	ix
ÖZET .....	x
ABSTRACT .....	xi
1. GİRİŞ.....	12
2. EV TİPİ BUZDOLAPLARININ TANITILMASI .....	13
2.1 Soğutma Prensibi .....	13
2.2 Conta Flanş Bölgesini Oluşturan Elemanlar .....	16
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	19
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	29
4.1 Conta Flanş Bölgesinde Sıcaklık Dağılımının Belirlenmesi .....	29
4.2 Buzdolabı Kabini Isı Kazancının Belirlenmesi .....	39
5. SAYISAL ANALİZ ÇALIŞMALARI .....	42
5.1 Termal Görüntüleme.....	42
5.2 Sıcaklık Dağılımı Analizleri .....	47
5.3 Deneysel Çalışmalar ile Sayısal Analiz Çalışmalarının Değerlendirilmesi .....	52
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	54
KAYNAKLAR.....	55
ÖZGEÇMİŞ.....	56

## SİMGE LİSTESİ

$c_p$	sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg.K)
$h$	taşıınım katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
$K$	conta ısı iletim katsayısı (W/m K)
$L$	conta uzunluğu (m)
$q$	kabin ısı kazancı (W)
$T_{in}$	kabin içi sıcaklık (K)
$T_{out}$	kabin dışı sıcaklık (K)
$U$	toplam ısı geçiş katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
$\Delta p_e$	evoparatör basınç kaybı (bar)
$\Delta p_k$	kondenser basınç kaybı (bar)
$\lambda$	ısı iletim katsayısı (W/m.K)
$\rho$	yođunluk (kg/m <sup>3</sup> )

## **KISALTMA LİSTESİ**

ABS	akrilnitril butadien stirol
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
EPA	US Environmental Protection Agency
ERA	EPA Buzdolabı Analiz Programı
PU	poliüretan
RHL	reverse heat leak
VIP	vacuum insulation panel

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Soğutma Çevrimi.....	13
Şekil 2.2 Ters Carnot çevrimi (İdeal soğutma çevrimi) .....	14
Şekil 2.3 Rankine çevrimi .....	14
Şekil 2.4 Ters Carnot çevrimi ile Rankine çevriminin karşılaştırılması.....	15
Şekil 2.5 Çalışmada kullanılan iki kapılı ve kombi buzdolapları.....	17
Şekil 2.6 Conta flanş bölgesindeki sistem elamanları .....	17
Şekil 2.7 Conta flanş bölgesi görünümü.....	18
Şekil 3.1 Kontrol Hacmi.....	19
Şekil 3.2 Conta – Flanş Bölgesi Kesiti Sıcaklık Dağılımı.....	20
Şekil 3.3 Conta – Flanş Bölgesi Kesiti Isı Akış Yoğunluğu Dağılımı .....	20
Şekil 3.4 SubZero Conta ve İzotermeler .....	21
Şekil 3.5 Düşük İletken Gaz Dolu GE Contası .....	22
Şekil 3.6 Ölçüleri ile Birlikte Conta Kesiti .....	24
Şekil 3.7 Conta Bölgesi Sıcaklık Dağılımı.....	25
Şekil 3.8 Conta Bölgesindeki Isı Akışı Yolları .....	26
Şekil 3.9 Termoeleman Yerleşimi .....	28
Şekil 3.10 Termopil Deney Düzeneği .....	28
Şekil 4.1 Kombi tip buzdolabı termoeleman yerleşimi.....	30
Şekil 4.2 Kombi tip buzdolabı dondurucu bölmesi sıcaklık dağılımı (1 ila 8 numaralı termoelemanlar) .....	30
Şekil 4.3 Kombi tip buzdolabı dondurucu bölmesi sıcaklık dağılımı (9 ila 16 numaralı termoelemanlar) .....	31
Şekil 4.4 Kombi tip buzdolabı taze gıda bölmesi sıcaklık dağılımı .....	32
Şekil 4.5 Flanş ısıtıcısı ve kabin yüzeyi termoeleman yerleşimi.....	32
Şekil 4.6 İki kapılı tip buzdolabı taze gıda bölmesi flanş dış yüzey sıcaklık dağılımı.....	33
Şekil 4.7 İki kapılı tip buzdolabı taze gıda bölmesi flanş iç yüzey sıcaklık dağılımı .....	34
Şekil 4.8 İki kapılı tip buzdolabı dondurucu bölmesi flanş dış yüzey sıcaklık dağılımı.....	34
Şekil 4.9 İki kapılı tip buzdolabı dondurucu bölmesi flanş iç yüzey sıcaklık dağılımı.....	35
Şekil 4.10 Flanş ısıtıcı borusu yüzey sıcaklıkları .....	36
Şekil 4.11 Kompresör – Kondenser – Flanş ısıtıcısı sıralaması için flanş ısıtıcısı sıcaklıkları	37
Şekil 4.12 Kombi tip buzdolabı için flanş ısıtıcısı ve kabin yüzey termoeleman yerleşimi.....	38
Şekil 4.13 Contasız ters ısı kazancı öncesi kabin görünümü.....	41
Şekil 4.14 İki kapılı tip ve kombi tip buzdolabı flanş ısıtıcısı konumu.....	41

Şekil 5.1 İki kapılı buzdolabında kompresör çalışırken dondurucu bölmesisıcaklık dağılımı.	42
Şekil 5.2 Çalışma esnasında flanş bölgesi sıcaklık dağılımı .....	43
Şekil 5.3 Çalışma esnasında en sıcak durumda sıcaklık dağılımı .....	43
Şekil 5.4 Durma ardından soğuma durumunda sıcaklık dağılımı .....	43
Şekil 5.5 Kondenser – flanş ısıtıcısı sıralaması için flanş bölgesi sıcaklık dağılımı .....	44
Şekil 5.6 Kompresör kalkışı ardından dondurucu bölmesi sıcaklık dağılımı.....	44
Şekil 5.7 Çalışma esnasında flanş bölgesi sıcaklık dağılımı .....	45
Şekil 5.8 Çalışma esnasında en sıcak durumda sıcaklık dağılımı .....	45
Şekil 5.9 Durma ardından soğuma durumunda sıcaklık dağılımı .....	46
Şekil 5.10 Kondenser – flanş ısıtıcısı sıralaması için flanş bölgesi sıcaklık dağılımı .....	46
Şekil 5.11 Kombi tipi buzdolabı kondenser – flanş ısıtıcısı sıralaması sıcaklık dağılımı .....	47
Şekil 5.12 Kombi tipi buzdolabı analiz geometrisi .....	48
Şekil 5.13 İki kapılı tip buzdolabı analiz geometrisi .....	48
Şekil 5.14 Kombi tipi buzdolabı mesh’li analiz geometrisi .....	49
Şekil 5.15 İki kapılı tip buzdolabı mesh’li analiz geometrisi .....	49
Şekil 5.16 Kombi tipi buzdolabı analiz sonucu.....	51
Şekil 5.17 İki kapılı tip buzdolabı analiz sonucu.....	51

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 VIP Yalıtımlı Buzdolabının Geliştirilmiş Conta ile Enerji Tüketimi .....	23
Çizelge 3.2 Deneysel Veriler ve Model ile Öngörülen Değerler .....	27
Çizelge 4.1 İki kapılı buzdolabı farklı durumlar için sıcaklıklar.....	37
Çizelge 4.2 Kombi tip buzdolabı farklı durumlar için sıcaklıklar.....	39
Çizelge 4.3 İki kapılı tip ve kombi tip buzdolapları RHL deney sonuçları.....	40
Çizelge 5.1 İki tip buzdolabı için analiz şartları .....	50
Çizelge 5.2 Analizler için tanımlanan malzemeler ve özellikleri.....	50
Çizelge 5.3 Kompresör çalışma durumu için analiz/deney sonucu karşılaştırması .....	52
Çizelge 5.4 Flanş ısıtıcısız durum için analiz/deney sonucu karşılaştırması.....	52

## ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten ve katkıda bulunan Sn. Prof. Dr. Hasan A. Heperkan'a teşekkür ederim. Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve destek olan Arçelik Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, başta Sn. Fatih Özkadı ve Sn. Yalçın Güldalı'ya teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında desteğini esirgemeyen, değerli fikirleri ve katkılarından dolayı Sn. F. Alper Soysal'a, deneysel çalışmalarındaki katkılarından dolayı Sn. Faruk Kocabıyık başta olmak üzere tüm Ar-Ge Termodinamik Teknolojileri Laboratuvarı çalışanlarına teşekkür ederim.

Tüm çalışmalarım boyunca verdikleri destekten dolayı başta Sn. Arş. Gör. Burak Olgun, Sn. Özgür Bilgiç, Sn. Hakan Tunca, Sn. Tuğrul Kodaz ve Sn. Önder Balioğlu olmak üzere tüm Arçelik Ar-Ge Yüksek Lisans Öğrencileri'ne teşekkür ederim. Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen sevgili *ailem* ve *dostlarıma* teşekkürlerimi borç bilirim.

## ÖZET

Ev tipi buzdolaplarında kapı ile kabinin arasında sızıntıyı önlemek amacıyla bir conta bulunmaktadır. Bu contanın gövdede bulunan flanş üzerine yapışması ve ortam nemi nedeniyle üzerinde oluşabilecek terleme gibi olumsuzlukların önlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla soğutma çevrimi içersinde yer alan flanş ısıtıcısı adı verilen bir sistem bulunmaktadır.

Soğutma çevrimi bilindiği üzere kompresörden çıkan sıkıştırılmış sıcak soğutkanın kondensere gelmesi buradan kısılma vanası görevi gören kapileri borulara gelerek ardından evaporatöre gitmesi şeklindedir. Terleme ve yoğuşma problemlerinin aşılması için bulunan sistem, sıcak soğutkanın bir boru ile gövde flanşı yakınından geçirilecek flanş bölgesinin ve contanın ısıtılmasını sağlar. Böylelikle contanın kullanılamaz duruma gelmesiyle sonuçlanan yırtılma veya terleme gibi olumsuzlukların önüne geçilmiş olur.

Flanş ısıtıcısının kabine bu şekilde yakın bir noktada konumlandırılmış olması kabin içerisine doğru bir ısı yükünü meydana gelmesine yol açmaktadır. Bu ısı yükünü kabin ısı kazancı üzerinde % 12 ila % 25 mertebesinde bir etkisi bulunmaktadır.

Bu tez çalışmasında bu bölgedeki ısı transferinin deneysel olarak belirlenmesi ele alınmaktadır. Bu amaçla ters ısı kazancı (reverse heat leak – RHL), flanş bölgesi sıcaklık haritasının belirlenmesi ve analiz çalışmaları yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: buzdolabı, conta, flanş, ısıtıcı, ısı transferi, deneysel çalışma

## **ABSTRACT**

A refrigerator as a household appliance contains a gasket that prevents heat leakage between its cabinet and door. The gasket region has several problems like adhering of the gasket to the flange surface of the cabinet or condensation of ambient moisture on the gasket surface and flange that have to be prevented. To achieve this, a flange heater is added to the cooling system.

As widely known the cooling system consists of a compressed hot refrigerant that cycles between the compressor, condenser, capillary tubes and evaporator. The system to prevent adhering and condensation on the surfaces is provided by heating of the cabinet flange regions and the gasket by circulating hot refrigerant through the inner side of the cabinet flange region. In this manner the problems like condensation and fatigue or tearing of the gasket due to adhering are prevented.

Location of the flange heater causes a heat load into the cabinet. This heat load affects the heat gain of the cabinet between 12 % and 25 %.

In this thesis, determination of this heat load is compared with experimental studies. These studies consist of reverse heat leak experiments, determination of the temperature distribution of the cabinet flange region. In addition numerical analysis results are compared with experiments.

Keywords: refrigerator, gasket, flange, heater, heat transfer, experimental study

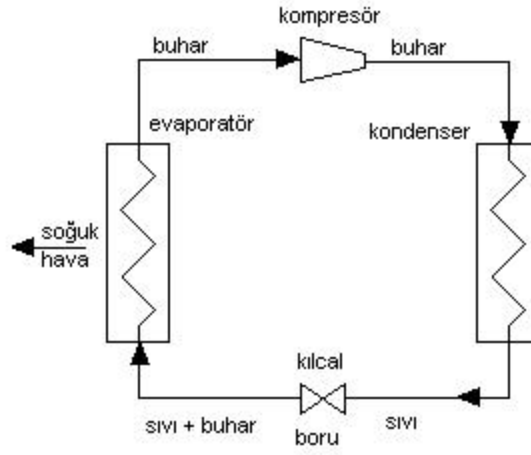
## 1. GİRİŞ

Yeryüzündeki enerji kaynaklarının gün geçtikçe azalıyor olması ve bu nedenle enerji üretiminin giderek maliyetli bir durum meydana getirmesi, birçok alanda enerji tasarrufu uygulamalarını zorunlu kılmaktadır. Ev tipi buzdolaplarının bir evin elektrik tüketimindeki payının % 13 seviyelerinde olduğu bilinmektedir. Buna derin dondurucular da eklendiği takdirde bu pay % 17 seviyesini bulmaktadır (Laurence, 1999). Birleşmiş Milletler, ABD Ulusal Enerji Ajansı gibi kuruluşlar doğal kaynakların korunması amacıyla dünya çapında enerji tüketimini azaltmaya yönelik yönergeler ortaya koymakta ve üreticilerden buna sahip çıkmalarını beklemektedirler. Bu doğrultuda üreticiler ev tipi buzdolaplarının soğutma sistemi ve yalıtımlarının iyileştirilmesi konusunda belirgin ilerlemeler kaydetmişlerdir. Ancak conta flanş bölgesi için yapılan çalışmalar diğerlerine göre oldukça düşük seviyede kalmaktadır.

Conta flanş bölgesi dışındaki sistem elemanlarında yapılan iyileştirmeler bu bölgenin önemini de artırmaktadır. Yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde conta flanş bölgesinin tüm buzdolabı kabini ısı kazancı içerisindeki payı % 15 ila % 20 mertebesindedir. Soğutma sistemi ve yalıtım bölgesinde yapılan iyileştirmelerle bu pay %25 mertebesine yükseltilmektedir.

## 2. EV TİPİ BUZDOLAPLARININ TANITILMASI

Ev tipi buzdolaplarında en sık uygulanmakta olan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi bulunmaktadır. Bu tip soğutma çevriminde sıvı halden buhar hale geçmekte olan soğutucu akışkanı içerisinde bulunduran bir evaporatör, evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkanı alçak basınç tarafından emerek yüksek basınç tarafındaki kondensere basan bir kompresör, soğutucu akışkanın ısıyı alıp onu sıvılaştıran bir kondenser ile soğutucu akışkanın evaporatöre verilmesini sağlayan genişleme valfi görevini üstlenen kılcal borulardan meydana gelmektedir. Şekil 2.1’de soğutma çevrimi elemanlarının sıralaması görülmektedir.



Şekil 2.1 Soğutma Çevrimi

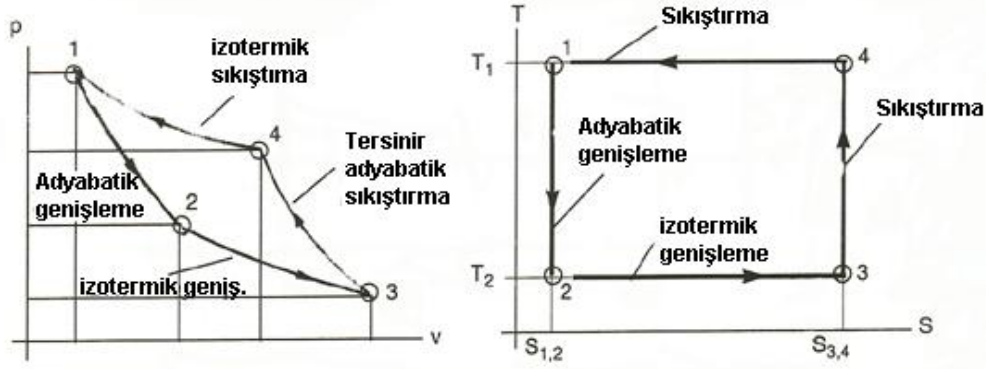
Ev tipi buzdolaplarında iki farklı sıcaklık seviyesi için saklama bölmeleri bulunmaktadır. Bunlardan birincisi taze gıda bölümü diye adlandırılan ve içerisindeki sıcaklık mertebesi 2 ila 8 °C arasında olan bölmedir. Diğer saklama bölümü ise dondurulmuş gıdaların saklandığı sıcaklığı -12 ila -24 °C arasında olan bölmedir.

### 2.1 Soğutma Prensipleri

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi incelendiğinde termodinamik olarak kısaca aşağıdaki olayların meydana geldiği söylenebilir.

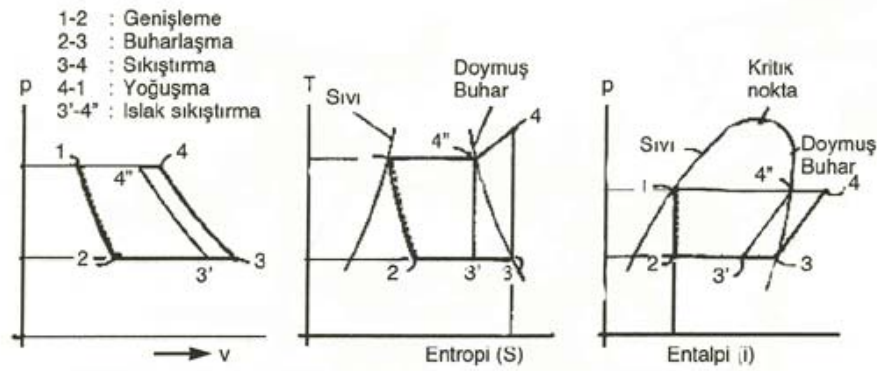
- Sabit hacimde işlem (izometrik)
- Sabit basınçta işlem (izobar)
- Sabit sıcaklıkta işlem (izotermik)
- Sabit entropi ile işlem (izentropik)

Tüm bu işlemleri bir çevrime oturttuğumuzda ise Carnot çevrimi ortaya çıkmaktadır. Farklı olarak bunu bir soğutma işine dönüştürdüğümüzde ise Ters Carnot Çevrimi bize ideal soğutma işi için çevrimi ifade eder. Şekil 2.2'de Ters Carnot çevriminin P-V ve T-s diyagramları görülmektedir.



