

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GARDIROP TİPİ DONDURUCU BUZ YAPMA SİSTEMİ GİRİŞ BÖLGESİNDE
SICAKLIK DAĞILIMININ SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yiğit AKALAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı - Akışkan Programı

HAZİRAN 2018

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GARDIROP TİPİ DONDURUCU BUZ YAPMA SİSTEMİ GİRİŞ BÖLGESİNDE
SICAKLIK DAĞILIMININ SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Yiğit AKALAN
(503091166)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı - Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Y. Erhan BÖKE

HAZİRAN 2018

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091166 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Yiğit AKALAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "GARDIROP TİPİ DONDURUCU BUZ YAPMA SİSTEMİ GİRİŞ BÖLGESİNDE SICAKLIK DAĞILIMININ SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi Ersin SAYAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2018**
Savunma Tarihi : **07 Haziran 2018**





Eşime ve aileme,



ÖNSÖZ

Bu çalışmanın, araştırılmasında ve yürütülmesinde ilgi ve desteğini esirgemeyen, kendisine ne zaman danışsam bana kıymetli zamanını ayırıp sabırla ve büyük bir ilgiyle bana faydalı olabilmek için elinden gelenden fazlasını sunan, her sorun yaşadığımda yanına çekinmeden gidebildiğim, güler yüzünü ve samimiyetini benden esirgemeyen ve mesleki hayatımda da bana verdiği değerli bilgilerden faydalanacağımı düşündüğüm kıymetli danışman hocam Prof. Dr. Y. Erhan BÖKE 'ye teşekkürü bir borç biliyorum.

Çalışmalarım ve yüksek lisans eğitimim boyunca yardımını hiç esirgemeyen B/S/H/ Ev Aletleri Sanayi ve Ticaret A.Ş.'ye, değerli arkadaşlarım Sn. Özgür UYSAL, Sn. Ahmet SAYGI, Sn. Erdem SÜMER, Sn. N. Bora GÜREL, Sn. Şenol GÖK ve Sn. İsmail GÜRBÜZ'e, B/S/H/ Soğutucu Geliştirme Merkezi Laboratuvarında görevli çalışma arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca çalışmalarım boyunca maddi ve manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan aileme ve eşime sonsuz teşekkürler ederim.

Nisan 2018

Yiğit AKALAN
(Ar-Ge Uzman Mühendis)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Soğutma Makineleri	3
1.1.1 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi.....	3
1.1.2 Gardrop tipi no-frost dondurucu soğutma çevrimi	5
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	7
3. TEORİK BİLGİLER.....	13
3.1 Korunum Denklemleri.....	13
3.1.1 Kütle korunumu	13
3.1.2 Momentumun korunumu.....	13
3.1.3 Enerji korunumu	15
3.2 Isı İletimi	16
3.2.1 Isı iletiminin diferansiyel denklemi	16
3.2.2 Sürekli rejimde bir boyutlu ısı transferi	17
4. SAYISAL ÇÖZÜMLEME ÇALIŞMALARI	21
4.1 Geometrinin Oluşturulması	22
4.2 Çözüm Ağının Oluşturulması.....	24
4.3 Çözüm Modelinin Oluşturulması	24
4.4 Malzemeler ve Sınır Şartları.....	27
4.4.1 Malzeme çeşitleri	27
4.4.2 Sınır şartları.....	27
4.5 Yoğuşmanın Oluşmaması İçin Gerekli Minimum Yüzey Sıcaklıkları	29
4.6 Sayısal Çözümleme Sonuçları.....	29
4.6.1 Birinci durum için sayısal çözümleme sonuçları	29
4.6.2 Çözüm ağındaki eleman sayısının sıcaklığa etkisi.....	31
4.6.3 İkinci durum için sayısal çözümleme sonuçları	32
4.6.4 Üçüncü durum için sayısal çözümleme sonuçları.....	33
4.7 Sayısal Çözümleme Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	37
5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	39
5.1 Birinci Durum İçin Deney Sonuçları	43
5.2 İkinci Durum İçin Deney Sonuçları	45
5.3 Üçüncü Durum İçin Deney Sonuçları	45
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	51

KAYNAKLAR.....	53
ÖZGEÇMİŞ.....	55



KISALTMALAR

AR-GE	: Araştırma Geliştirme
CAD	: Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer Aided Design)
CFD	: Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics)
VIP	: Vakum İzolasyon Paneli (Vacuum Insulation Panel)
PU	: Poliüretan (Polyurethane)
ABS	: Akrlonitril Bütadien Stiren
KH	: Kontrol Hacmi
TK	: Isıl Çift (Thermocouple)
Al	: Alüminyum (Aluminium)
EPS	: Genleştirilmiş Polistiren (Expanded Polystyren)
ÇN	: Çiğ Noktası
IEC	: Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (International Electrotechnical Commission)



SEMBOLLER

a	: İvme (m.s^{-2})
k	: Isı iletim katsayısı ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
h	: Isı taşınım katsayısı ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
g	: Yerçekimi ivmesi (m.s^{-2})
P	: Basınç (Pa)
T	: Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)
x,y,z	: Kartezyen koordinatlar (mm)
ρ	: Yoğunluk (kg.m^{-3})
c_p	: Özgül ısı ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
\vec{q}	: Isı akısı (W.m^{-2})
T_0	: Yüzey sıcaklığı
L	: Kalınlık (m)
\dot{m}	: Kütle debi (kg/s)
\vec{V}	: Hız vektörü
u	: Akışkan hızı (m.s^{-1})
u_{ort}	: Ortalama akışkan hızı (m.s^{-1})
r	: Yarıçap (m)
θ	: Açısal koordinat (m)
F	: Kuvvet (N)
t	: Zaman (s)
μ	: Dinamik viskozite (N.s.m^{-2})
\dot{E}	: Enerji (kJ.s^{-1})