Şekil 2.2 Ters Carnot çevrimi (İdeal soğutma çevrimi)

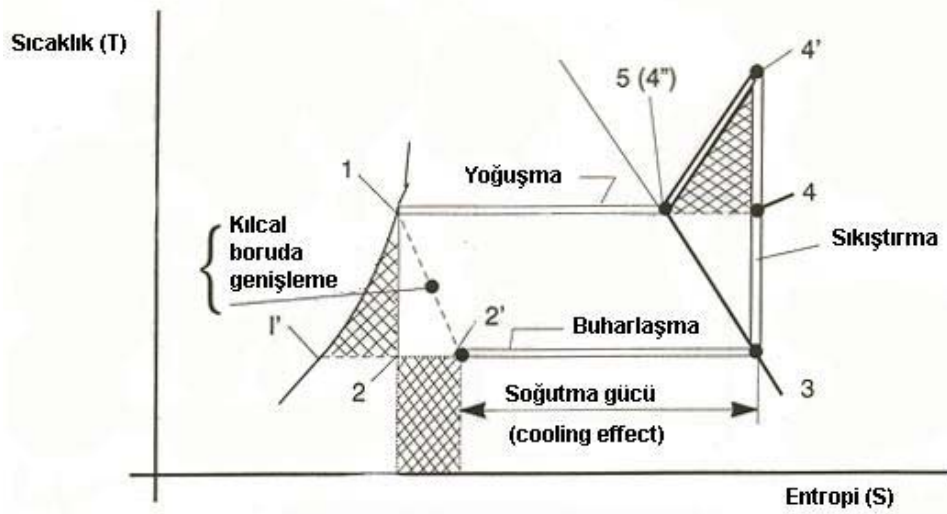
Termodinamik yasalardan da bilindiği üzere Carnot ve ters Carnot çevrimlerinde akışkan daima gaz halindedir. Buzdolabı çevrimlerinde ise yukarıda da bahsedildiği gibi hal değişimini sağlayan evaporatör ve kondenser gibi sistem elemanları mevcuttur. Bu durumda uygulamadaki buzdolabı çevrimi Rankine çevrimi adı verilen bir çevrime dönüşür. Rankine çevrimi, ıslak buharın sıkıştırılması ve genişletilmesi suratiyle soğutma elde edilmesini ifade eder. Şekil 2.3'te Rankine çevrimine ait diyagramlar görülmektedir.



Şekil 2.3 Rankine çevrimi

Şekil 2.4'te ise ters Carnot çevrimi ile Rankine çevrimi karşılaştırılmıştır. Şekil 2.4'te yer alan 1-2-3-4-1 noktaları ters Carnot çevrimini, 1-2'-3-4'-5-1 ise Rankine çevrimini göstermektedir. İki çevrim arasında üç alanda farklılık çıkmaktadır:

- 4~4'-5-4 noktaları arasındaki alan: 4-5 noktalan arasındaki işlemin sabit sıcaklık yerine sabit basınçta olması nedeniyle çevrime verilen işin artışı ve dolayısıyla kondenserden atılan ısıdaki artışı ifade etmektedir,
- 1-1'-2-1 noktaları arasındaki alan: kılcal borudaki (genleşme valfi) genişleme sırasında (1-2) meydana gelen işin kaybedilmesi nedeniyle çevrime verilen ilave işi ifade etmektedir,
- 2-2' noktalarının altındaki alan; kılcal borudaki (genleşme valfi) gerçek işlemin sabit entalpi şeklinde oluşu nedeniyle kaybedilen soğutma gücünü ifade etmektedir.

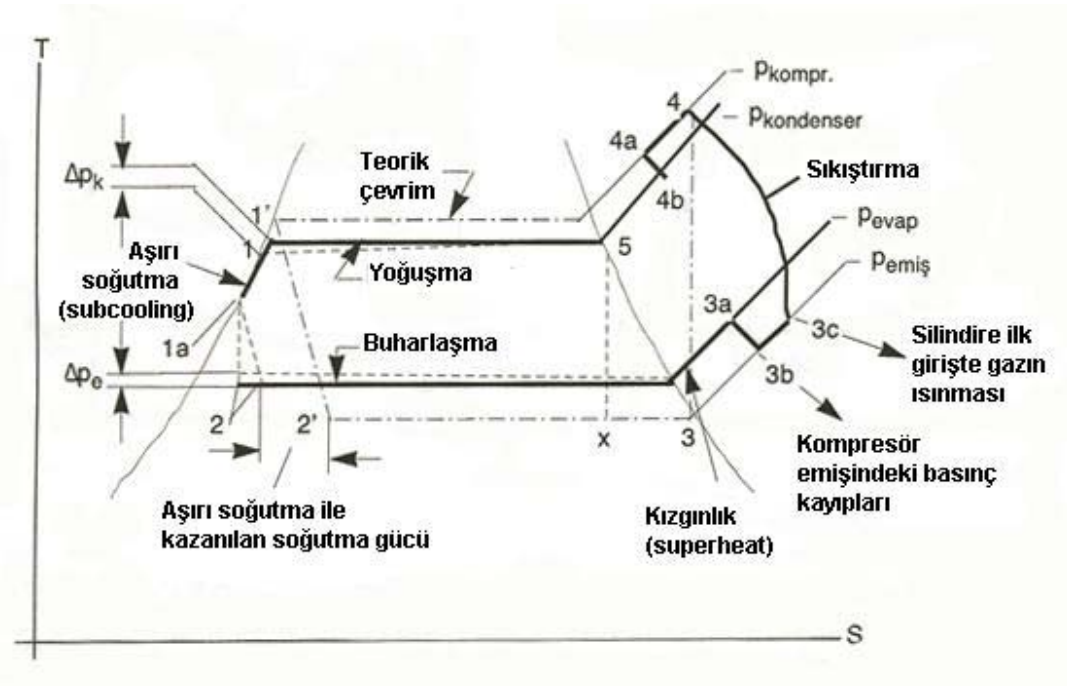


Şekil 2.4 Ters Carnot çevrimi ile Rankine çevriminin karşılaştırılması

Gerçekte ise bir buhar sıkıştırma soğutma çevrimi teorik çevrimden de farklılıklar gösterir ki bu farklılıklar genel olarak birim güç sarfı karşısında elde edilen soğutma gücünü azaltıcı yöndedir. Bu farkları Şekil 2.5'teki görüldüğü gibi kısaca sıralarsak:

- Kılcal boru girişinden önce sıvılaştırılmış akışkan aşırı soğutularak (sub-cooling) soğutma gücü artırılır ve bu istenen bir durumdur (1-la arası).
- Evaporatör çıkışında soğutucu akışkan doymuş buhar konumundan kızgın buhar konumuna geçirilerek soğutma gücünün artırılması sağlanır. Aynı zamanda soğutucu akışkanın tamamen buharlaşması temin edilerek kompresöre sıvı maddenin gelmesini önler (kompresöre hasar verilmesi önlenir) ve soğutma potansiyelinden tam olarak faydalanılması sağlanmış olur. Bu sebeple olması istenen bir durumdur (3a konumu).

- Soğutucu akışkan gazın sıkıştırılması pratikte ne sabit entropi altında ne de politropik olarak yapılabilmektedir. Sabit entropide soğutucu gaz ile silindir cidarı arasında ısı alışverişi olmaması gerekirken bu pratik olarak imkansızdır.
- Kompresörün emiş ve basma valflerinde, silindir tarafı ile valfin dış tarafı arasında daima bir basınç farkı olacaktır. Aksi halde valfin açılması ve gazın geçişi mümkün olamaz (3a-3b ve 4a-4b arası).
- Evaporatör ve kondenserde soğutucu akışkanın ilerlemesi sırasında basınç düşmeleri (kayıplar) olacaktır ( $\Delta p_k$  ve  $\Delta p_e$ ).
- Sıvı ve gaz haldeki soğutucu akışkanı taşıyan boru şebekesindeki basınç düşmeleri (kayıpları) ile düşey yükselmelerde meydana gelen statik basınç farklarıdır.



Şekil 2.5 Uygulamada soğutma çevrimi diyagramı

## 2.2 Conta Flanş Bölgesini Oluşturan Elemanlar

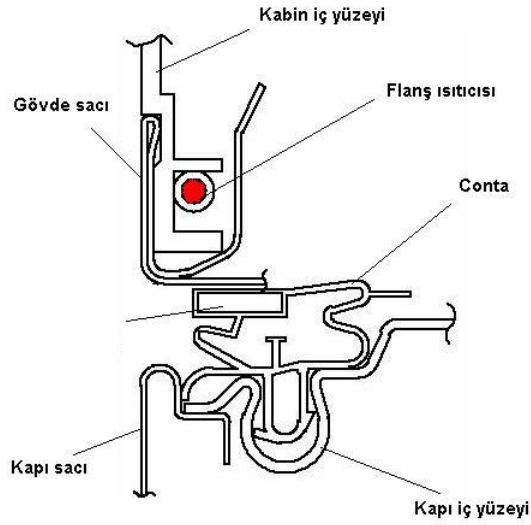
Bu çalışmada iki farklı tip buzdolabı kullanılmıştır. Bunlardan birincisi iki kapılı tip diye tabir edilen ve taze gıda bölmesinin alt tarafta ve dondurulmuş gıda bölmesinin ise üst tarafta bulunduğu buzdolabıdır. Bir diğer buzdolabı ise kombi tip diye tabir edilen ve iki kapılı tipin aksine dondurulmuş gıda bölmesinin altta, taze gıda bölmesinin ise üstte bulunduğu buzdolabı tipidir.

Şekil 2.5'te görülen iki kapılı buzdolabı 1580x500x595 mm<sup>3</sup> ölçülerinde, 215 litrelik bir taze gıda bölmesi ve 73 litrelik dondurulmuş gıda bölmesine sahiptir. Kombi buzdolabı ise 1930x665x680 mm<sup>3</sup> ölçülerinde, 205 litrelik bir taze gıda bölmesi ve 74 litrelik dondurulmuş gıda bölmesine sahiptir

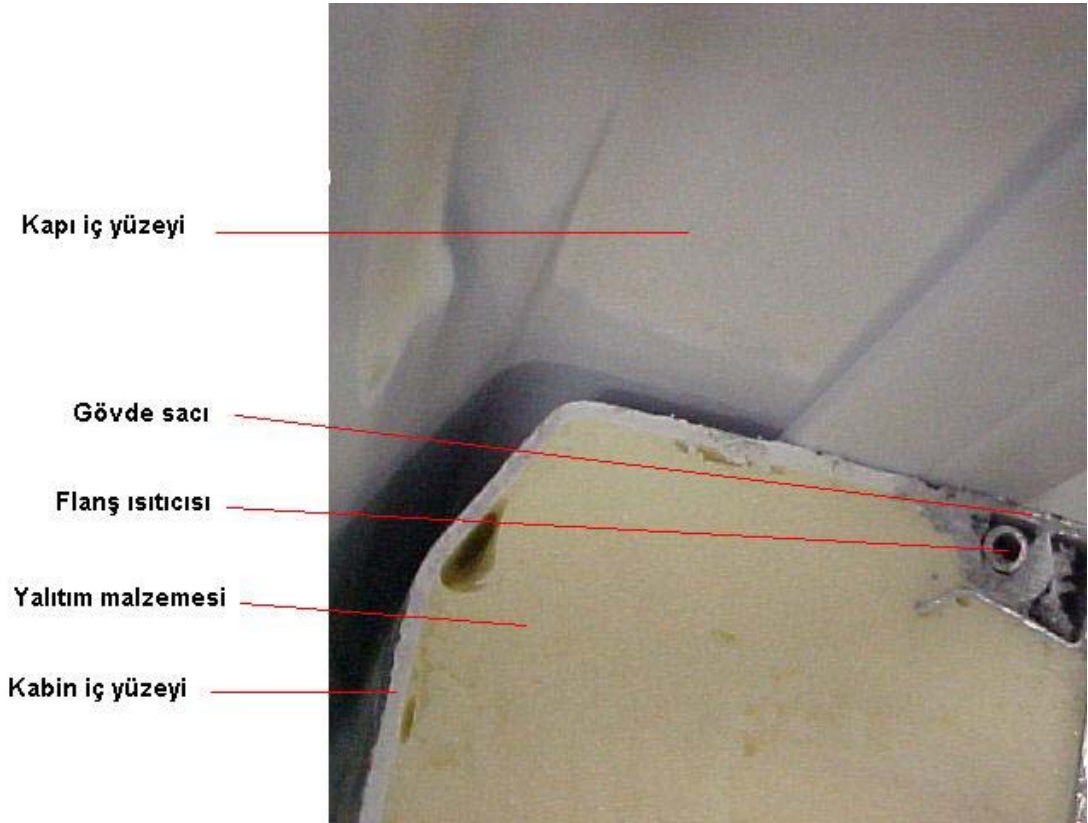


Şekil 2.5 Çalışmada kullanılan iki kapılı ve kombi buzdolapları

Conta flanş bölgesindeki sistem elemanları Şekil 2.6 ve Şekil 2.7'de sunulmuştur. Sistemden anlaşılacağı üzere karmaşık bir sistem olmamasına rağmen gerek conta kesiti ve gerekse de dış ortam ile iç ortam sıcaklık farkının yüksek olması nedeni ile bu bölgede daha önce de bahsedilen yalıtım, yıpranma ve enerji tüketimi gibi problemler yaşanmaktadır.



Şekil 2.6 Conta flanş bölgesindeki sistem elemanları



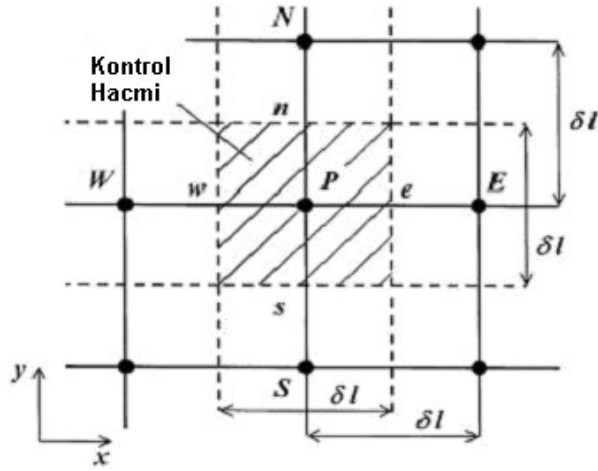
Şekil 2.7 Conta flanş bölgesi görünümü

Ev tipi buzdolaplarında yukarıda bahsedilen flanş ısıtıcısı elemanı soğutma sistemi içerisinde iki şekilde konumlandırılmaktadır. Temel soğutma çevriminden hatırlanacağı üzere sistemdeki soğutkanın akış sırası kompresör, kondenser, kılcal boru ve evaaporatör şeklindedir. Flanş ısıtıcısı sistem içerisinde kompresör ile kondenser arasında konumlandırılabilceği gibi kondenser ile kılcal boru arasında da yer alabilmektedir. Bu iki sistemden gelen farklılıklar sonraki bölümlerde irdelenmiştir.

Şekil 2.7’de görüldüğü gibi çelik boru olan flanş ısıtıcısı kompresörden veya kondenserdan çıktıktan sonra buzdolabı kabini dış sacına teğet olarak kabin ön yüzüne gelmektedir. Flanş ısıtıcısının konumu ve kabin ön yüzüne geliş yolu üzerine incelemeler sonraki bölümlerde değerlendirilmiştir.

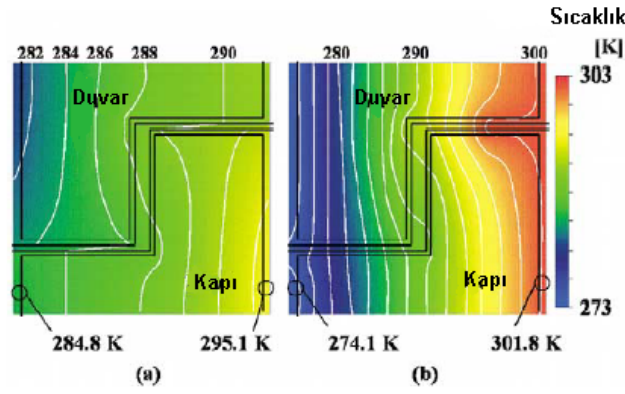
### 3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Fukuyo (2003), ısı köprü problemlerinde ısı akışının görsellenmesi amacıyla bir çalışma ortaya koymuştur. 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. Çalışmada, Şekil 3.1 'deki gibi bir kontrol hacmi ele alınıp sonlu hacimler yöntemiyle ısı kayıpları belirlenmiştir.

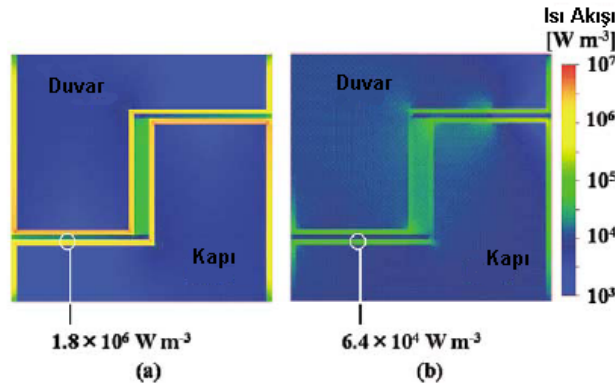


Şekil 3.1 Kontrol Hacmi

Çalışmada örnek olarak bir buzdolabının conta – flanş bölgesi ele alınmıştır. Sistem Şekil 3.2'de sunulmuştur. Şekil 3.2'de gösterilen bölge 10 bin kontrol hacmine bölünmüştür. Simülasyon çelik panel kesit ve ABS plastik kesiti için yapılmış, sıcaklık dağılımı Şekil 3.2 ve ısı akış yoğunluğu Şekil 3.3'te sunulmuştur. Isıl akış yoğunluğuna bakıldığında çeliğin ısıyı 28 kat daha iyi taşıdığı görülmektedir. Örnekte de görüldüğü üzere Fukuyo bu yöntemle katılarda ısı akış yoğunluğunun görsel olarak yansıtılabileceğini ortaya koymuştur



Şekil 3.2 Conta – Flanş Bölgesi Kesiti Sıcaklık Dağılımı



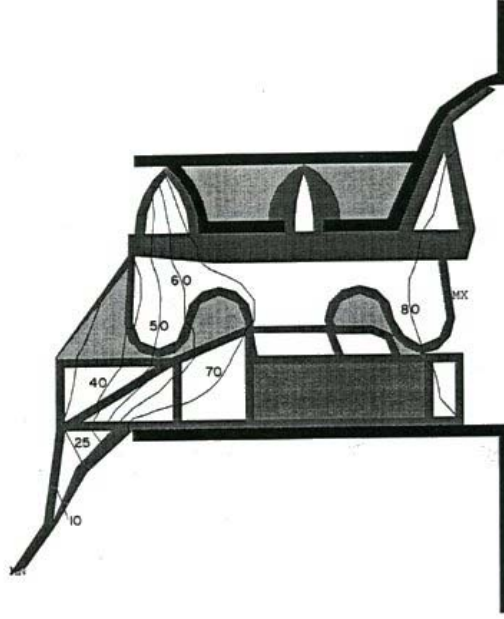
Şekil 3.3 Conta – Flanş Bölgesi Kesiti Isı Akış Yoğunluğu Dağılımı

Flynn, Rouch ve Fine (1992), EPA (US Environmental Protection Agency) bünyesinde yayınladıkları çalışmada sonlu eleman analizleriyle conta bölgesindeki ısı transferinin incelenmesine yer vermişlerdir. Bu çalışmada 1991 yılında ABD’de üretilmiş iki firmaya ait (SubZero ve General Electric) contalar analiz edilmiştir. Analizler conta, kapı (conta) kilidi, flanş ve çelik dış panelin bir kısmından oluşan conta bölgesi için yapılmıştır. GE conta bölgesi analizlerinin bazılarında iç plastik ve yalıtımın da bir kısmı dikkate alınmıştır.