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Gardırop tipi dondurucu malzemelerinin ısı özellikleri	27
Çizelge 4.2 : Sayısal çözümlemede kullanılan birinci ve ikinci durum sınır şartları	28
Çizelge 4.3 : Sayısal çözümlemede kullanılan üçüncü durum sınır şartları	28
Çizelge 4.4 : Farklı sıcaklık ve bağıl nem değerleri için yoğuşma sıcaklıkları	29
Çizelge 4.5 : Farklı eleman sayısı için hesaplanan sıcaklık değerleri	31
Çizelge 5.1 : T tipi ısı çift kalibrasyon ölçüm sonuçları	41
Çizelge 5.2 : Birinci durum için dondurucunun deney sonucu sıcaklık değerleri	43
Çizelge 5.3 : Birinci durumda sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	43
Çizelge 5.4 : Üçüncü durum için dondurucunun deney sonucu sıcaklıkları	47
Çizelge 5.5 : Üçüncü durumda sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	47



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: İlk elektrikli buzdolabı	2
Şekil 1.2	: Soğutma makinesinin genel çizimi.....	3
Şekil 1.3	: İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.	4
Şekil 1.4	: Gardırop tipi no-frost dondurucu soğutma çevrimi.....	5
Şekil 1.5	: Gardırop tipi no-frost dondurucu yan kesit	6
Şekil 2.1	: VIP yapısı.	7
Şekil 2.2	: Konvensiyonel yalıtım malzemeleri ve VIP'ler için ısı iletim katsayıları	8
Şekil 2.3	: Gömülü VIP'e sahip poliüretanlı gövde.....	8
Şekil 2.4	: Isı iletim katsayısının iç basınç ile değişim grafiği	9
Şekil 2.5	: Sıcak duvar yoğuşturucuları için farklı panellerde boru düzenlemesi ...	10
Şekil 2.6	: Sıcak duvar yoğuşturucusu kesit görüntüsü	10
Şekil 2.7	: 'Skin kondenserli' bir soğutma cihazı	12
Şekil 4.1	: Dondurucu su giriş bölgesindeki sayısal çözümleme kesiti	21
Şekil 4.2	: Dondurucu arka duvarında yer alan arka kapak ve alüminyum bant	22
Şekil 4.3	: Dondurucu su giriş bölge kesitinin sayısal çözümleme modeli	23
Şekil 4.4	: Çözüm ağ yapısı.	24
Şekil 4.5	: Birinci durum için dondurucu kesitinin sayısal modeli	25
Şekil 4.6	: İkinci durum için dondurucu kesitinin sayısal modeli	26
Şekil 4.7	: Üçüncü durum için dondurucu kesitinin sayısal modeli	26
Şekil 4.8	: Çözümleme için kullanılacak olan sınır şartları	28
Şekil 4.9	: Birinci durum için kesit bölgesinde sıcaklık dağılımı.....	30
Şekil 4.10	: Birinci durumda arka sac ve Al bant yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı .	31
Şekil 4.11	: Çözüm ağı eleman sayısı – sıcaklık grafiği.....	32
Şekil 4.12	: İkinci durum için kesit bölgesinde sıcaklık dağılımı.....	32
Şekil 4.13	: İkinci durumda arka sac ve Al bant yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı ..	33
Şekil 4.14	: Sıcak akışkan geçen boru ilave edilmiş dondurucu arka sacı	34
Şekil 4.15	: Üçüncü durum için sayısal çözümleme modeli.....	35
Şekil 4.16	: Üçüncü durum için kesit bölgesinde sıcaklık dağılımı	36
Şekil 4.17	: Üçüncü durumda arka sac ve Al bant yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı	37
Şekil 5.1	: Ahşap panel montajı öncesi ve sonrası dondurucu görüntüsü	39
Şekil 5.2	: Deneyleerde kullanılan T tipi ısı çifti.....	40
Şekil 5.3	: Dondurucu arka duvarındaki su giriş bölgesi ve sıcaklık ölçme sistemi	40
Şekil 5.4	: Isıl çiftlerin sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi	41
Şekil 5.5	: Birinci durumda arka duvar kesitindeki sıcaklık ölçüm noktaları.	42
Şekil 5.6	: Birinci durum deneysel ve sayısal sıcaklık değerleri	44
Şekil 5.7	: Birinci durum için sayısal çözüm sapma grafiği	44
Şekil 5.8	: Birinci durumda deney sırasında alınan termal kamera görüntüsü	45
Şekil 5.9	: Üçüncü durumda arka duvar kesitindeki sıcaklık ölçüm noktaları	46
Şekil 5.10	: Üçüncü durum deneysel ve sayısal sıcaklık değerleri.....	48
Şekil 5.11	: Üçüncü durum için sayısal çözüm sapma grafiği.....	48
Şekil 5.12	: Üçüncü durumda deney sırasında alınan termal kamera görüntüsü.....	49



GARDIROP TİPİ DONDURUCU BUZ YAPMA SİSTEMİ GİRİŞ BÖLGESİNDE SICAKLIK DAĞILIMININ SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Beyaz eşya sektöründeki ürün kalitesi ve verimliliğine dair beklentiler her geçen gün artmaktadır. Bu beklentilere cevap verebilmek adına birçok araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Bu çalışmada da ürün kalitesini arttırmak amaçlanıp, dondurucu dış gövdesinde oluşabilecek yoğuşmaların engellenmesi adına, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi için kullanılan ANSYS Fluent programından yararlanılarak, gardırop tipi bir dondurucunun arka duvarında yer alan su giriş plastiği kesitindeki ısı transferi sayısal çözümleme yapılarak incelenmiştir. Sayısal modelin doğrulanması, modelde standart ısı çiftleri temsil eden noktalardaki sayısal sıcaklık değerlerinin, deneysel ortalama sıcaklık değerleri ile karşılaştırılması sonucunda yapılmıştır. Isıl çift sıcaklık değeri olarak, dondurucunun periyodik çalışması sırasında yani kararlı haldeki ortalama sıcaklık değerleri alınmaktadır. Bu nedenle sayısal model oluşturulurken, sürekli rejim yani yüzeylerde sıcaklığın zamana bağlı değişmediği kabulü yapılmıştır. Modelin doğrulanması için yapılan deneyde, IEC 62552-2:2015 'Evlerde Kullanılan Soğutma Cihazları - Karakteristikler ve Deney Metotları' standardında yer alan su buharı yoğuşma testi baz alınmıştır, ancak deney daha ağır şartları simüle edecek şekilde uygulanmıştır. Deney, dondurucunun 25°C sıcaklık ve %80 bağıl nem değerlerine sahip ortamda test edilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Dondurucu içindeki kabin sıcaklık değeri -18°C olarak ayarlanmıştır.