Isıl iletkenlik değerinin sıcaklıktan bağımsız olduğu kabul edildiğinden, ısı transferinin  $T_{out}$ - $T_{in}$  değeri ile orantılı olduğu ve  $U$  değerinin de sıcaklık farkından bağımsız olması gerektiği vurgulanmıştır.

Şekil 3.4’te sunulan lineer olmayan izotermiler ile flanş ve kilit üzerinden gerçekleşen ısı akışı, bu parçaların toplam ısı transferi prosesinde etkisinin büyük olmadığını gösterilmiştir. Contanın dış yüzeyinden giren bütün ısı, metal parçalar üzerinden aktığı ve contadan





Şekil 3.5 Düşük İletken Gaz Dolu GE Contası

Yapılan analizlerin uygulanabilirliğinin görülmesi için prototipler hazırlanıp deneyler çalışmalar yapıldığı belirtilmiştir. Conta bölgesindeki ısı akışının ölçülmesini sağlayacak bir yöntemin bulunmadığı ve bu nedenle öngörülen enerji düşüşlerini görmek için tasarlanan prototiplerin tamamında enerji tüketiminin ölçüldüğü ve EPA Buzdolabı Analiz (ERA) programı kullanılarak değerlendirildiği açıklanmıştır. Conta bölgesindeki ısı akışı sonlu eleman analiziyle modellenmiştir. Contanın ceplerine düşük ısı iletkenlikte gaz konularak ısı direncinin düşürülmesi contanın ısı performansında belirgin farklılık yaratmadığı vurgulanmıştır. Kapı flanşının veya kabin flanşının yarı bölümünün plastik ile değiştirilmesi bu bölgedeki ısı akışını %25 düşürebildiği, Kapı ve kabin flanşının yarı bölümünün plastik ile değiştirilmesi conta bölgesi U-değerini yarıya indirebileceğine değinilmiştir. Değiştirilen conta tasarımlarıyla elde edilen toplam enerji tüketiminin ölçülen ve öngörülen sonuçları iyi bir uyumluluk gösterdiği sonucuna ulaşılmıştır.

EPA bünyesinde benzer bir çalışma Radermacher, Fine, Lupinacci (1994) tarafından yayınlanmıştır. Enerji tüketimi yüksek buzdolabı prototipleri ile yapılan deney sonuçlarını içeren çalışmada kullanılan prototipler kabin modifikasyonları, çevrim modifikasyonları, kabin ve çevrim modifikasyonları olmak üzere üç şekilde sınıflandırılmıştır. Çalışma kapsamında EPA Buzdolabı Analiz (ERA) programı ile buzdolabı ve komponentleri için enerji tüketim hesaplamalarına yer verilmiştir. Yapılan modifikasyonlar bu programda da simüle edilip deneysel sonuçlar ile hesaplamaların karşılaştırılmaları sunulmuştur.

Çalışmada kabin modifikasyonları, yalıtım sisteminin iyileştirilmesi, VIP eklenmesi ve conta sisteminin iyileştirilmesi olarak sıralanmıştır. Tüm kabinin ısı performansının kabin yalıtım kalınlığının artırılması veya yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısının azaltılmasıyla geliştirildiği belirtilmiştir.

Conta bölgesinde ısı akışı, flanş üzerinden iletim ve flanş bitiminde konveksiyon ile gerçekleştiği ve flanşın buzdolabı iç kısmındaki yer alan bölümünün bir kısmının plastik malzeme ile değiştirilmesi ısı akışında %50 civarında düşüş sağlayabileceği belirtilmiştir. Çoğu durumda flanş kabin içerisine conta kadar uzanmadığı ve eğer flanş içeri kadar uzatılmamışsa, conta ile iç plastik arasındaki küçük boşluğun yalıtılamaması sebebiyle flanş bitimindeki konveksiyonla ısı transferine engel olunamadığı vurgulanmıştır.

Deney için hazırlanan buzdolabında, kabin flanşına köpük malzemesinden bir bant eklendiği ve kapı flanşında ise metal çıkıntının çıkarıldığı belirtilmiştir. Modifiye edilen buzdolapları ile yapılan çalışmaların sonuçları Çizelge 3.1'de sunulmuştur.

Çizelge 3.1 VIP Yalıtımlı Buzdolabının Geliştirilmiş Conta ile Enerji Tüketimi

Normal Buzdolabı Enerji Tüketimi [kWh/24h]	2,18 ± 0,02
Kapı flanşlı modifiye edilmiş buzdolabı enerji tüketimi [kWh/24h]	2,11
Azalma [%]	3
Tüm flanşları modifiye edilmiş buzdolabı enerji tüketimi [kWh/24h]	2,01 ± 0,01
Azalma [%]	8

Kapı flanşının bir kısmının çıkarılması yerine yeniden tasarım yapılması enerji tüketiminin daha da azalmasına olanak sağlayacağı belirtilmiştir. ERA ile yapılan analizde %25 ısı akısı düşüşüne karşılık %7, %50 ısı akısı düşüşüne karşılık %11 oranında enerji düşüşü hesaplandığı ve sonlu elemanlar analizlerine göre ısı akısında %40 'lık bir düşüşün gözlenmesi gerektiği vurgulanmıştır.

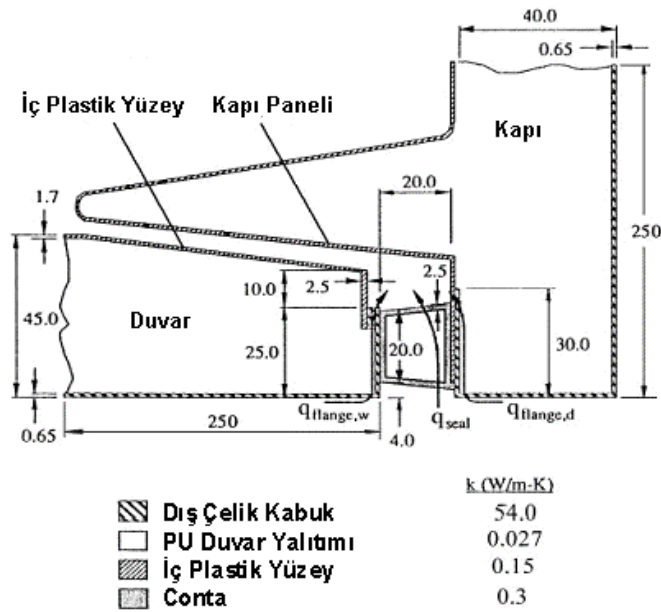
Deschamps, Prata, Schmid, Lopes (1999) ortaya koydukları çalışmada ev tipi bir buzdolabının kapı contası üzerindeki ısı transferinin nümerik analizini iki boyutlu model kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Bu modelde conta kesit alanı, çelik panel, plastik iç yüzey, kapı ve duvar flanşları, duvar izolasyonu, plastik iç yüzey ile kapı paneli arasındaki kalan hava

boşluğu bölgelerini veri kaynağı olarak kullanmışlardır.

Ev tipi bir buzdolabının tasarımında kapı contasındaki ısı yükünün önemli olduğu ve bunun toplam ısı yükünde %25 mertebesinde pay sahibi olduğu belirtilmiştir (ASHRAE Refrigeration Handbook, 1998; Turiel ve Heydari, 1988). Kapı conta bölgesindeki ısı sızıntısının azaltılma yollarından biri bu bölgedeki yalıtım özelliğinin artırılması olduğu ve bunun, contanın içinde daha fazla hava kaviteleri bulunacak şekilde üretilmesi ve iç tarafa ikinci bir contanın yerleştirilmesi olmak üzere iki şekilde yapılabileceğine değinilmiştir. Bunlara ek olarak plastik iç yüzey ile kapı paneli arasındaki kalan hava boşluğunun küçültülmesinin de bu bölgedeki ısı yükünün azalmasında etkili olacağı belirtilmiştir.

Bu konuda yapılan diğer çalışmalarla ilgili olarak yukarıda belirtilenlere ek olarak kapı ve duvar panelinin kabine doğru bükülen bölümlerinin conta bölgesine doğru gerçekleşen ısı sızıntısında büyük payı olduğu belirtilmiştir (Flynn, Rouch, Fine.(1992); Hessami (1993); Boughton ve diğerleri (1996)).

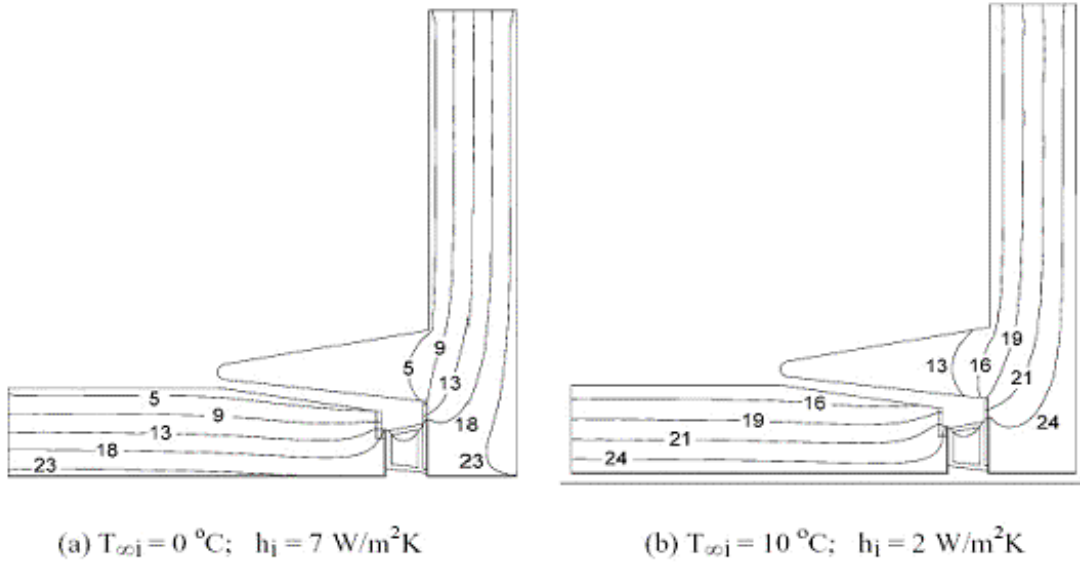
Bu çalışmada farklı ısı transferi koşullarında sıcaklık dağılımı ve ısı yüklerini araştırmak ve conta bölgesi üzerindeki ısı akış yollarını iki boyutlu analiz etmek amacıyla Şekil 3.6'da belirtilen conta bölgesindeki ısı yükünün ele alındığı belirtilmiştir. Ayrıca sunulan yöntemin doğruluğunun ortaya konulması ve deneysel sonuçlara gereksinim olmaksızın conta bölgesi ısı transferi analizinin yapılması da bir diğer amaç olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.6 Ölçüleri ile Birlikte Conta Kesiti

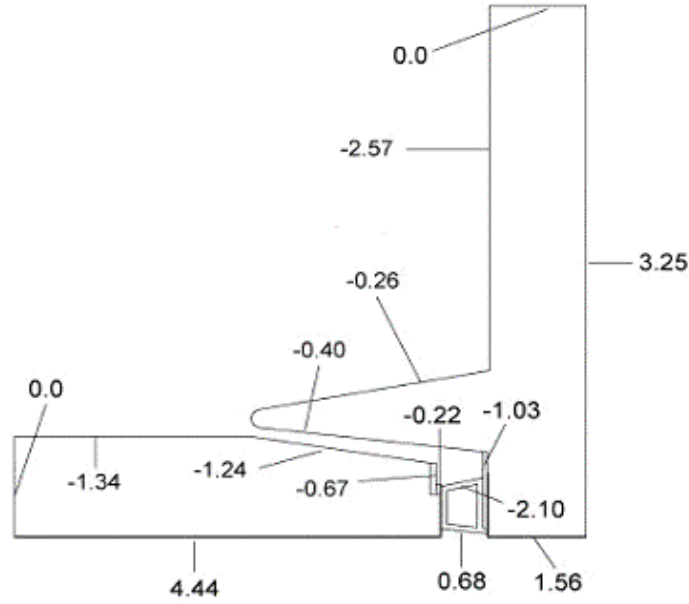
Fiziksel model hazırlanırken basitleştirme adına incelemenin ilk adımı olarak contanın içinde hava boşluğu olmadığı, çözümlemede etki alanının duvar ile kapı arasında kesildiği yerlerde, köşe bölgelerde ısı transferinin sıfır olduğu ve malzemeler arasındaki ısıl temas direncinin olmadığı kabullerinin yapıldığı belirtilmiştir. Buna ek olarak plastik iç yüzey ile kapı paneli arasındaki kalan bölgedeki havanın durgun olduğu limit durumunda, ısı transferinin yalnızca iletim yoluyla gerçekleştiği ve ayrıca conta bölgesinde conta malzemesi yerine normal kabin duvarı malzemesinin bulunması durumunda oluşan ısı yükü etkisinin bulunduğu durumlar da hesaplamalar için farklı durumları meydana getirdikleri belirtilmiştir.

Şekil 3.7’de conta bölgesinde farklı ısı transferi durumundaki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Buna göre conta bölgesindeki ısı yükünün etkili bir şekilde azaltılabilmesi için önerilenlerden biri bu bölgede kabin içine uzanan flanşın uzunluğunun düşürülmesi olduğu önerilmiştir.



Şekil 3.7 Conta Bölgesi Sıcaklık Dağılımı

Şekil 3.8’de conta bölgesindeki ısı sızıntı yolları sunulmuştur. Buradaki negatif değerlerin yüzeyi terk eden ısıyı gösterdiği belirtilmiştir. Burada üzerinde durulması gereken noktanın yüzeyi terk eden ısının contaya çok yakın olan bölge olması ve flanş conta bölgesinden geçen toplam ısı akışının %36 ’sı kadar yer tutması olduğu vurgulanmıştır. Conta bölgesine dışarıdan yalnızca 0,85 W/m girmesine rağmen içeride terk eden miktarın bunun üç katı olduğu aktarılmış ve bu durumun plastik contanın yüksek ısıl iletkenliğinden ileri geldiği eklenmiştir.



Şekil 3.8 Conta Bölgesindeki Isı Akısı Yolları

Klein, Mello, Marques (1999) tarafından hazırlanan makalede telli ve borulu kondenser, plaka tipi evaporatör, kılcal boru emme hatlı ısı değiştiricisi, kompresör ve yalıtılmış kabinden oluşan buhar sıkıştırımlı ev tipi buzdolabı için geliştirilmiş düzgün rejimde simülasyon modeli geliştirilmiştir. Modelin altı ana matematik modelden oluştuğu ve bu makalede üç modelin detaylandırıldığı belirtilmiştir. Bu modellerden yalıtım ile ilgili olan modelin oluşturulmasında, kabin yalıtımı ve kapı contaları dikkate alınmıştır. Kabin yalıtım ve conta flanş bölgesi ile ilgili olarak kabin toplam ısı kazancının ( $q_{tot}$ ), kapı ve duvarlarda oluşan tek boyutlu ısı transferi ( $q_{1D}$ ) ve conta – flanş bölgesinden kaynaklanan ısı transferi ( $q_{gask}$ ) değerlerinin toplamı olduğu belirtilmiştir.

$$q_{tot} = q_{1D} + q_{gask} = q_{1D} + q_{seal} + q_{f, wall} + q_{f, door} \quad (2.1)$$

Conta ve flanş bölgesindeki ısı kazancı, toplam ısı kazancı içerisinde %30 mertebesinde pay sahibi olduğu belirtilmiştir. Bu ısı kazancının, contadan kaynaklanan ısı kazancı ( $q_{seal}$ ), duvar boyunca metal kısımdan kaynaklanan ısı kazancı ( $q_{f, wall}$ ) ve kapı boyunca metal kısımdan kaynaklanan ısı kazancı ( $q_{f, door}$ ) olmak üzere üç bölgenin toplamından meydana geldiği vurgulanmıştır. Conta bölgesinden kaynaklanan ısı kazancını aşağıdaki şekilde tanımlanabileceğini belirtmişlerdir.

$$q_{gask} = K \times L_{gask} \times (T_{room} - T_{cab}) \quad (2.2)$$

Conta bölgesinden kaynaklanan ısı kazancına, conta uzunluğu, ortam sıcaklığı, kabin içi sıcaklığı ve 2.2 eşitliğinde hesaplama yöntemi gösterilen K conta ısı iletim katsayısının etki eden parametreler olduğu gösterilmiştir.

$$K = \frac{q_{\text{tot}} - q_{\text{ID}}}{L_{\text{gask}} \times (T_{\text{cab}} - T_{\text{room}})} \quad (2.3)$$

Çalışma çerçevesinde oluşturulan model ile deneysel çalışma sonucunda elde edilen değerlerin karşılaştırılması Çizelge 2.2’de sunulmuştur.

Çizelge 3.2 Deneysel Veriler ve Model ile Öngörülen Değerler

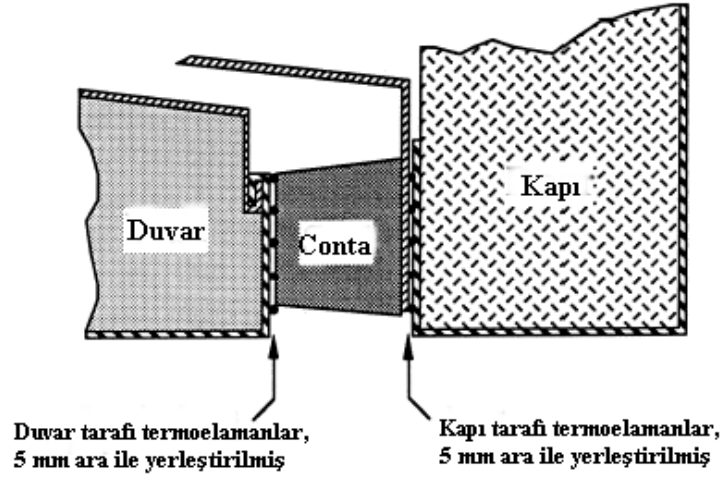
Oda sıcaklığı = 41,6 °C	Deneysel	Öngörülen
Emme basıncı [bar]	1,12	1,25
Basma basıncı [bar]	15,16	15,24
Kabin havası sıcaklığı [°C]	5,2	5,4
Kompresör basma sıcaklığı [°C]	88,3	88,6
Kompresör gücü [W]	76,3	77,1
Oda sıcaklığı = 31,1 °C	Deneysel	Öngörülen
Emme basıncı [bar]	0,84	0,96
Basma basıncı [bar]	11,32	11,48
Kabin havası sıcaklığı [°C]	-3,5	-2,7
Kompresör basma sıcaklığı [°C]	73,0	74,5
Kompresör gücü [W]	67,3	68,7

Boughton, Clausing ve Newell yaptıkları çalışmada tipik ev tipi buzdolabının kabin yüklerinin analizini sunmuşlardır (1992). Deneysel ve nümerik çalışmalarda tüm kabin yükü, her yola ait yük belirlenerek bulunmuş, ısı kayıpların büyük olduğu kapı ve köşe bölgeler üzerine odaklanıldığı açıklanmıştır. Buzdolabı kabini içine iletim ile gerçekleşen ısı transferi nümerik ve deneysel çalışmalarla ortaya konulmuş, taze gıda ve dondurucu bölmelerinde toplam köşe kayıplarının %30 ’u bulunduğu belirtilmiştir. Bu çıkarımlara ek olarak kapı contası, duvar ve kapı flanşları metal muhafazası, ara bölme metal muhafazası, ara bölme terleme ısıtıcısı, flanş ısıtıcısından kaynaklanan ısı kaçış yüzdelerinin de belirlendiği vurgulanmıştır.

Kabindeki ısı yüklerinin (i) köşeler hariç, kapı ve duvarlardaki bir boyutlu ısı transferi, (ii) köşe etkilerinden doğan yük; kabin iç hacminin çevresindeki yollardan gıda bölümüne olan ısı transferi, (iii) diğer kaynaklar olmak üzere üç ana bölümden meydana geldiği belirtilmiştir.

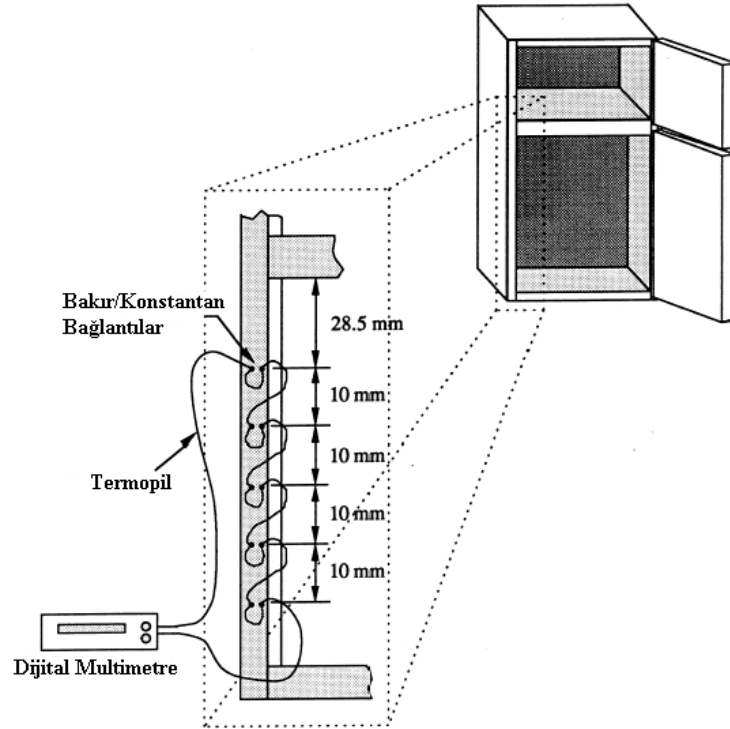
Deneysel çalışmalar kapsamında iki farklı şekilde sıcaklık ölçümü sunulmuştur. Bunlardan

birincisine Sıcaklık Profili Ölçümü adı verilmiştir. Şekil 3.9’da bu ölçümün yapıldığı kesit gösterilmiştir.



Şekil 3.9 Termoeleman Yerleşimi

İkinci sıcaklık ölçümüne ise Termoeleman Sürüklenme Testi adı verilmiştir. Bu test ile kompresörün sıcak soğutkanı kabin çevresindeki terleme önleyici hat boyunca pompalandığı sırada neler olduğunu gözlemlemek adına daha iyi bir yöntem olduğu vurgulanmıştır. Bu deney düzeneği Şekil 3.10’da sunulmuştur.



Şekil 3.10 Termopil Deney Düzeneği

#### 4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu çalışma kapsamında flanş ısıtıcısının bölgeye olan etkisinin belirlenebilmesi amacıyla sıcaklık dağılımının belirlenmesi gerekmektedir. Buna ek olarak buzdolabı kabini ortam sıcaklığı ve conta ile flanş arasındaki ısı akışının belirlenmesi de bu bölgedeki kayıp ya da kazançların ortaya konulmasını sağlamıştır.

Yapılan tüm deneyler ortam sıcaklığının değişkenliğinin ortadan kaldırılması amacıyla sabit sıcaklık odalarında gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık verileri termoelemanlar ile güç, akım, gerilim ve enerji verileri de bu büyüklükleri algılayan transdüserler ile toplanmıştır. Toplanan tüm veriler HP VEE Analiz programı ara yüzü ile görüntülenmiş ve kaydedilmiştir.

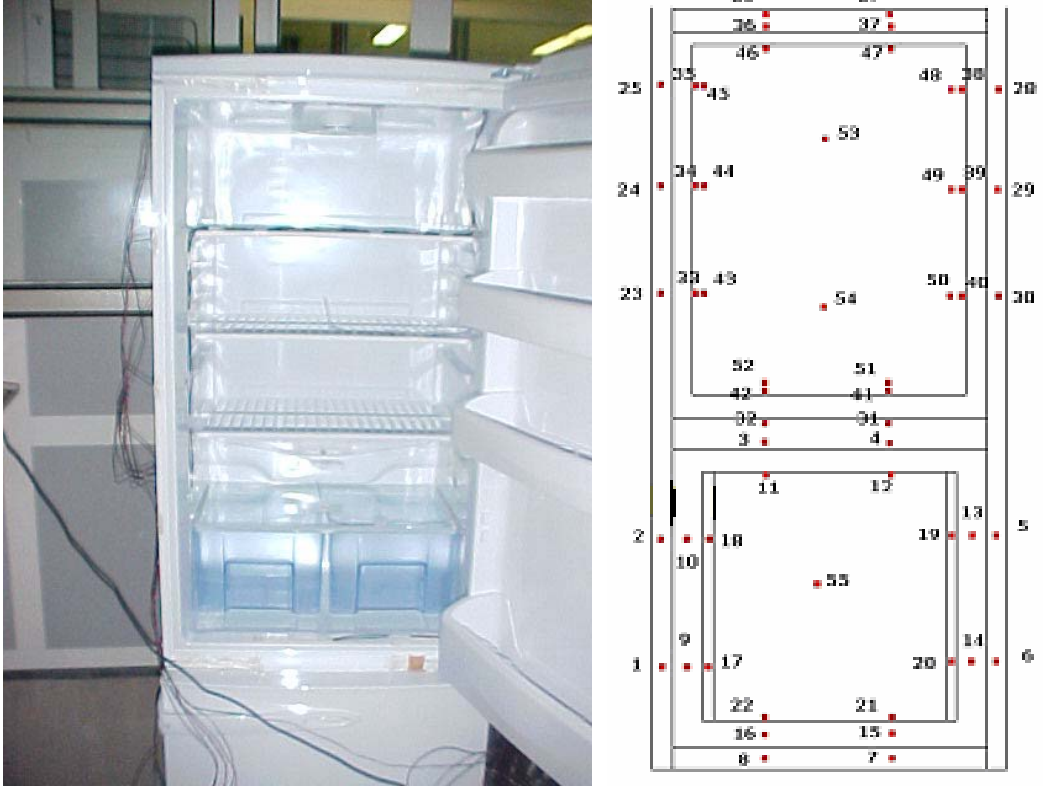
Termoelemanların kalibrasyonundan gelen belirsizlik  $\pm 0,11$  °C, ölçümden gelen belirsizlik  $\pm 0,1$  °C ve termoelemanların bağlantısından gelen belirsizlik  $\pm 0,2$  °C olarak tespit edilmiştir. Buna göre; termoeleman sıcaklık ölçümlerinden gelen toplam belirsizlik  $\pm 0,24$  °C olarak hesaplanmıştır.

##### 4.1 Conta Flanş Bölgesinde Sıcaklık Dağılımının Belirlenmesi

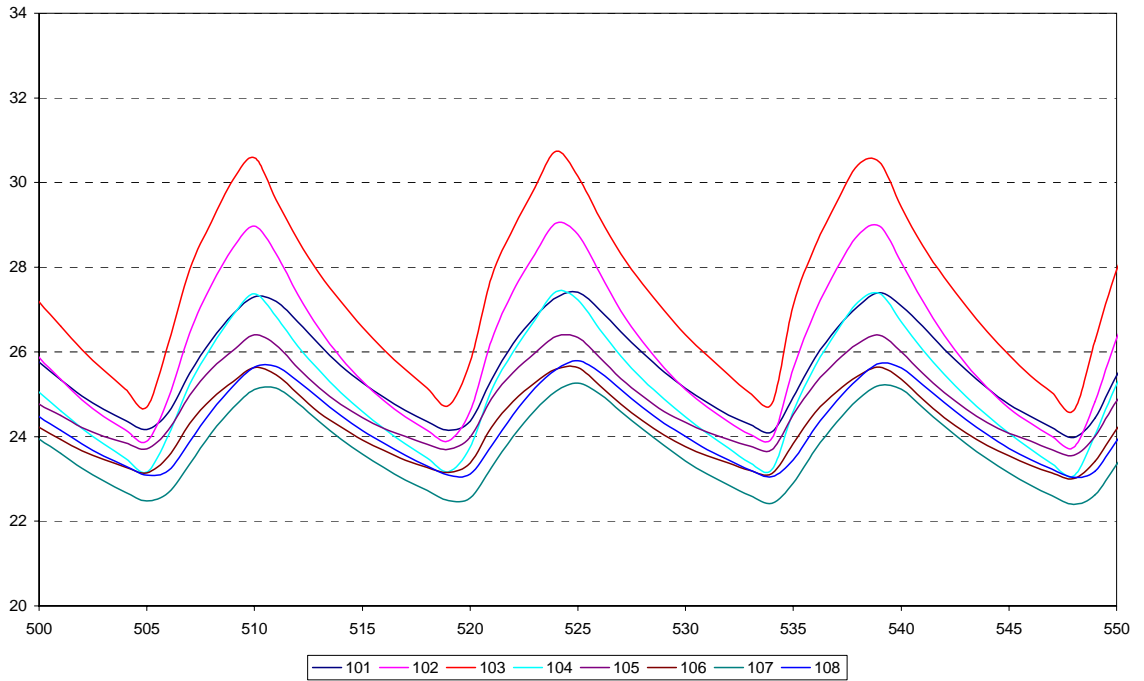
Çalışmada ilk olarak ele alınan konu conta – flanş bölgesi sıcaklık dağılımıdır. Bu dağılımın belirlenmesi flanş ısıtıcısının conta – flanş bölgesi üzerindeki etkisinin görülmesi sağlamıştır. Buzdolabı conta – flanş bölgesine toplam 55 adet termoeleman yerleştirilmiştir. Sıcaklık haritasının oluşturulması amacıyla conta dışı flanş yüzeyi (dış ortam), conta içi flanş yüzeyi (kabin ortam) ve kabin iç duvarı conta – flanş bölgesi sıcaklıkları gözlemlenmiştir. Termoeleman yerleşimi Şekil 4.1’de sunulmuştur.

Sıcaklıkların belirlenebilmesi amacıyla yerleştirilen termoelemanlardan dondurucu bölmesi için elde edilen sıcaklık değişimleri Şekil 4.2 ve Şekil 4.3’te sunulmuştur.

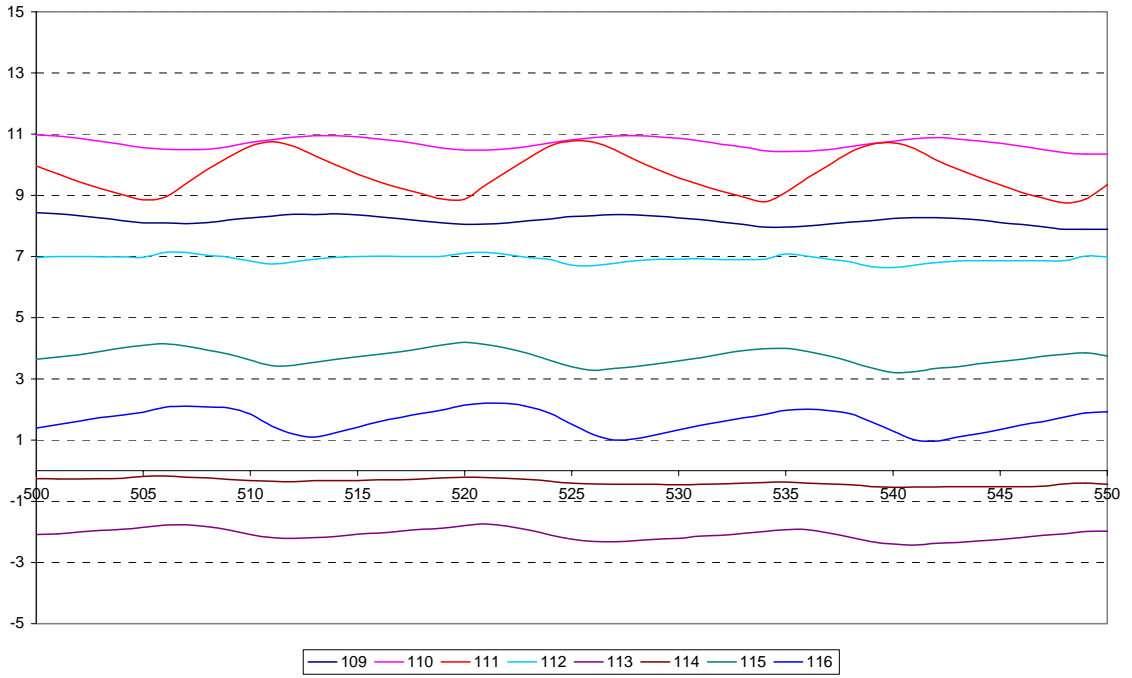
Elde edilen değerler, özellikle flanş bölgesi üzerinde conta dışında bulunan sac kısmının sıcaklıklarının ortam sıcaklığı olan 25 °C’den de daha yüksek değerlere ulaştığını göstermiştir. Kabin alt bölgesinden kabin tavanına doğru gittikçe sıcaklıkların artış gösterdiği de belirlenmiştir. Kompresörün çalışması sırasında devrede olan flanş ısıtıcısı etkisiyle dondurucu bölmesi flanş bölgesinde elde edilen en yüksek sıcaklık değeri 31,35 °C olarak elde edilmiştir. Bu değer ortam sıcaklığından 6 °C kadar daha yüksek bir değerdir.



Şekil 4.1 Kombi tip buzdolabı termoeleman yerleşimi



Şekil 4.2 Kombi tip buzdolabı dondurucu bölümü sıcaklık dağılımı (1 ila 8 numaralı termoelemanlar)

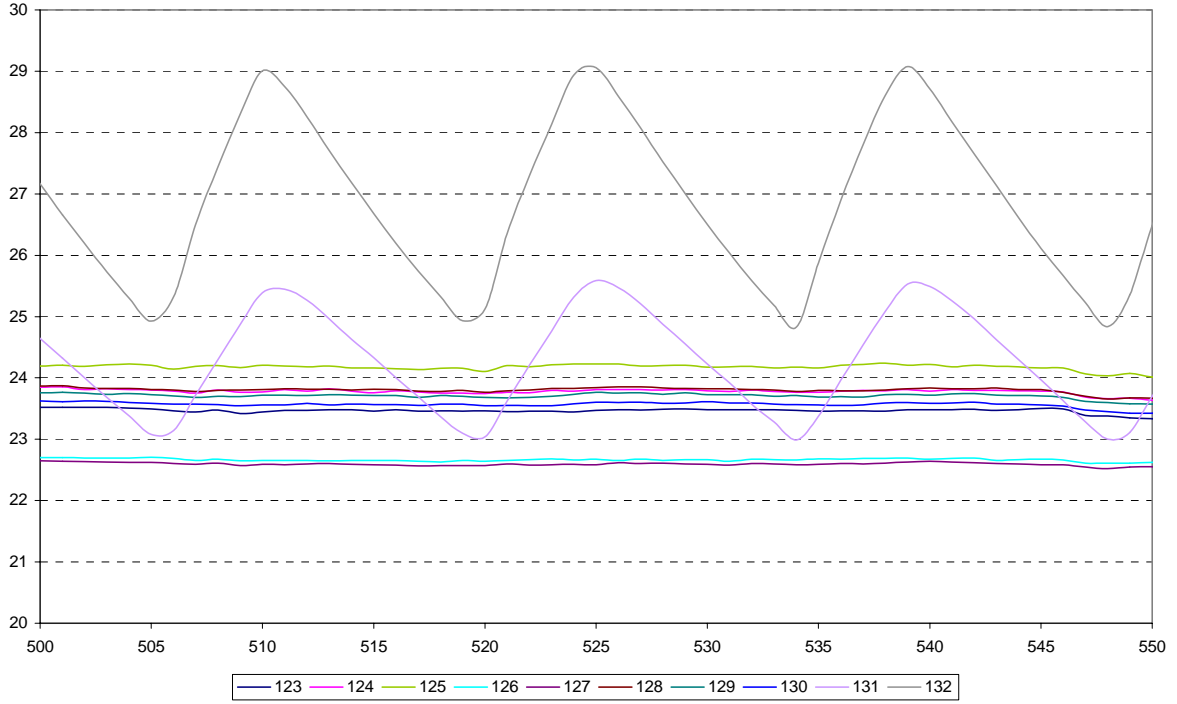


Şekil 4.3 Kombi tip buzdolabı dondurucu bölmesi sıcaklık dağılımı (9 ila 16 numaralı termoelemanlar)

Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te görüldüğü üzere, kompresörün çalıştığı durumda, contanın hemen içerisinde plastik üzerinde bulunan termoelemanlardan elde edilen en yüksek sıcaklık 11,1 °C ve kabin plastik iç duvarında belirlenen sıcaklık değeri 4,93 °C olarak belirlenmiştir. Bu durumda, flanş ısıtıcısının konumu itibariyle, her iki bölgeye de eşit miktarda ısı transferi gerçekleştirdiği düşünülebilir.