Sayısal çözümlemelerde, üç farklı durum için inceleme yapılmıştır. Birinci durumda su giriş bölgesi için yapılan ilk tasarım değerlendirilmiş ve dondurucunun arka duvarındaki arka kapağa yapıştırılan alüminyum bant üzerindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Deneysel ısı çiftinin bağlı olduğu su giriş bölgesi arka kapak merkezinde yani $x=75.1\text{mm}$ 'de 19.22°C bulunmuştur. Alüminyum bant üzerindeki minimum sıcaklık değeri ise $x=135\text{mm}$ 'de 19.15°C olarak bulunmuştur. Ayrıca, dondurucu arka sacında da minimum sıcaklık $x=172\text{mm}$ 'de 19.12°C'dir. Bulunan bu değerler 25°C ve %80 bağıl nem test koşulları için kritik yoğuşma sıcaklığı olan 21.31°C'nin altındadır. Sayısal çözümleme sonucuna göre bu bölgede yoğuşma olacağı tespit edilmiştir. Sayısal çözümleme sonrasında birinci durum için deneysel çalışma yapılmıştır. Deney sonucunda bulunan minimum sıcaklık değeri 19.1°C'dir. Deney sonucunda alüminyum bant ve arka sac üzerinde sıcaklık değerleri kritik yoğuşma sıcaklığının altında kaldığından bu bölgede yoğuşma görülmemiştir. Deney esnasında belirli bölgelere yerleştirilen ısı çiftlerinden elde edilen sıcaklık değerleri, sayısal çözümleme sonuçları ile kıyaslanmıştır. Birinci durum çözümlemesi sonucunda, alüminyum bant üzerindeki sıcaklıklar beklenenden düşük çıkmıştır. Bu sebeple sıcaklıkları yükseltebilmek adına çözüm önerileri araştırılmıştır.

İkinci durumda, ilk çözüm önerisi incelenmiştir. Birinci durumdan farklı olarak, ısı iletim katsayısı poliüretana göre daha düşük olan vakum izolasyon paneli (VIP)

malzemesi dondurucu gövdesinde hava kanalı üzerine ilave edilmiştir. Böylece alüminyum bant ve arka sac sıcaklıklarının yükseltilmesi amaçlanmıştır. İkinci durum için sayısal çözümleme yapılarak, arka sac ve arka kapağa yapıştırılmış alüminyum bant üzerindeki sıcaklık dağılımı incelenmiştir. VIP ilavesi ile birlikte sıcaklık dağılımında, beklenen sıcaklık yükselmesi gerçekleşmiş, ancak kritik yoğuşma sıcaklığı olan 21.31°C 'nin üzerine çıkartılamamıştır. Birinci durumdaki sıcaklık dağılımından farklı olarak VIP ilave edilen modelde x yönüne, yani hava kanalı yönüne doğru gidildikçe sıcaklık artışı görülmüştür. Ancak en kritik bölge olan su giriş bölgesinde sayısal çözümleme sonucu elde edilen minimum sıcaklık değeri $x=65\text{mm}$ 'de 20.36°C olarak bulunmuştur. VIP ilave edilerek ürün maliyeti artmış fakat sayısal çözümleme sonucu istenilen sıcaklık değerleri elde edilememiştir. Bu sebeple VIP ilave edilen model için deneysel çalışma yapılmamıştır.

Son olarak üçüncü durumda, duvar sıcaklıklarını arttırmak amacıyla literatürde 'concealed', 'hot wall', 'flat-back' veya 'skin kondenser' olarak bilinen yoğuşurucu türündeki örneklerden yola çıkılarak, arka saca poliüretan içinde kalacak şekilde ısıtıcı boru eklenmiştir. Isıtıcı boru alüminyum bant kullanılarak sabitlenmiş olup, bu bant sayesinde boru içinden geçen sıcak akışkanın ısısının arka saca daha etkin bir şekilde iletimi sağlanmıştır. Üçüncü durum için de sayısal çözümleme yapılmıştır. Sayısal çözümleme sonucunda arka kapağa yapıştırılmış alüminyum bant merkezi üzerindeki sıcaklık değeri $x=75.1\text{mm}$ 'de 24.8°C bulunmuştur. Bu sıcaklık değeri kritik yoğuşma sıcaklığından yeteri kadar yüksektir. Bulunan sıcaklık değerlerinin doğrulanması amacıyla deney yapılmıştır. Deney esnasında ısı çiftleri kullanılarak yoğuşma beklenen su giriş bölgesinde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Deneyde arka kapağa yapıştırılan alüminyum bant merkezindeki sıcaklık değeri $x=75.1\text{mm}$ 'de 24.6°C olarak bulunmuştur. Sıcaklık dağılımını görselleştirmek adına termal kamera ile ilgili bölgeden görüntü alınmıştır. Deney sonucu bulunan sıcaklık değerleri, sayısal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Deney ile doğrulanan minimum sıcaklık değeri, kritik yoğuşma sıcaklığının üstünde olduğundan, yoğuşma bu bölgede tamamen engellenmiştir.

Sonuç olarak, dondurucu arka duvar sıcaklığını arttırabilmek için sıcak duvar yoğuşurucu mantığına benzer şekilde yoğuşurucu çıkışına arka duvardan geçen boru ilave edilerek sıcaklık değerleri istenilen düzeye çıkartılmıştır, sayısal sonuçlar deneysel sonuçlar ile desteklenmiştir.

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF TEMPERATURE DISTRIBUTION ON ICE MAKER SYSTEM INLET SECTION OF BUILT-IN FREEZER

SUMMARY

In the white goods industry, the refrigerator quality and efficiency expectations increase day by day. There are many research and development studies to answer these expectations about quality and efficiency improvements for the refrigerators. In this study, the heat transfer in the water inlet plastic section of the back wall of a built-in single door freezer was investigated by numerical analysis by using the ANSYS Fluent program, which is used for the analysis of computational fluid dynamics, in order to increase the product quality and to prevent the condensation which may occur in the freezer outer body. Verification of the numerical model was made by comparing the numerical temperature values at the points representing the standard thermocouples in the model with the experimental average temperature values. As a thermocouple temperature value, the average temperature values during the periodic operation of the freezer were taken. Therefore, while the numerical model is being developed, it was accepted as steady state, that is the temperature on the surfaces, does not change depending on the time. In the experiments which were performed to confirm the model, a test, which is similar to the water vapor condensation test in IEC 62552-2:2015 'Household Refrigerating Appliances - Characteristics and Test Methods' standard was performed. However, unlike the standard test, the test was applied to simulate heavier conditions. The test was performed by testing the freezer at a temperature of 25 °C with 80% relative humidity. The cabinet temperature in the freezer is set at -18 °C.

Numerical analysis has been carried out for three different situations. In the first case, the initial design for the water inlet area was evaluated and the temperature distributions on the aluminium tape, which is adhered to the back cover on the back wall of the freezer, were examined. The temperature of the center of the aluminium tape ($x=75.1\text{mm}$), where the thermocouples were placed in the experiments, was determined as 19.22°C. The minimum temperature value on the aluminum tape was found at 19.15 °C at $x = 135\text{mm}$. Also, the minimum temperature at the freezer back sheet was 19.12 °C at $x = 172\text{mm}$. All these values are lower than 21.31°C, which is the dew point temperature for 25°C and 80% relative humidity test conditions. According to numerical analysis result, it was determined that there would be condensation in this region. After numerical analysis, an experimental study was conducted for the first case. The minimum temperature value, found at the end of the test, was 19.1°C. In order to visualize this temperature distribution, the thermal photo was taken from the relevant area. As a result of this experiment, condensation was observed in relevant region because the temperature values on the aluminium tape and back sheet were lower than the critical dew point temperature. During the experiment, the temperature values, which were obtained from the thermocouples where were

placed in specific regions, were compared with numerical analysis results. The numerical model was verified according to the results of comparison. In the first case results, the temperature values on the aluminium tape was lower than expected. Therefore, the solution proposals have been researched in order to increase the temperature values.

In the second case, first solution proposal was investigated. In order to increase the temperature values on the aluminium tape and back sheet, unlike the first case, vacuum insulation panel (VIP), which has a lower thermal conductivity coefficient than polyurethane, was added on the air channel in the freezer body.

Numerical analysis was performed for the second case. The temperature distribution on the back sheet and the aluminium tape, which is adhered to the back cover, was also examined for the second case. With the addition of the VIP, the expected temperature increment was occurred in the temperature distribution but could not be increased above the dew point temperature of 21.31°C. Unlike the temperature distribution in the first case, the VIP added model showed that temperature increase in the x direction. The temperature has increased towards the air channel. However, according to numerical analysis results, in the most critical region of the water inlet area, the minimum temperature was found 20.36°C at x=65mm. This value is lower than 21.31°C, which is the dew point temperature for 25°C and 80% relative humidity test conditions.

According to the numerical analysis result, it was determined that there would be condensation in this region. The cost of the appliance was increased by the addition of the VIP but the desired temperature values could not be obtained according to numerical analysis results. For this reason, no experimental study has been done for the VIP added model.

Finally, in the third case, the feature of the condenser, known as 'concealed', 'hot wall', 'flat-back' or 'skin kondenser' in the literature, has been utilized. This condenser has a feature which increases the wall temperatures. In order to increase the wall temperature by this way, the heating tube was added to the back sheet to remain in the polyurethane. The heating tube was fixed by using aluminium tape, which conducts the heat of the hot fluid passing through the tube more effectively to the back sheet. Numerical analysis has been done for the third case. As a result of the numerical analysis, the minimum temperature value at the center of the aluminium tape, which is adhered to the back cover, was found as 24.8°C at x=75.1mm. This value is sufficiently higher than the dew point temperature for 25°C and 80% relative humidity test conditions. In order to verify the temperature values which was found in the numerical analysis, the experiment was performed. During the experiment, temperature measurements were made in the water inlet area, where condensation is expected, by using thermocouples. In the experiment, the temperature in the center of the aluminium tape, which is adhered to the back cover, was found as 24.6°C at 75.1mm. In order to visualize this temperature distribution, the thermal photo was taken from the relevant area.

At the end of the experiment, the temperature values, which was found on the aluminium tape and the back sheet, were compared with the numerical results. Numerical temperature values were confirmed by the experimental results. Since the minimum temperature values, which were found in the experimental and numerical analysis results, are higher than the dew point temperature value at 25°C and 80% relative humidity conditions, condensation is completely prevented in the relevant region.

As a result, single door freezer back wall minimum temperature value is increased to the desired level by adding the heating tube which is passing through the back sheet similar to the hot wall condenser, the numerical results were supported by the experimental results.





1. GİRİŞ

Eski çağlardan beri insanoğlu, yaşamını sürdürebilmek için bazı temel gereksinimlere ihtiyaç duymaktadır. Bunlardan en önemlisi gıda, beslenme gereksinimidir. Eski çağlarda besinlere doğadan anlık olarak ulaşıp ihtiyaçlar karşılanabiliyordu. Fakat bu aşamada bir sorunla karşılaşılıyordu, muhafaza. Avlanma sonrası gıda nasıl bozunmadan, uzun süre muhafaza edilecekti. Bu sorunu çözebilmek adına; kışın dağlarda, çukurlarda kar biriktirmek ve gıdaların soğuk muhafazasını sağlamaya çalışmak gibi uğraştırıcı ve geçici çözümler bulundu. Neyse ki çağın ilerlemesi, teknolojik ürünlerin keşfi ve geliştirilmesi ile birlikte kalıcı ve herkes tarafından kolayca ulaşılabilecek çözümlerin bulunması uzun sürmedi.