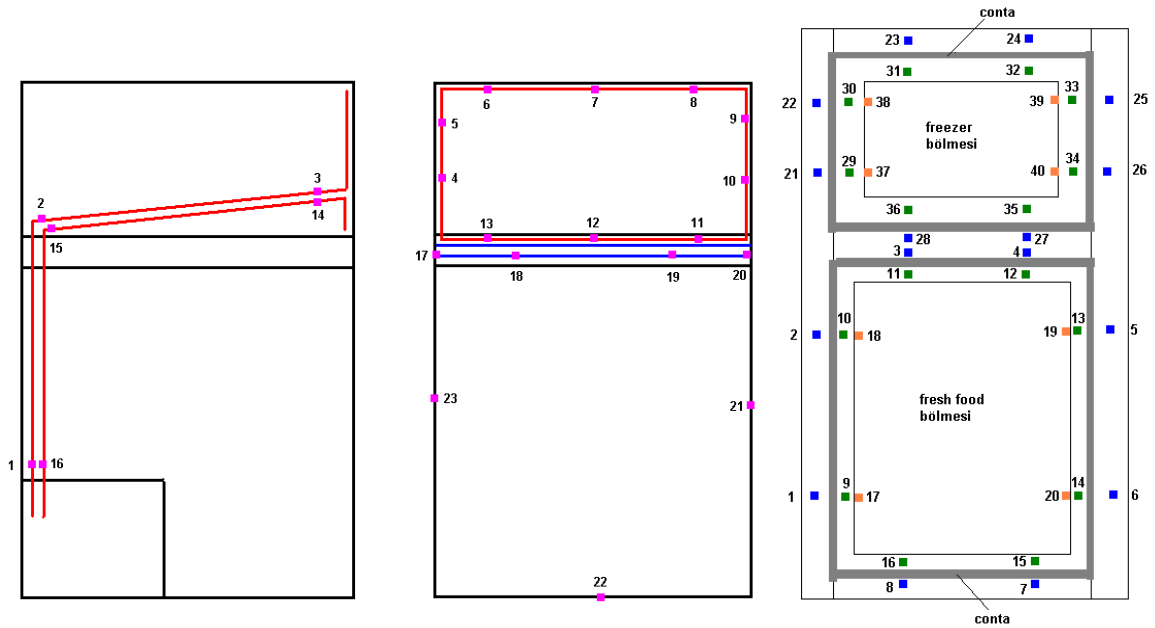
Benzer şekilde taze gıda bölmesi sıcaklık dağılımı Şekil 4.4'te sunulmuştur.

Şekil 4.4'te sunulan kombi tip buzdolabı taze gıda bölmesi sıcaklık dağılımı incelendiğinde sıcaklıkların ortam sıcaklığına yakın değerler verdiği görülmüştür. Bu durum iki bölge dışında sağlanmıştır. Bu iki termoeleman yerleşimi incelendiğinde bu bölgenin ara bölme diye adlandırılan taze gıda ile dondurucu bölmeleri arasındaki bölgesi olduğu ve bu bölgeden flanş ısıtıcısı geçtiği görülmüştür.



Şekil 4.4 Kombi tip buzdolabı taze gıda bölümü sıcaklık dağılımı

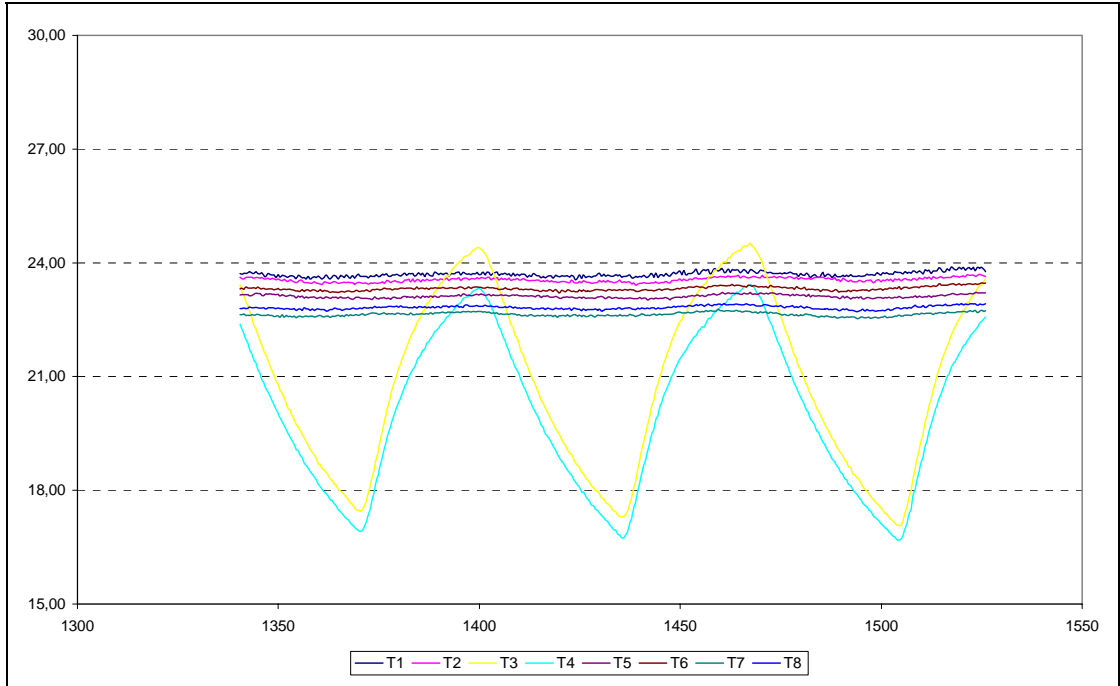
Yukarıdaki sıcaklık dağılımı çalışması dikkate alınarak oluşturulan yeni sıcaklık haritası deneyinde termoeleman konumları güncellenmiş ve flanş ısıtıcı borusu üzerine 16 adet termoeleman yerleştirilmiştir. Şekil 4.5'te flanş ısıtıcısı üzerindeki ve revize edilen kabin termoeleman konumları sunulmuştur.



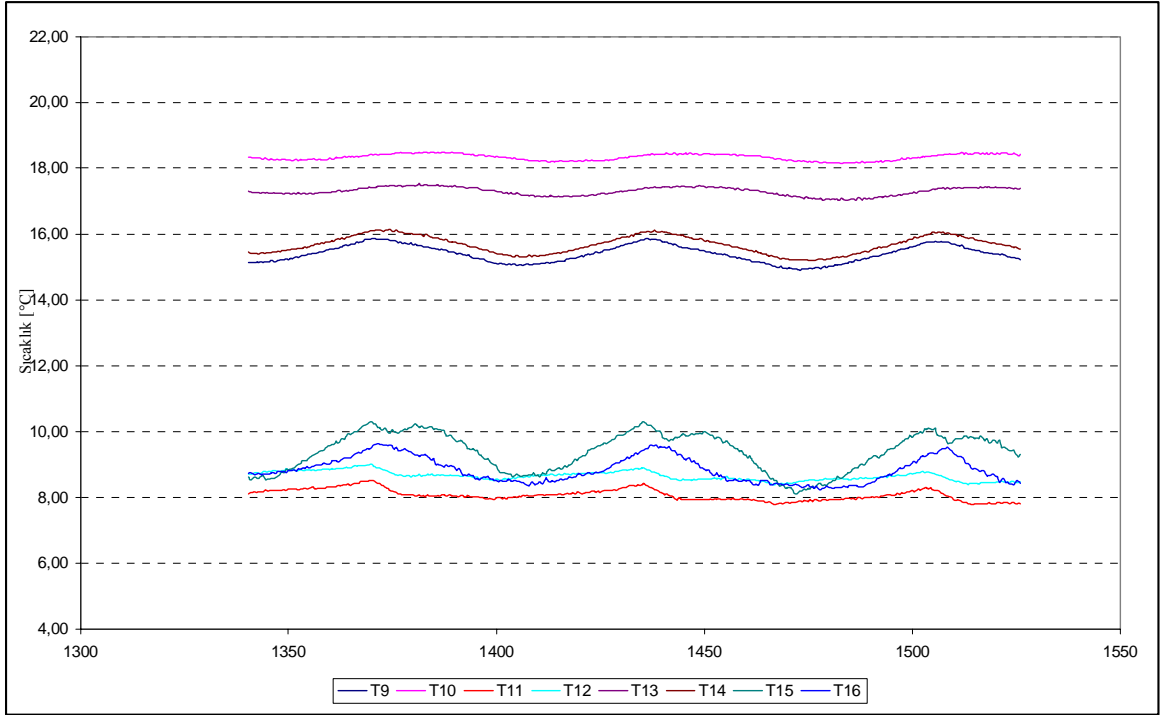
Şekil 4.5 Flanş ısıtıcısı ve kabin yüzeyi termoeleman yerleşimi

Flanş ısıtıcısına sıcak olarak giren soğutkan yalıtım hacmine flanş ısıtıcısı içerisinde girdikten sonra hem dış hem de iç ortama ısı atmaktadır. Kabin içerisine atılan ısı miktarı, kabin iç ortamı ile flanş ısıtıcısı hattı arasındaki sıcaklık farkının daha yüksek olması sebebiyle dış ortama atılan ısı miktarından daha yüksek olmaktadır.

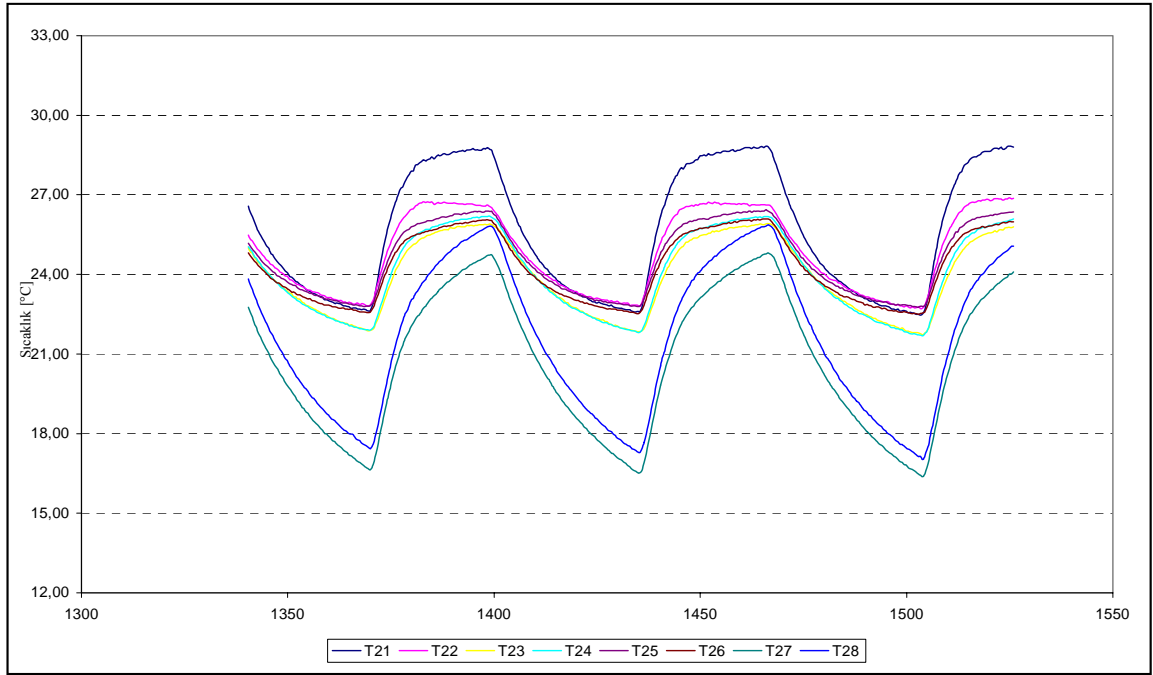
Ortama ve kabin içerisine atılan ısı miktarı tamamen flanş ısıtıcısından geçen soğutkanın sıcaklığına bağlıdır. Soğutkan sıcaklığı ise flanş ısıtıcısının soğutma sistemindeki sıralamasından etkilenmektedir. Bu çerçevede, farklı durumlarda flanş ısıtıcısının etkisinin belirlenebilmesi amacıyla üç farklı durum denenmiştir. Denenen alternatifler, kompresör – flanş ısıtıcısı – kondenser, kompresör – kondenser – flanş ısıtıcısı sıralamaları ile flanş ısıtıcısının olmadığı durumlar için yapılmıştır. Kompresör – flanş ısıtıcısı – kondenser sıralaması için iki kapılı tip buzdolabı üzerinden belirlenen farklı bölgeler için sıcaklık dağılımları Şekil 4.6 ila Şekil 4.9’da sunulmuştur.



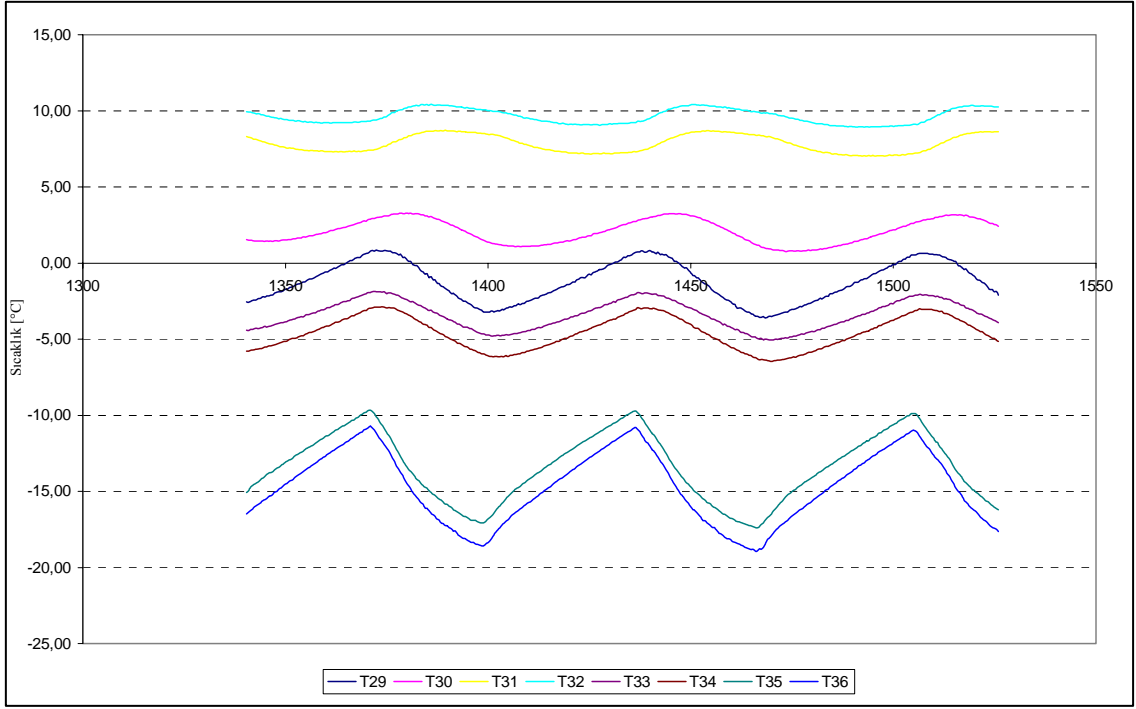
Şekil 4.6 İki kapılı tip buzdolabı taze gıda bölümü flanş dış yüzey sıcaklık dağılımı



Şekil 4.7 İki kapılı tip buzdolabı taze gıda bölümü flanş iç yüzey sıcaklık dağılımı



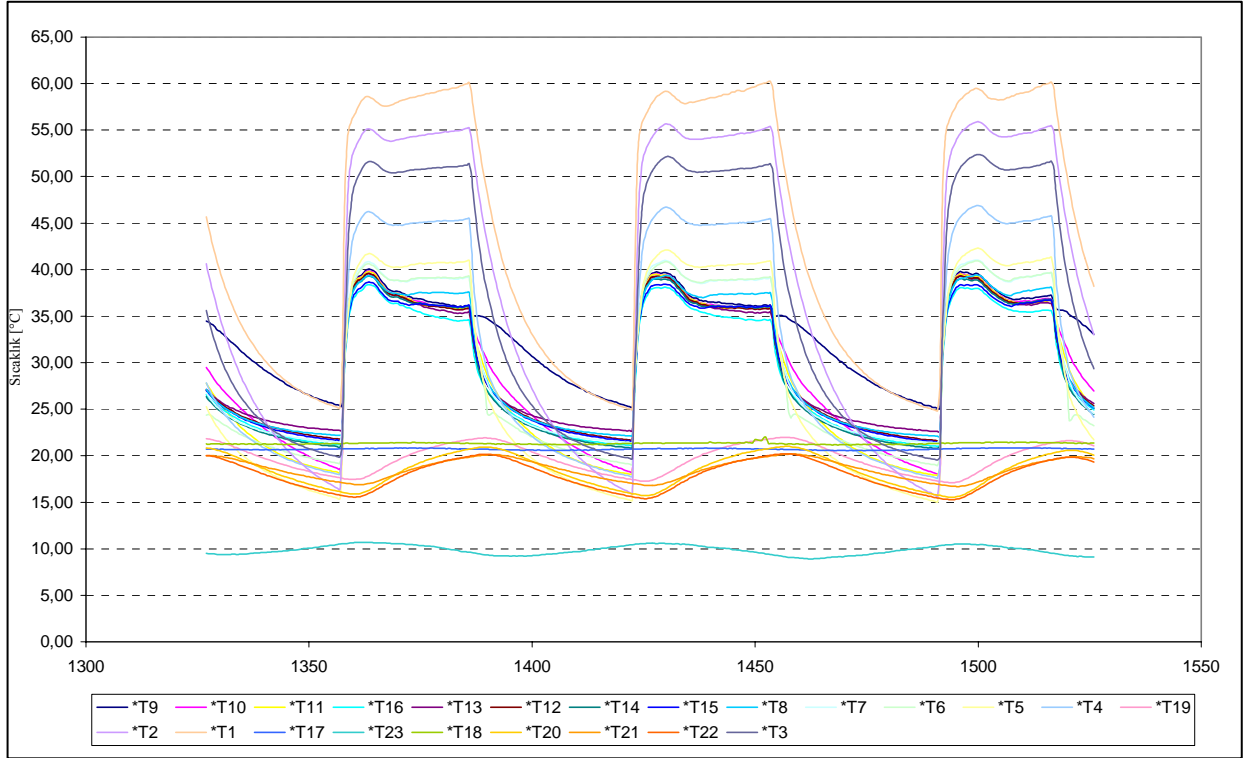
Şekil 4.8 İki kapılı tip buzdolabı dondurucu bölümü flanş dış yüzey sıcaklık dağılımı



Şekil 4.9 İki kapılı tip buzdolabı dondurucu bölmesi flanş iç yüzey sıcaklık dağılımı

Şekil 4.6 ve Şekil 4.9’da sunulduğu üzere iki kapılı tip buzdolabı yüzey sıcaklıkları belirlenmiştir. Taze gıda bölmesi flanş dış yüzey sıcaklıkları incelendiğinde en yüksek sıcaklıkların 22,9 ile 24,7 °C arasında değiştiği ve en düşük sıcaklıkların ise 17,1 ile 23,7 °C arasında değiştiği görülmüştür. Bu bölgede flanş ısıtıcısı bulunmaması sebebiyle kabin yan duvar ve alt bölge flanşlarında ortam sıcaklıkları görülürken dondurucu bölmesine yakın olan ara bölme çevresinde daha düşük sıcaklıklar elde edilmektedir. Benzer şekilde taze gıda bölmesi flanş iç yüzey sıcaklıklarına bakıldığında en yüksek sıcaklıklar 8,9 ile 18,8 °C ve en düşük sıcaklıkların 7,8 ile 18,2 °C arasında değiştiği görülmüştür. Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da sunulan sıcaklıklar dondurucu bölmesi flanşı üzerinden alınan sıcaklık değerleridir. Dondurucu bölmesi flanş dış yüzey sıcaklıkları incelendiğinde, en yüksek 29,5 °C ve en düşük 16,5 °C değerleri elde edilmiştir. İç yüzey sıcaklıkları incelendiğinde ise davranışın kabin içerisindeki hava sıcaklığına paralel olduğu görülmüştür.