İlk suni soğutma yöntemlerini kimyacılar keşfetti. Barut yapımında ve kimyasal gübre olarak kullanılan potasyum nitrat, suda çözüldüğü zaman suyu soğutur. Kimyacılar, 1550'lerde bu yöntemle içecekleri soğutmayı önerdi. Fransa'da soğutulmuş içecekler moda olunca, içine potasyum nitrat atılmış su dolu kaplarda içecekler soğutulmaya başlandı. Bu yöntemle meyve suları da dondurularak tüketilirdi. İskoçya'da kimya ve tıp profesörü olan W. Cullen 1756'da eter kullanarak bir soğutucu yaptı. İçinde eter olan kabın ağız kısmını vakum pompasına bağlayarak basıncı düşürünce eter oda sıcaklığında kaynamaya başladı ve hızla soğudu. Kabin dış kısmı buz tuttu. Soğumanın nedeni, buharlaşan eter moleküllerinin gaz hale geçerken kaptaki enerjii emerek uzaklaşmasıydı. Tıp doktoru J. Gorrie, 1851'de Florida'nın sıcak ve nemli havasında hastaları hızla tedavi etmek amacıyla odalarını soğutmak için bir buz yapma cihazı üretti. İskoçyalı J. Harrison, 1856'da Avustralya'da iken eteri soğutucu olarak kullandığı bir buz makinesi yaptı. Eter makinenin içindeki borulardan geçerken buharlaşıyor ve buharlaşma nedeniyle boruları ve borularla temas eden suyu soğutuyordu. Buharlaşan eter makinenin dış kısmındaki kompresör yardımıyla sıkıştırılınca sıvılaşıyordu. Sıkışma sırasında ısınan eter dış hava yardımıyla soğutulup iç kısımdaki borulara yönlendiriliyordu. Borularda eterin buharlaşırken tekrar soğuması sağlanıyordu. İşlem sürekli tekrarlanınca borulara temas eden su buza dönüşüyordu [1].

İlk soğutucu sistemi, bir bira fabrikası içindi ve soğutucu madde eterdi. Soğutucu gaz olarak amonyak kullandığı Avrupa'daki bira fabrikalarının klimaları sayesinde meşhur oldu. Sıkıştırılmış havanın bir delikten geçirilip genişletilerek soğutulabileceğini Linde keşfetti. Havayı sıkıştırıp genişletme işlemini defalarca tekrarlayarak havanın sonunda sıvılaşacağını öne sürdü. Yıllar sonra havayı sıvılaştırmayı başardı. Sıvı havanın (azotun) sıcaklığı -196.5°C 'dir. Sıvı havayı kontrollü olarak ısıtıp saf oksijen ve saf azot gazlarına ayırıştırma tekniğini de Linde keşfetti. Bu teknik günümüzde de oksijen ve azot gazlarının saf halde elde edilmesinde kullanılır. Soğutma sistemleri geliştikçe klima ve buzdolabı yaygınlaştı [1].

Buzdolapları, buhar sıkıştırma yöntemiyle çalışan, gıdaları soğuk tutarak uzun zaman muhafaza edilmesini sağlayan bir soğutma makinesidir (Şekil 1.1). Soğutucular hayatımızın bir parçası olmuştur. İlkel yolları veya kullanışsız çözümleri evlerde soğutucu türevi olarak kullanma devri, modern soğutucular ile yani bugünkü adıyla buzdolapları ile kapanmıştır.

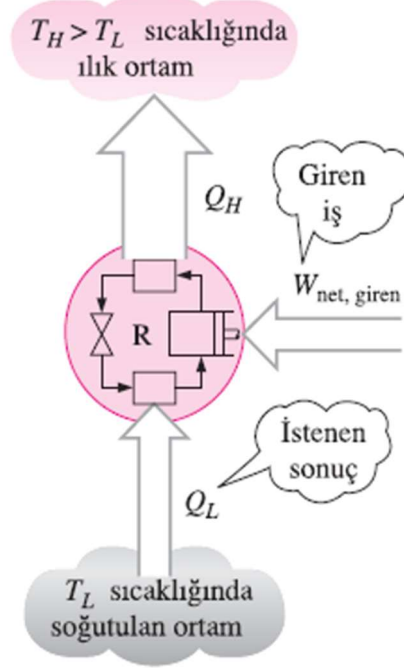


Şekil 1.1 : İlk elektrikli buzdolabı [1].

1.1 Soğutma Makineleri

Isı geçişinin azalan sıcaklık yönünde, başka bir deyişle sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama olduğu, bilinen bir gerçektir. Bu yönde ısı geçişi doğada kendiliğinden olur. Fakat bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi kendiliğinden olamaz. Bunun bir soğutma makinesi aracılığı ile yapılması gerekir [2].

Soğutma makineleri bir çevrime göre çalışır, soğutma çevrimlerinde dolaşan akışkanlara da soğutucu akışkan adı verilir. Bir soğutma makinesinin genel çizimi Şekil 1.2'de verilmiştir. Burada Q_L soğutulan ortamdaki çekilen ısı, Q_H ise daha sıcak ortama verilen ısıdır. T_L soğutulan ortamın sıcaklığı, T_H ısı verilen ortamın sıcaklığı ve $W_{net, giren}$ çevrimde dolaşan akışkan üzerinde yapılması gereken sıkıştırma işini göstermektedir [2].



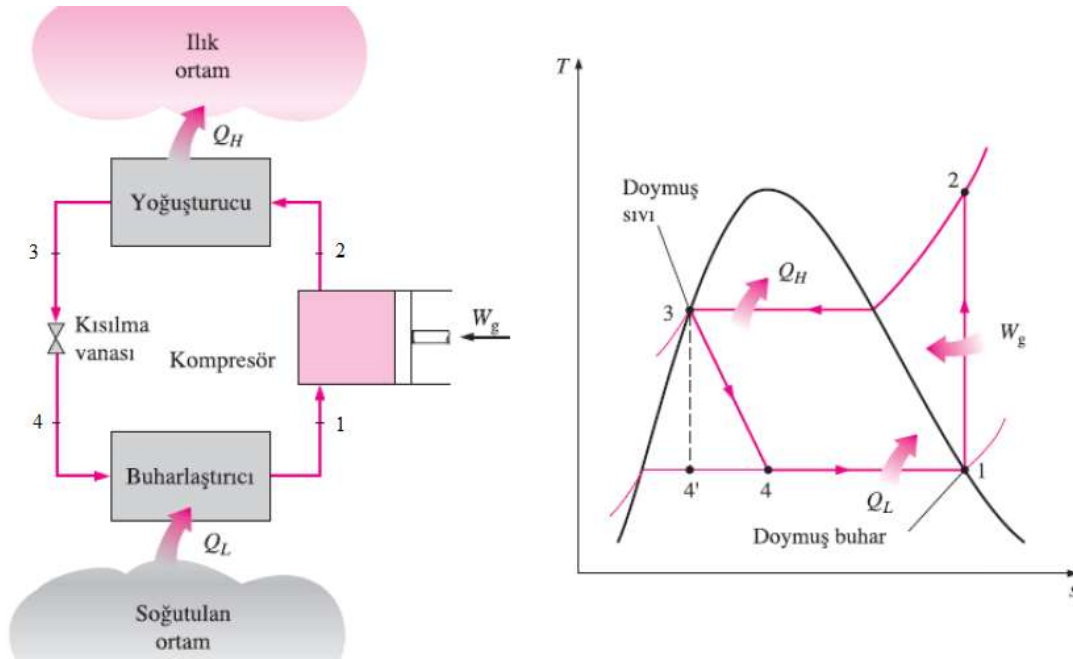
Şekil 1.2 : Soğutma makinesinin genel çizimi [2].

1.1.1 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi

Belirli sıcaklıklardaki iki ısı deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimi ters Carnot çevrimi olarak adlandırılır. Ters Carnot çevriminin uygulanmasındaki güçlükler, buharı sıkıştırmadan önce tümüyle buharlaştırarak ve genişlemeyi de bir kısılma işlemiyle gerçekleştirerek aşılabilir. Kısılma işlemi, sıvıyı bir kısılma vanasından veya kılcal borulardan geçirerek yapılabilir. Bu şekilde elde edilen çevrim,

ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi diye bilinir. Bu çevrimin genel çizimi ve T-s diyagramı Şekil 1.3'de belirtilmiştir. Buhar sıkıştırırmalı çevrim soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir. Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri şöyledir [2];

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı geçişi
- 3-4 Kısılma (genişleme ve basıncın düşmesi)
- 4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı geçişi



Şekil 1.3 : İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi [2].

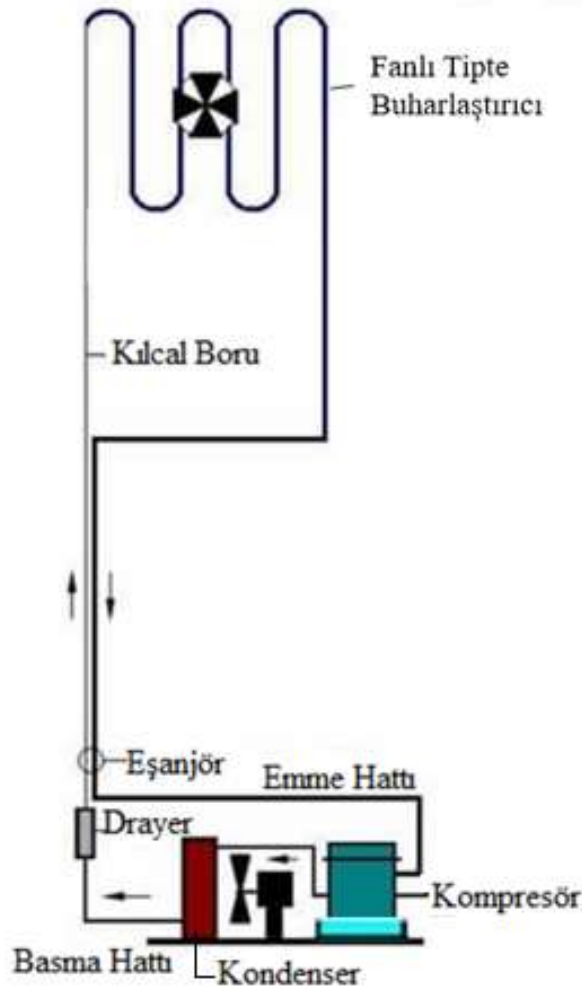
İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde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

Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir kısılma vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısıılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı

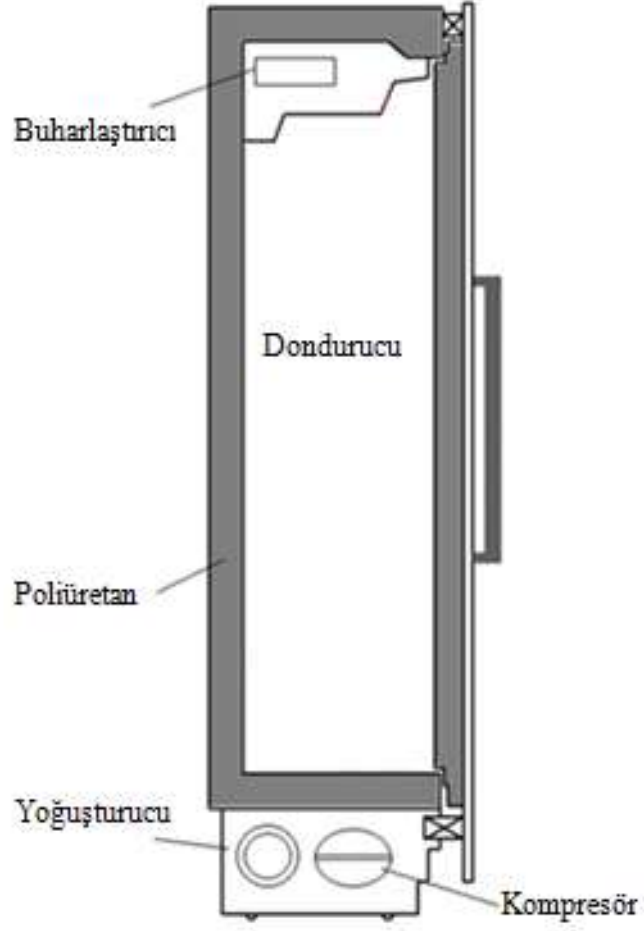
olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar [2].