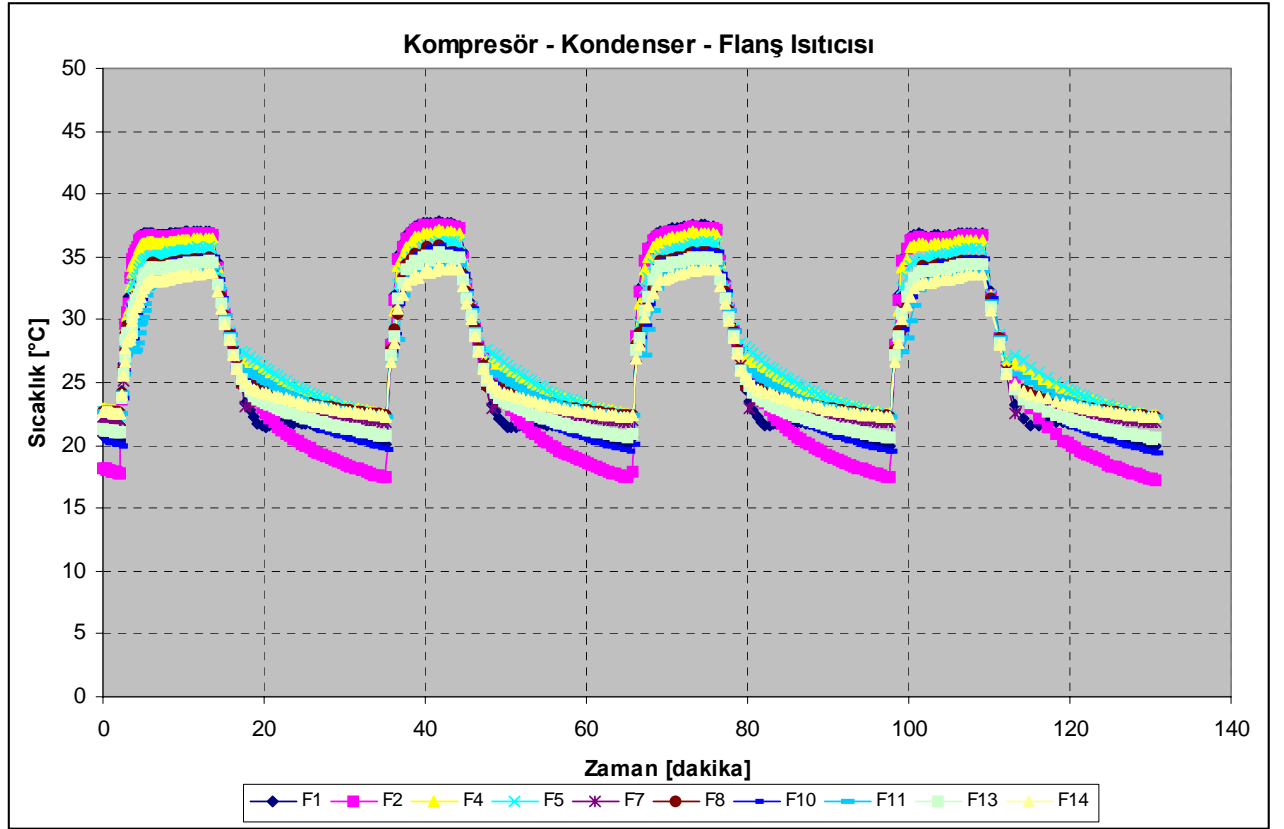
Kompresör – flanş ısıtıcısı – kondenser sıralaması için freshfood ve freezer bölmeleri flanşları üzerinden alınan sıcaklıkların yanında flanş ısıtıcı borusu yüzeyinden de sıcaklıklar ölçülmüştür. Bu ölçüm sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 4.10’da sunulmuştur.



Şekil 4.10 Flanş ısıtıcı borusu yüzey sıcaklıkları

Şekil 4.10’da görüldüğü gibi kompresörün hemen çıkışında yüzey sıcaklığı 60,3 °C olarak ölçülmüştür. Bu değer, buzdolabı flanş bölgesine ulaşıldığında 47,2 °C olarak belirlenmiştir. Bu çerçevede, buzdolabı yan duvarı boyunca geçilen mesafede sıcaklık farkı 13,1 °C olarak ve benzer şekilde kabin flanş bölgesi giriş ile çıkışı arasındaki fark 8,1 °C olarak elde edilmiştir.

Benzer çalışma, flanş ısıtıcısının olmadığı durum ile kompresör – kondenser – flanş ısıtıcısı sıralaması ile yapılmıştır. Farklı sıralama için flanş ısıtıcısı hattı üzerinden elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 4.11’de sunulmuştur.



Şekil 4.11 Kompresör – Kondenser – Flanş ısıtıcısı sıralaması için flanş ısıtıcısı sıcaklıkları

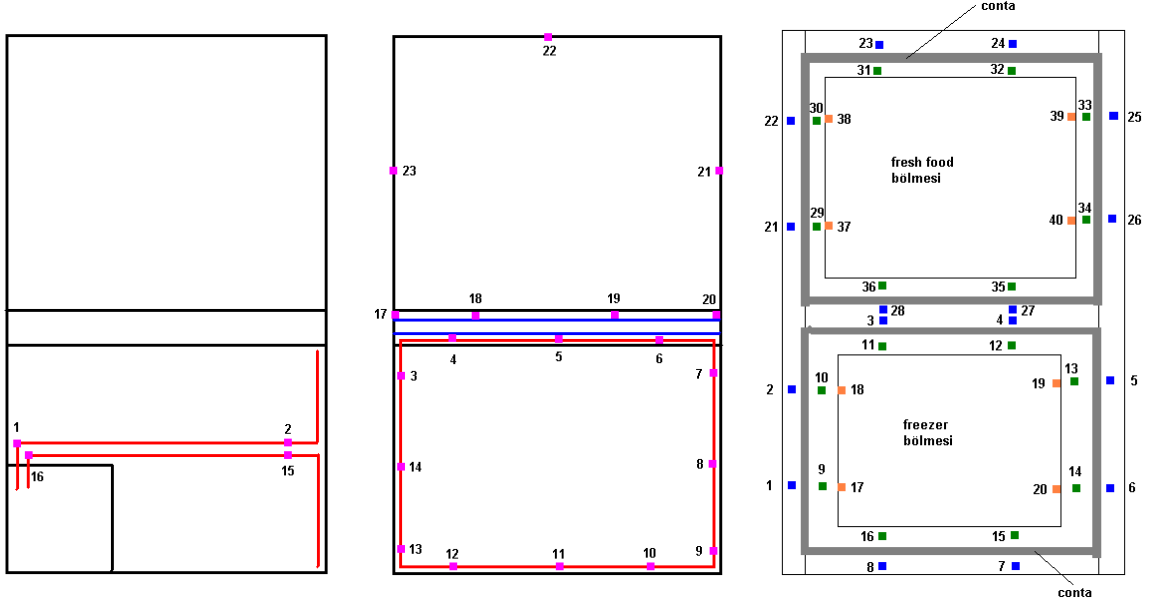
Yapılan tüm deneyler sonucunda iki kapılı tip buzdolabı için flanş ısıtıcısı ve yüzeylerden elde edilen en yüksek ve en düşük sıcaklıklar Çizelge 4.1’de sunulmuştur.

Çizelge 4.1 İki kapılı buzdolabı farklı durumlar için sıcaklıklar

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

Çizelge 4.1'de görüldüğü üzere iki farklı sıralamanın flanş hattı üzerindeki etkisi  $8,1\text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak elde edilmiştir. Flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olması ile kondenslerden sonra olması arasında yüzey sıcaklığı açısından fark ise  $5,1\text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak belirlenmiştir.

Yukarıdaki çalışma aynı zamanda kombi tip buzdolabı için gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.12'de flanş ısıtıcısı ve kabin yüzey termoeleman yerleşimi görülmektedir.



Şekil 4.12 Kombi tip buzdolabı için flanş ısıtıcısı ve kabin yüzey termoeleman yerleşimi

B-760 kombi buzdolabı için yapılan ölçümler sonucunda farklı sıralama durumları için flanş ısıtıcısı hattında ve yüzeylerde elde edilen en yüksek ve en düşük sıcaklık değerleri Çizelge 4.2'de sunulmuştur.

Çizelge 4.2'de sunulduğu üzere iki farklı sıralamanın flanş hattı üzerindeki etkisi  $16,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak elde edilmiştir. Flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olması ile kondenslerden sonra olması arasında yüzey sıcaklığı açısından fark ise  $4,2\text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak belirlenmiştir. İki kapılı tip buzdolabı ile kombi tip buzdolabı flanş ısıtıcısı giriş sıcaklıkları açısından incelendiğinde kombi tip buzdolabında giriş sıcaklığının yaklaşık  $5,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durumun temel sebebi, kompresör çıkışı ile flanş ısıtıcısı girişi arasındaki mesafenin kombi tip buzdolabında iki kapılı tip buzdolabına göre çok daha kısa olmasıdır.

Çizelge 4.2 Kombi tip buzdolabı farklı durumlar için sıcaklıklar

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

#### 4.2 Buzdolabı Kabini Isı Kazancının Belirlenmesi

Yeni bir buzdolabının tasarımında veya mevcut bir buzdolabının geliştirilmesinde temel parametrelerden birisi, buzdolabının ısı kazancısıdır. Buzdolabı ısı kazancı deneysel olarak ters ısı kazancı (reverse heat leak – RHL ) deneyleri yardımı ile yapılabilmektedir. Ayrıca Arçelik tarafından geliştirilen Heatgain analiz programı ile bu veriler hesaplanıp karşılaştırılabilmektedir. Bu çalışma kapsamında Heatgain analizleri gerçekleştirilmiş olmasıyla beraber sonuçlarına yer verilmemiştir.

Ters ısı kazancı deneylerinde kabin içerisine bir adet ısıtıcı ve homojen sıcaklık dağılımının sağlanması için bir adet fan yerleştirilerek dış ortamı simüle etmesi sağlanır. Bununla birlikte deney buzdolabı kabinin iç sıcaklık ortamında gerçekleştirilir. Böylelikle soğuk ortamda bulunan bir buzdolabı kabininin içerisindeki sıcaklığı korumak için harcanan ısıtıcı enerjisi bize buzdolabının ısı kazancısını vermektedir. Yapılan ters ısı kazancı deneylerinde, deney koşulları ortam sıcaklığı  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ , dondurucu bölmesi sıcaklığı  $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve taze gıda bölmesi sıcaklığı  $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak belirlenmiştir.

Çalışma bünyesinde iki kapılı ve kombi tip buzdolaplarına ters ısı kazancı deneyleri yapılmıştır. Ayrıca conta – flanş bölgeleri kesilerek deney tekrarlanmış ve conta katsayıları elde edilmiştir. Son olarak kabinlerden poliüretan numuneleri alınarak ısı iletim katsayısı değerleri ölçülmüştür. Analizler için gerekli tüm parametrelerin elde edilmiş ve analiz ile doğrulanmıştır

Çalışmada her tip için ikişer adet buzdolabı kabine ters ısı kazancı deneyi yapılmıştır. Yapılan deney sonucunda elde edilen değerler Çizelge 4.3'te sunulmuştur.

Çizelge 4.3 İki kapılı tip ve kombi tip buzdolapları RHL deney sonuçları

Buzdolabı Tipi	$UA_{\text{taze gıda}}$ [W/K]	$UA_{\text{dondurucu}}$ [W/K]
İki kapılı_1	0.855	0.477
İki kapılı_2	0.888	0.482
Kombi_1	0.796	0.617
Kombi_2	0.790	0.616

Çizelge 4.3'te sunulduğu üzere, iki kapılı tip buzdolabı için kabinler arası fark taze gıda bölmesi için % 3,7 ve dondurucu bölmesi için % 1,0 olarak elde edilmiştir. Kombi buzdolabında ise bu değerler sırasıyla % 0,8 ve % 0,2 olarak hesaplanmıştır.

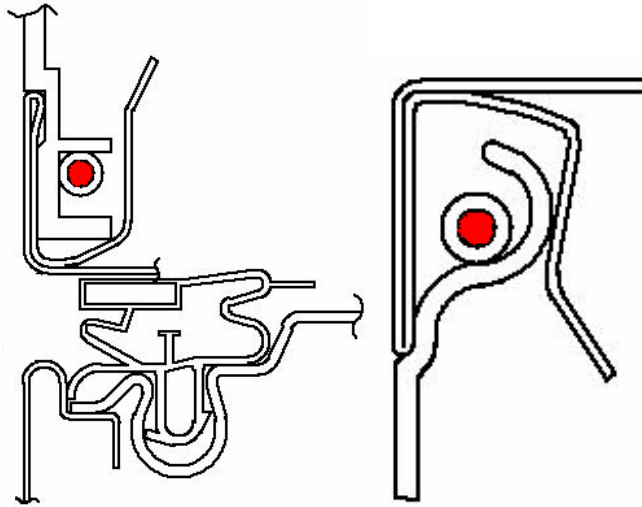
Çalışmanın devamında ters ısı kazancı deneyleri yapılan iki kapılı tip ve kombi tip buzdolabının conta katsayılarının belirlenebilmesi amacıyla deneyler yapılmıştır.

Conta katsayısının belirlenebilmesi amacıyla buzdolabının kabin ve kapı bölmelerinin flanş ve conta bölümleri poliüretan yalıtım malzemeleri kabin ve kapıda birbirlerini karşılayacak şekilde kesilir ve ortam ile kabin arasında bir kaçak olmayacak şekilde yapıştırılır. Bu işlemin yapılması ile birlikte buzdolabı ters ısı kazancı deney şartlarına uygun ortama konularak kabin içinin bir ısıtıcı ve bir fan yardımı ile istenilen sıcaklıklara ulaşması sağlanır. Deneyin tamamlanması ile birlikte kesilmiş kabin ile bu kabinin daha önce yapılmış olan ters ısı kazancı deneyinde elde edilen “Q” ısı kaybı değerleri karşılaştırılarak farklı bölmeler için conta katsayıları elde edilir. Elde edilen conta katsayıları Heatgain analizlerinde kullanılmaktadır. Deney öncesi kesilen buzdolaplarının görüntüsü Şekil 4.13'teki gibidir.



Şekil 4.13 Contasız ters ısı kazancı öncesi kabin görünümü

Deney buzdolaplarının ön yüzlerinin kesilmesi ile mevcut durumdaki flanş ısıtıcılarının konumu da detaylı olarak incelenebilmiştir. Şekil 4.14’te görüldüğü gibi iki kapılı tip ve kombi tip buzdolabında, flanş ısıtıcısı yerleşimleri flanş bölgesi orta bölmesi ve kabin iç plastiğine yakın olacak şekilde yapılmıştır. Bu durum sıcaklık değeri gerek kabin gerekse ortam sıcaklığından daha yüksek olan flanş ısıtıcısından kabin içine doğru bir ısı transferinin oluşmasına sebep olmaktadır. Bu çerçevede, gerek kabin flanş yüzeyi conta dış bölgesi (sac), gerekse kabin flanş yüzeyi conta iç bölgesi (plastik) ve kabin iç yüzeyi flanş bölgesi sıcaklıklarının ortam ve kabin içi sıcaklıklarından yüksek olduğu sıcaklık haritası çalışmalarında gözlemlenmiştir.



Şekil 4.14 İki kapılı tip ve kombi tip buzdolabı flanş ısıtıcısı konumu

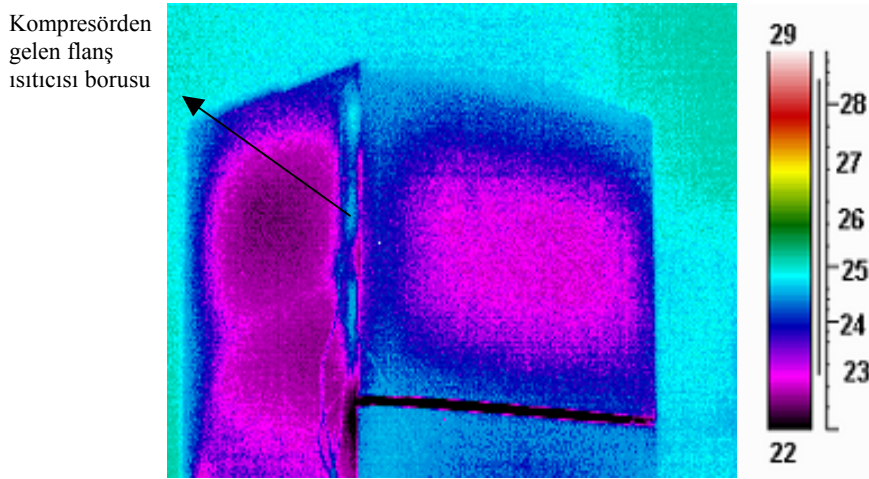
## 5. SAYISAL ANALİZ ÇALIŞMALARI

Çalışmanın bu aşamasında öncelikli olarak sıcaklık dağılımını doğrulamak adına termal kamera ile conta – flanş bölgesi görüntülenmiştir. Buna paralel olarak conta – flanş bölgesinin geometrisinin “I-deas” adlı programda işlenerek analiz edilmiştir.