1.1.2 Gardırop tipi no-frost dondurucu soğutma çevrimi

Şekil 1.4 ve Şekil 1.5’de de belirtildiği üzere gardırop tipi no-frost dondurucuda kompresör ve yoğuşturucu grubu dolabın belirli bir bölgesinde toplu halde bulunmaktadır. Bu tip dondurucuların buharlaştırıcısı lamelli ve fanlı tipte yapılmaktadır. Defrost ısıtıcısı sayesinde buharlaştırıcı üzerindeki karlanmanın eritilmesi sonucu oluşan suların toplandığı, kompresörün altında yer alan bir su biriktirme kabı bulunmaktadır. Bu kap içerisindeki suyu buharlaştırmak için kabın içinden, kompresör çıkışındaki ısıtıcı boru geçirilmektedir.



Şekil 1.4 : Gardırop tipi no-frost dondurucu soğutma çevrimi.



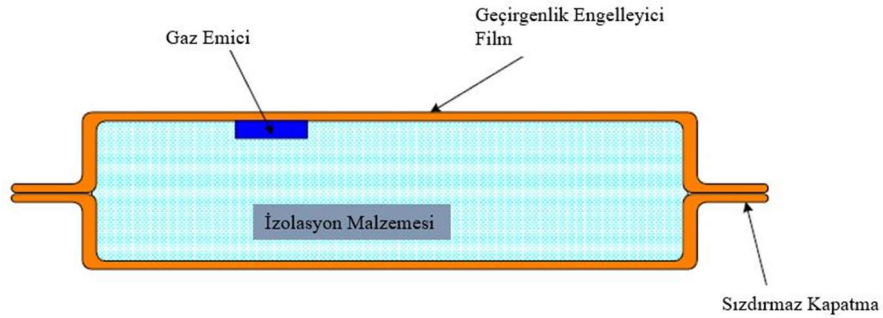
Şekil 1.5 : Gardırop tipi no-frost dondurucu yan kesit.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Buzdolapları gövdesinde ısı iletim katsayısını düşürebilmek, verimi arttırabilmek için literatürde, buzdolabı gövdesine vakum izolasyon panel ilavesi ile ilgili çalışmalar bulunmaktadır. Bununla birlikte buzdolaplarında yaygın olarak kullanılan sıcak duvar yoğunlaştırıcı (hot wall condenser) uygulamaları hakkında da literatürde birçok çalışma yer almaktadır.

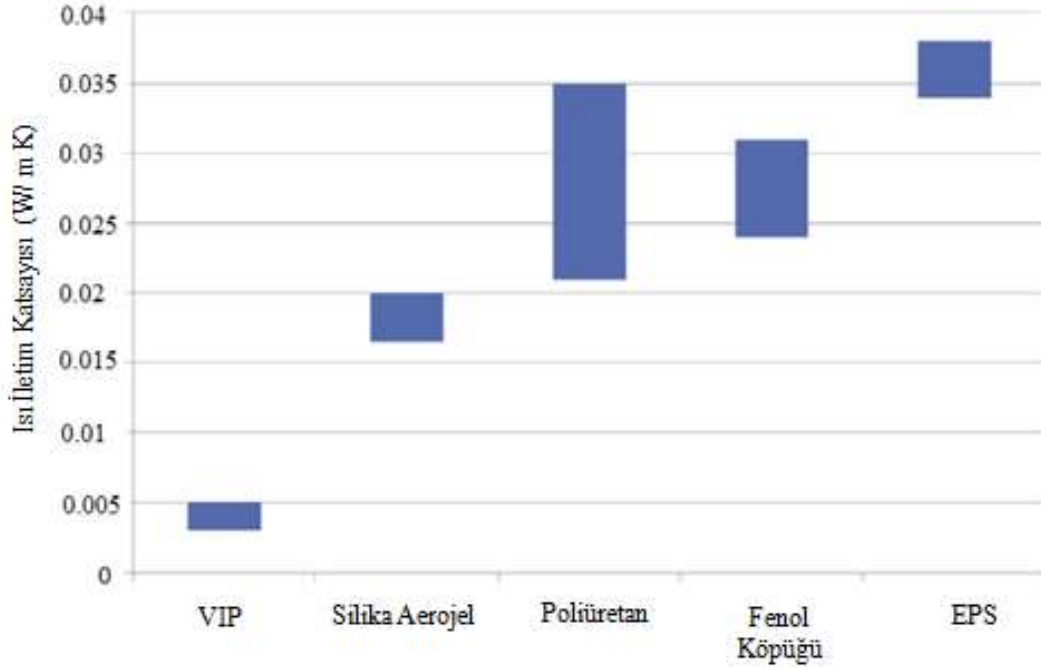
E.C.Hammond ve J.A.Evans yaptıkları Vakum İzolasyon Paneli (VIP) ile ilgili çalışmada, soğutma sektöründe yaygın olarak kullanılan poliüretan duvarına gömülü VIP'lerin fizibilitesini araştırmışlardır [3].

VIP'ler bariyer filmi içerisinde yer alan açık hücreli köpük lehvadan oluşmaktadır (Şekil 2.1). Kapalı bariyer film içerisinde yüksek düzeyde vakum bulunur. Filmin geçirmezliği sayesinde ve gaz emicinin varlığı ile bu vakum muhafaza edilmektedir. Gaz emici vakumu korumak için, panelin ömrü boyunca, su buharını, atmosferik gazları ve levha tarafından yayılan gazları emmektedir [3].