### 5.1 Termal Görüntüleme

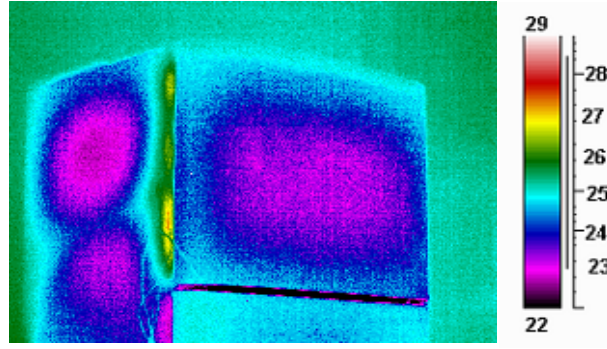
Bu çalışmada da iki kapılı tip ve kombi tip buzdolapları sıcaklığı sabit olan deney ısı odalarında bir rejim süresinin ardından termal kamera ile görüntülenmiştir. Bu görüntüleme flanş ısıtıcısının sistem içerisindeki sıralamadaki üç koşulu için de gerçekleştirilmiştir.

İki kapılı tip buzdolabında soğutkan flanş ısıtıcısına 60 °C seviyesinde girmekte ve belirli miktarda ısısını atarak 38 °C seviyesinde kondensere girmektedir. Bu şekilde hazırlanan bir buzdolabının dondurucu bölmesinin, kompresörün kalkışından hemen sonraki sıcaklık dağılımı Şekil 5.1’de sunulmuştur.



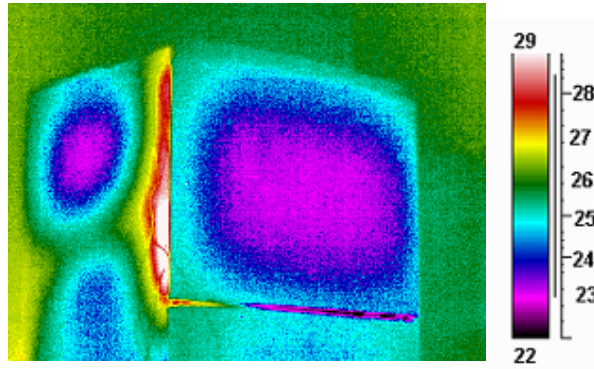
Şekil 5.1 İki kapılı buzdolabında kompresör çalışırken dondurucu bölmesisıcaklık dağılımı

Şekil 5.1’de görüldüğü gibi 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 görülmüştür. Flanş ısıtıcısının orta bölgeden giriş yapması sebebiyle bu bölge diğer bölgelere göre bir miktar daha ısınmıştır. Sistem, Şekil 5.2’de gösterilmiştir.



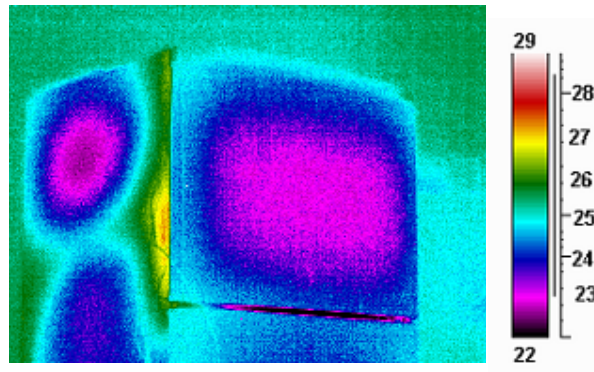
Şekil 5.2 Çalışma esnasında flanş bölgesi sıcaklık dağılımı

Kompresörün çalışması ardından ısınan flanş bölgesi en yüksek sıcaklık olarak 29 °C 'ye ulaşmıştır. Bu durum Şekil 5.3'te sunulmuştur. Diğer taraftan ara bölme bölgesinde sıcaklık dağılımının gerek ölçümler gerekse termal görüntüleme çalışmalarında homojen olmadığı görülmüştür. Bu durum uygulamada çeşitli riskler oluşturma ihtimalini ortaya çıkarmaktadır.



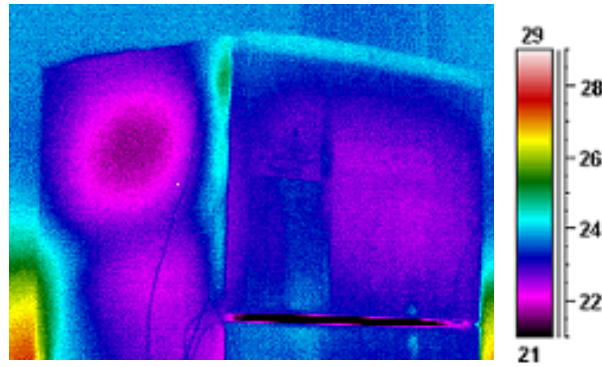
Şekil 5.3 Çalışma esnasında en sıcak durumda sıcaklık dağılımı

Kompresörün durması ardından kabin flanş bölgesi soğumaya başlamış ve bu durum Şekil 5.4'te sunulmuştur.



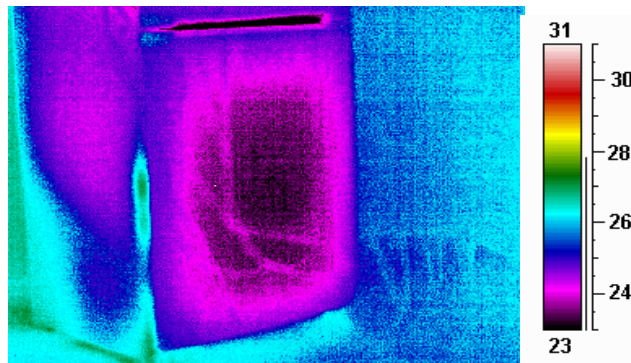
Şekil 5.4 Durma ardından soğuma durumunda sıcaklık dağılımı

İki kapılı tip 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 sıcaklığının bir kısmını kaybeden soğutkan, flanş ısıtıcısı borusuna geldiğindeki sıcaklığı 33 °C mertebesinde dir. Flanş etrafında dolaşarak bünyesindeki ısının bir kısmını flanşa veren soğutkanın çıkış sıcaklığı ise 30 °C mertebesinde ölçülmüştür. Flanş hattındaki bu sıcaklık düşüşünün sonucu olarak flanş bölgesinin termal görüntüsü diğer çevrime göre oldukça farklı elde edilmiştir. Şekil 5.5'te kompresörün çalıştığı durumda flanş bölgesindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur.



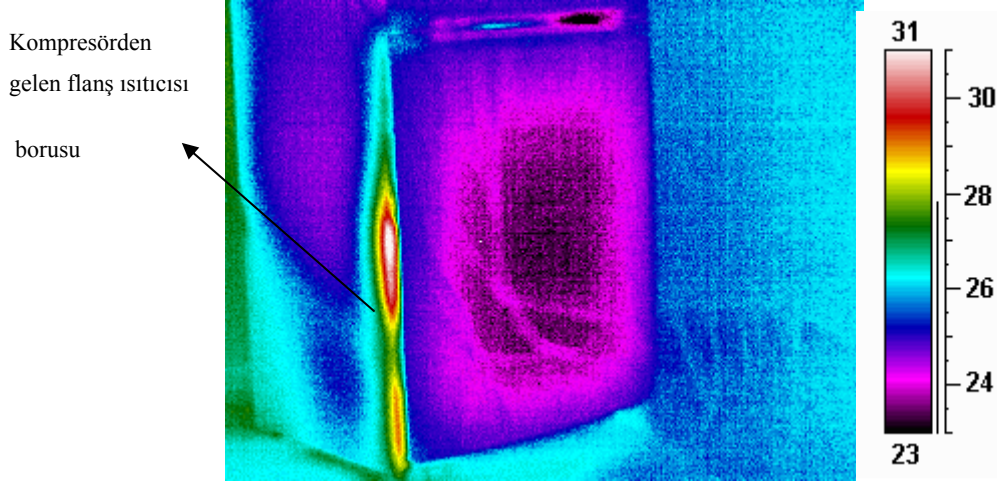
Şekil 5.5 Kondenser – flanş ısıtıcısı sıralaması için flanş bölgesi sıcaklık dağılımı

Kombi tipi buzdolabı için iki kapılı tipi buzdolabında olduğu gibi termal kamera ile görüntüleme çalışması yapılmış ve iki farklı soğutma sistemi sıralaması değerlendirilmiştir. Çalışmada öncelikli olarak flanş ısıtıcısının kompresörden sonra olduğu durum çalışılmıştır. Bu durumda flanş ısıtıcısı giriş sıcaklığı 60 °C ve çıkış sıcaklığı 40 °C olarak ölçülmüştür. Kombi tipi buzdolabının çalışması ardından flanş bölgesi sıcaklık dağılımı Şekil 5.6'da sunulmuştur.



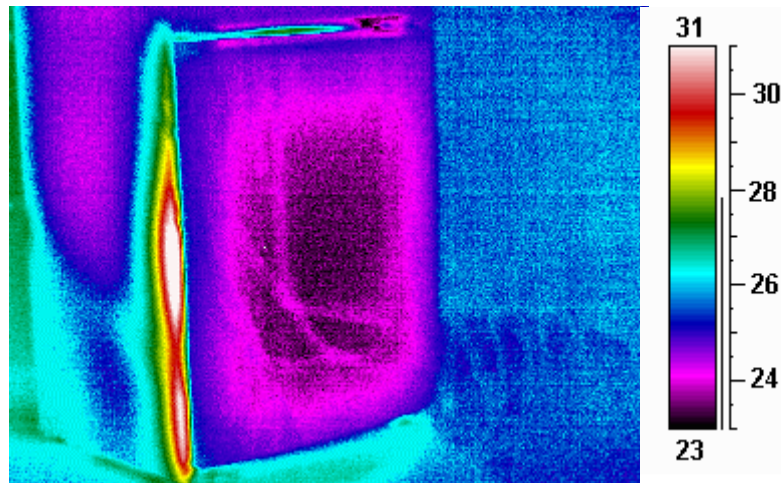
Şekil 5.6 Kompresör kalkışı ardından dondurucu bölmesi sıcaklık dağılımı

Şekil 5.6 'da 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 5.7 'de sunulmuştur.



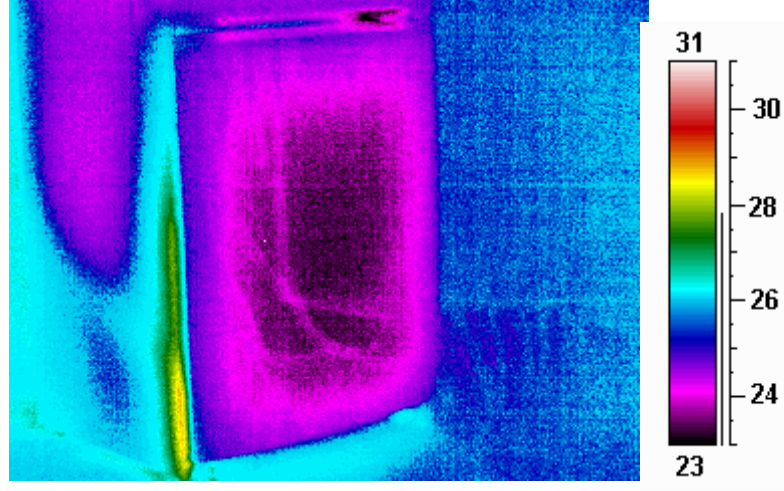
Şekil 5.7 Çalışma esnasında flanş bölgesi sıcaklık dağılımı

Kompresörün çalışması ardından ısınan flanş bölgesi en yüksek sıcaklık olarak 32 °C'ye ulaşmıştır. Bu durum Şekil 5.8'de sunulmuştur. Diğer taraftan ara bölme bölgesinde sıcaklık dağılımının gerek ölçümler gerekse termal görüntüleme çalışmalarında iki kapılı tipi buzdolabının aksine homojen olduğu görülmüştür.



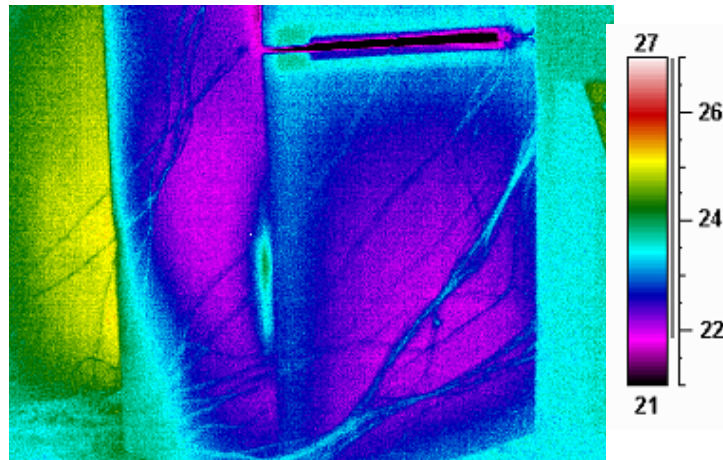
Şekil 5.8 Çalışma esnasında en sıcak durumda sıcaklık dağılımı

Kompresörün durması ardından kabin flanş bölgesi soğumaya başlamış ve bu durum Şekil 5.9'da sunulmuştur.



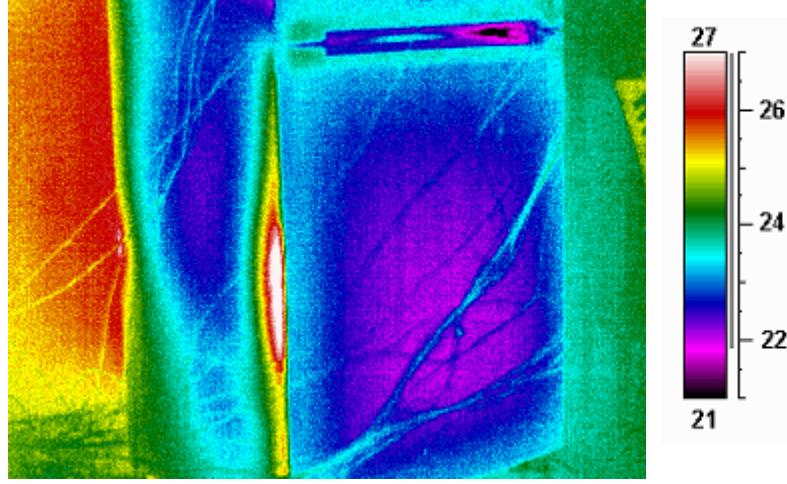
Şekil 5.9 Durma ardından soğuma durumunda sıcaklık dağılımı

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 sıcaklığının bir kısmını kaybeden soğutkan, flanş ısıtıcısı borusuna geldiğindeki sıcaklığı 37 °C mertebesindedir. Flanş etrafında dolaşarak bünyesindeki ısının 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 5.10'da kompresörün çalıştığı durumda flanş bölgesindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur.



Şekil 5.10 Kondenser – flanş ısıtıcısı sıralaması için flanş bölgesi sıcaklık dağılımı

Şekil 5.10'da sunulduğu üzere kompresörün çalışmaya başlaması ile birlikte flanş bölgesinde bir sıcaklık artışı meydana gelmiştir. Çalışmanın devamında elde edilen sıcaklıklar Şekil 5.11'de sunulmuştur.



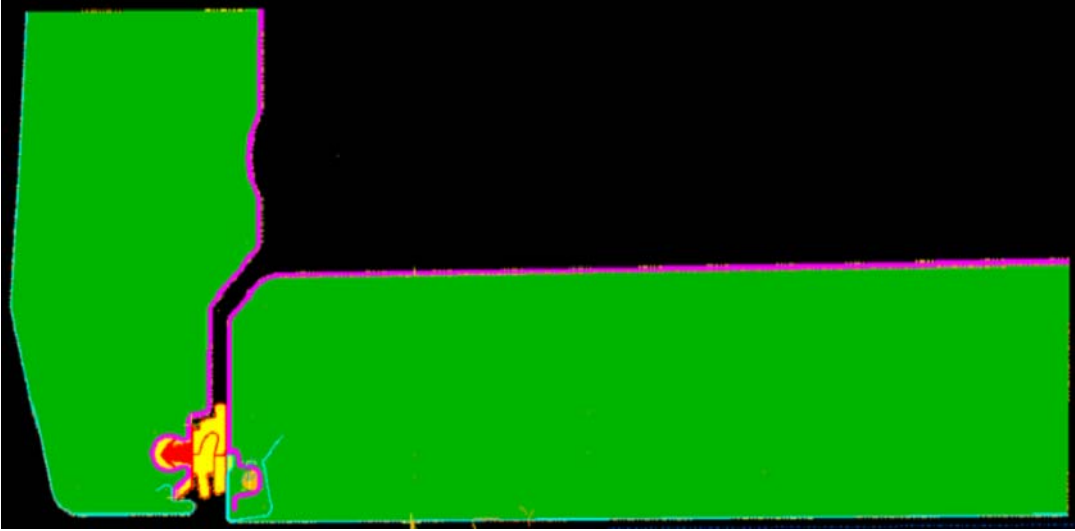
Şekil 5.11 Kombi tipi buzdolabı kondenser – flanş ısıtıcısı sıralaması sıcaklık dağılımı

Çalışmada son olarak tanımlanan sıralama için soğuma durumu incelenmiş ve bu durum Şekil 5.12'de gösterilmiştir. Termal kamera ile yapılan görüntüleme çalışmaları, termoelaman ile yapılan ölçümler ile uyumlu sonuçlar vermekle beraber tüm yüzeylerin sıcaklıklarının belirlenmesi ve gözlemlenmesi açısından fayda sağlamıştır.

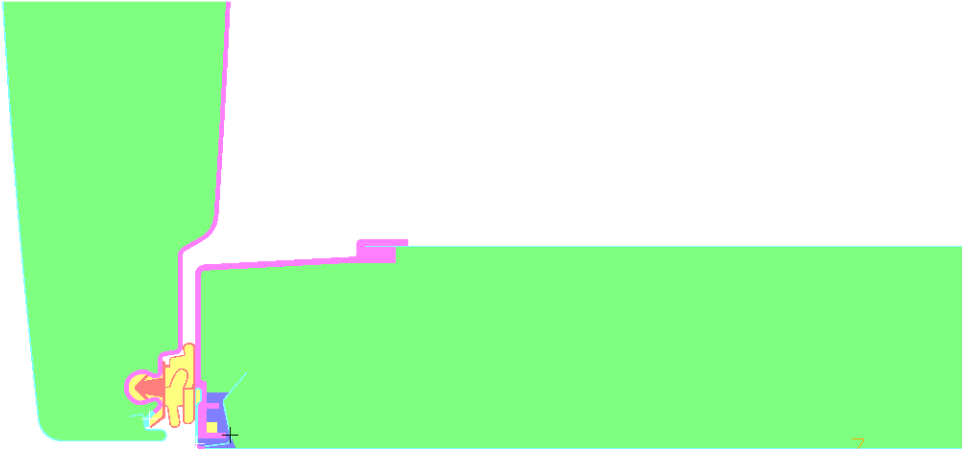
## 5.2 Sıcaklık Dağılımı Analizleri

Çalışmada son olarak iki tip buzdolabının da conta – flanş bölgesi kesit resimleri ile I-deas adlı analiz programında analizleri yapılmıştır. Bu analizler Arçelik bünyesinde yapılabilecek olan alternatif uygulamalara da yol gösterici olmuştur.

Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'te iki tip buzdolabının kesit resimleri görülmektedir.

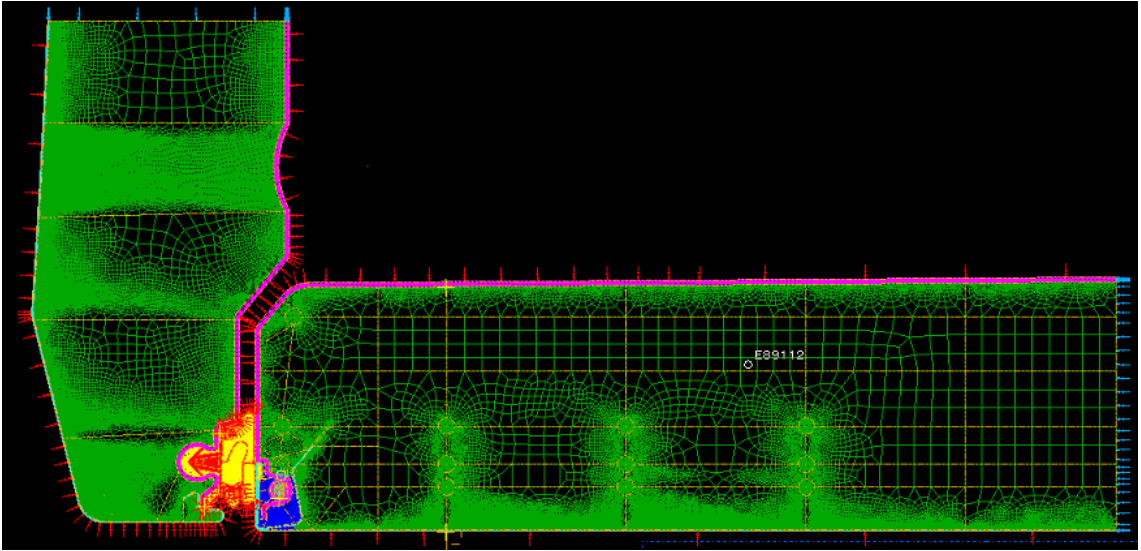


Şekil 5.12 Kombi tipi buzdolabı analiz geometrisi

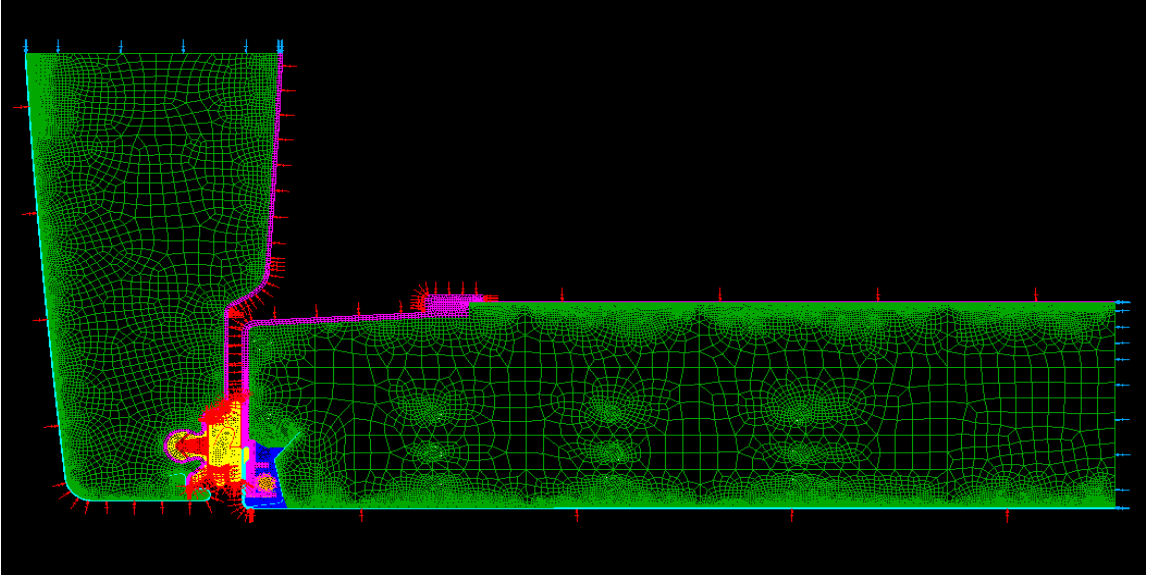


Şekil 5.13 İki kapılı tip buzdolabı analiz geometrisi

Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'te sunulduğu üzere her iki tip buzdolabı için de geometrilerin oluşturulması ardından her iki geometriye mesh atılmıştır. İki buzdolabı için sistem Şekil 5.14 ve Şekil 5.15'te sunulmuştur



Şekil 5.14 Kombi tipi buzdolabı mesh'li analiz geometrisi



Şekil 5.15 İki kapılı tip buzdolabı mesh'li analiz geometrisi

Analiz sisteminin oluşturulması ile deneyler sonucunda elde edilen değerlerden de faydalanılarak sınır şartları belirlenmiştir. İki farklı kabin için analizlerde kullanılan sınır şartları Çizelge 5.1'de sunulmuştur. Analizlerde, flanş ısıtıcısı için deneysel olarak belirlenen 52 °C yüzey sıcaklığı flanş ısıtıcısı yüzey sıcaklığı olarak kullanılmıştır.

Analizler için gerekli bir diğer parametre geometrileri oluşturan bileşenlerin 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 Çizelge 5.2'de sunulmuştur.

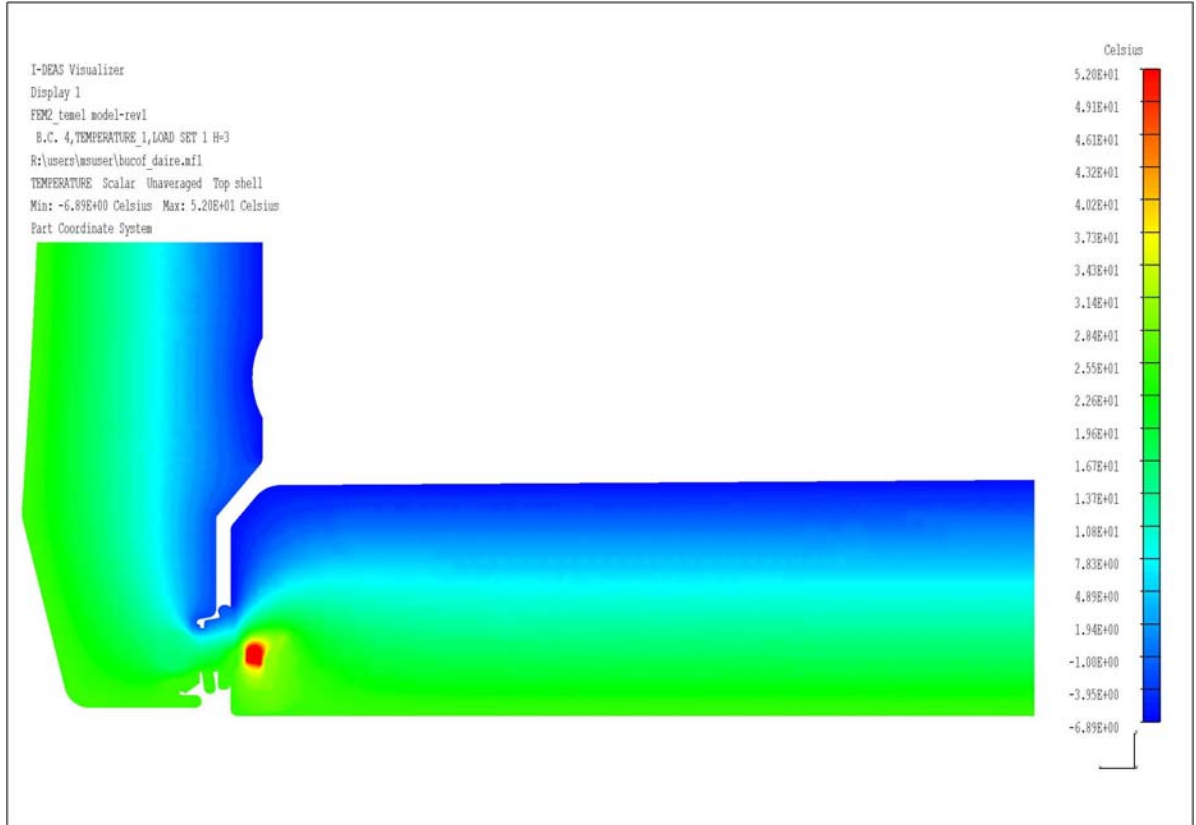
Çizelge 5.1 İki tip buzdolabı için analiz şartları

Bölge	$h$ [W/m <sup>2</sup> . K]	$T_{\text{yüzey}}$ [°C]
Kapı-Kabin İç Plastik	15.0	-6.5
Kapı-Kabin Dış Sac	3.0	25.0
Conta Kabin İçi	7.0	-3.0
Conta Kabin Dışı	3.0	25.0

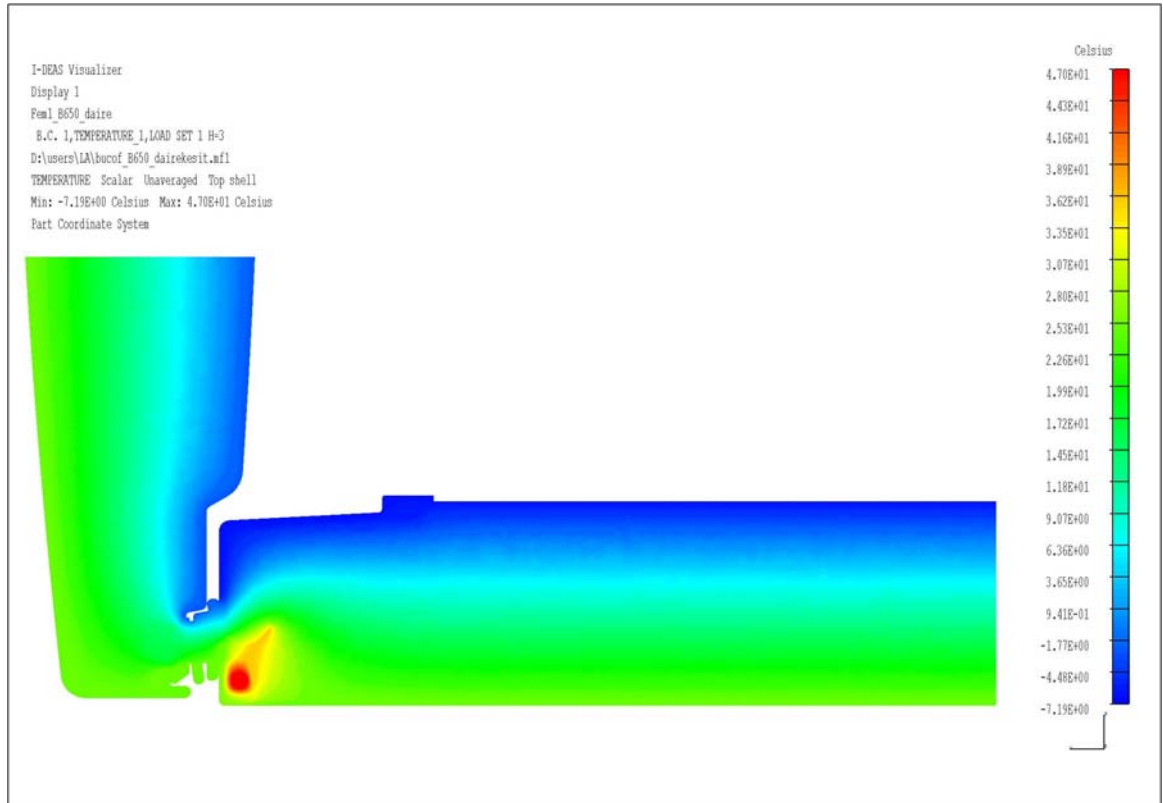
Çizelge 5.2 Analizler için tanımlanan malzemeler ve özellikleri

Bölge	Malzeme	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_p$ [kJ/kg. K]	$\lambda$ [W/m. K]
Kapı-Kabin İç	Plastik	1000	1.30	0,1700
Kapı-Kabin Dış	Sac	7833	0.48	41,5000
Conta	Plastik	980	1.20	0,3800
Conta İç	Hava	1006	1.00	0,0280
Yalıtım	Poliüretan	30	2.10	0,0225
Flanş Isıtıcısı	Sac	7833	0.48	41,5000

Çizelge 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 5.16 ve Şekil 5.17’de sunulmuştur. Analiz ile deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen değerler Çizelge 5.3’te verilmiştir.



Şekil 5.16 Kombi tipi buzdolabı analiz sonucu



Şekil 5.17 İki kapılı tip buzdolabı analiz sonucu

### 5.3 Deneysel Çalışmalar ile Sayısal Analiz Çalışmalarının Değerlendirilmesi

Yapılan tüm deneysel çalışmalara ait veriler ile sayısal analiz çalışmalarının sonuçları Çizelge 5.3'te sunulmuştur.

Çizelge 5.3'te sunulduğu üzere yapılan analiz ile deneysel çalışmaların sonucunda elde edilen değerler incelendiğinde aradaki fark maksimum 0,9 °C seviyesinde gerçekleşmiştir.

Çizelge 5.3 Kompresör çalışma durumu için analiz/deney sonucu karşılaştırması

Bölge	Kombi tipi			İki kapılı tip		
	T <sub>deney</sub> [°C]	T <sub>analiz</sub> [°C]	ΔT [°C]	T <sub>deney</sub> [°C]	T <sub>analiz</sub> [°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

Oluşturulan geometrinin analizlerde kullanılabilmesi amacıyla ikinci bir noktada doğrulama yapılması kararlaştırılmıştır. Bu amaçla flanş ısıtıcısının bulunmadığı durum ikinci doğrulama noktası olarak belirlenmiştir. Yapılan analiz çerçevesinde elde edilen sonuçlar Çizelge 5.4'te sunulmuştur.

Çizelge 5.4 Flanş ısıtıcısız durum için analiz/deney sonucu karşılaştırması

Bölge	Kombi tipi			İki kapılı tip		
	T <sub>deney</sub> [°C]	T <sub>analiz</sub> [°C]	ΔT [°C]	T <sub>deney</sub> [°C]	T <sub>analiz</sub> [°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

Çizelge 5.4'te görüldüğü gibi yapılan analiz ile deneysel çalışmaların sonucunda elde edilen değerler incelendiğinde aradaki fark maksimum 0,6 °C seviyesinde gerçekleşmiştir.

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

## 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Ev tipi buzdolaplarında enerji tüketiminin parametrelerinden biri olan conta flanş bölgesindeki ısı transferinin deneysel olarak belirlenmesi ve analizler ile doğrulanması sonucunda aşağıdaki çıkarımlar elde edilmiştir.

- Flanş ısıtıcısı kabin ısı yüküne ön görülenin aksine %7 ile % 10 arasında bir yük getirdiği belirlenmiştir.
- Flanş ısıtıcısının soğutma çevrimi içindeki sıralamasının ısı yük üzerine belirleyici rol oynadığı tespit edilmiştir.
- Flanş ısıtıcısının kabin içerisinde dolaşımı göz önüne alındığında alternatiflerin oluşturulması gerektiği tespit edilmiştir.
- Analizlerde kullanılan parametrelere göre alternatif malzeme gibi konuların irdelenmesi gerektiği tespit edilmiştir.

**KAYNAKLAR**

- Boughton B. E., Clausing A. M., Newell T. A., (1992) "An Investigation Of Household Refrigerator Cabinet Loads", ACRC TR-21
- Deschamps C. J., Prata A. T., Schmid A., Lopes L. A. D., (1999) "Heat Transfer Through The Refrigerator Door Gasket Region", 20th International Congress of Refrigeration Volume IV (Paper 673), Sydney
- Flynn S., Rouch K., Fine H. A., (1992) "Finite Element Analysis Of Heat Transfer Through The Gasket Region Of Refrigerator/Freezers", US Environmental Protection Agency
- Fukuyo K., (2003) "Heat Flow Visualization For Thermal Bridge Problems", International Journal Of Refrigeration 26, 614 – 617
- Gerlach, D., Soysal, F. A., (2005) "ANN 713 Measurement of Moisture and heat Loading Through Refrigerator Seals"
- Klein F. H., Mello C., Marques M. E., (1999) "Steady-State Simulation Of An All Refrigerator", 20th International Congress of Refrigeration Volume III (Paper 073), Sydney
- Kurt, A. K., Soysal, F. A., (2005) "ANN 717 Conta Katsayılarının Belirlenmesi"
- Laurence M. T., (1999) "A Look At Residential Energy Consumption in 1997", Energy Information Administration, November 1999
- Nikbay, M., Özkadı, F., (1998) ARG-016, "Heatgain (Arçelik Buzdolabı Isı Kazancı Hesap Programı)"
- Özkol N., (1999) "Uygulamalı Soğutma Tekniği", TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No:115
- Radermacher R., Fine H. A., Lupinacci J., (1994) "Energy-Efficient Refrigerator Prototype Test Results", US Environmental Protection Agency

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 11.09.1981

Doğum yeri İstanbul

Lise 1993-1999 Beşiktaş Atatürk Anadolu Lisesi

Lisans 1999-2004 Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak.  
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2004-2007 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

**Çalıştığı kurum(lar)**

2000-2004 Ufuk Rulman Ltd. Şti.

2004-2006 Arçelik AŞ. Ar-Ge Termodinamik Ailesi Proje  
Asistanı

2006-halen Arçelik AŞ. Çamaşır Makinesi İşletmesi Üretim  
Mühendisi