Şekil 2.1 : VIP yapısı [4].

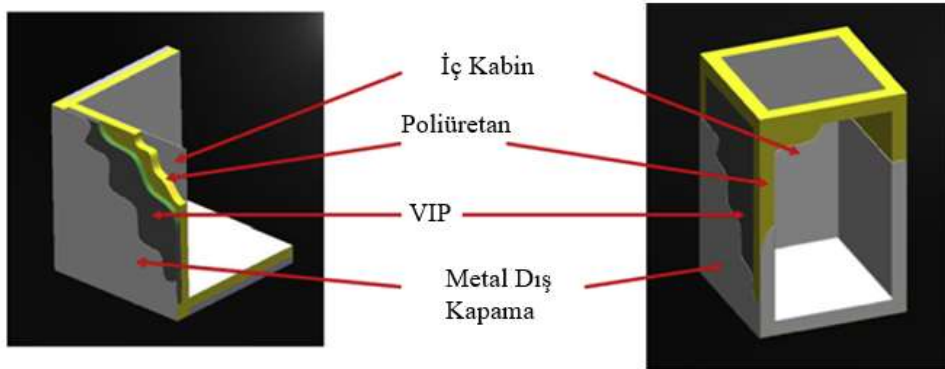
VIP'lerin ısı iletim katsayısı genellikle 0.003W/mK civarındadır (panelin orta kısmından ölçüm alındığında). Ancak film malzemesi panelin iletkenliğini bütün olarak etkilemekte ve komple panel göz önüne alındığında ısı iletim katsayısı 0.005W/mK olabilmektedir. Şekil 2.2'de bir dizi konvensiyonel yalıtımlar ile VIP'lerin ısı iletim katsayıları karşılaştırılmıştır. Bu değerler her bir yalıtım malzemesinin tipik bir performans aralığını göstermek için birden fazla kaynaktan alınmıştır [3,5-10].



Şekil 2.2 : Konvensiyonel yalıtım malzemeleri ve VIP'ler için ısı iletim katsayıları [3,5-10].

VIP'ler günümüzde, alan ve enerji verimliliğinin yüksek öneme sahip olduğu buzdolabı üretim sektörüne entegre edilmektedir. Vakum izolasyon panelleri poliüretan prosesi öncesinde yalıtımın dış duvarına karşı sabitlenir. Böylece, iç hacmi azaltmadan ısı kazancı azaltılmış olunur [3].

Bu paneller genel olarak yüzey alanının yaklaşık %80'ini kaplar, ancak köşelere ve kenarlara kadar uzanmaz. Dolap poliüretan köpük ile doldurulmadan önce VIP'ler dış katmana bant kullanılarak yapıştırılır. Sonuç olarak, poliüretan hacminden VIP'lerin hacminin azaltılması dışında, poliüretan prosesi değişmez. Şekil 2.3'de gömülü VIP'ler ile poliüretanlı bir gövde görülmektedir [3].

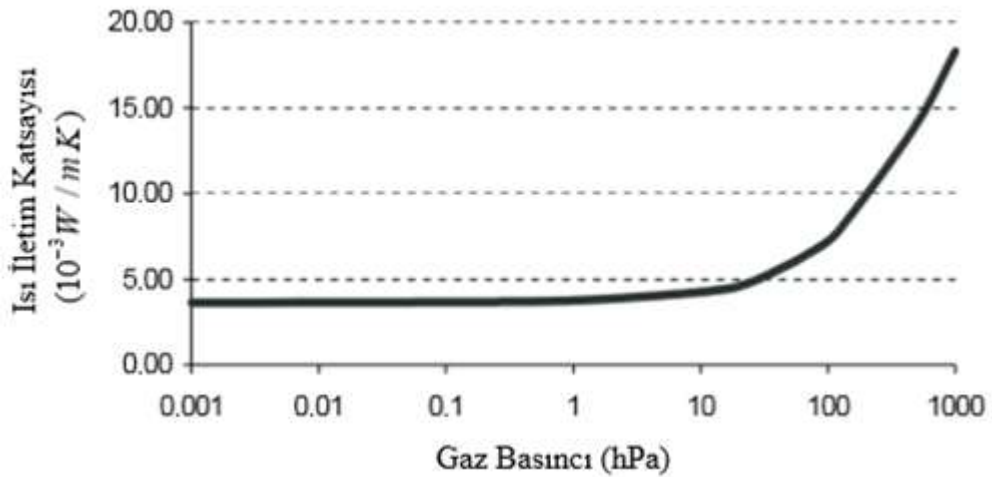


Şekil 2.3 : Gömülü VIP'e sahip poliüretanlı gövde [3].

E.C.Hammond ve J.A.Evans tarafından yapılan çalışmada da belirtildiği gibi vakum izolasyon paneli kullanılan dolap duvarlarında ısı iletim katsayısı düştüğü için, VIP'lerin buzdolaplarında enerji verimliliğine direkt etkisi olmaktadır [3].

Soğutma sektöründe kullanılan tipik buzdolabı ve dondurucu gövdelerinin yalıtımının ısı modellemesi, VIP'siz ve yalıtım duvarına gömülmüş VIP'li modeller için gerçekleştirilmiştir. Potansiyel enerji tasarrufu ve geri dönüş süreleri hesaplanmış, soğutucu için ortalama 9.7 yıl, dondurucular için 4.5 yıl bulunmuştur [3].

Çok düşük iç basınç ve mikro gözenekli panel çekirdeği sayesinde oldukça düşük ısı iletim katsayısına sahip olan VIP'lerin ısı iletim katsayısı iç basınca bağlı olarak değişir. Şekil 2.4'de ısı iletim katsayısının iç basınç ile değişim grafiği belirtilmiştir. Atmosfer basıncındaki ısı iletim katsayısı yaklaşık 0.019 W/m K'dir [6].

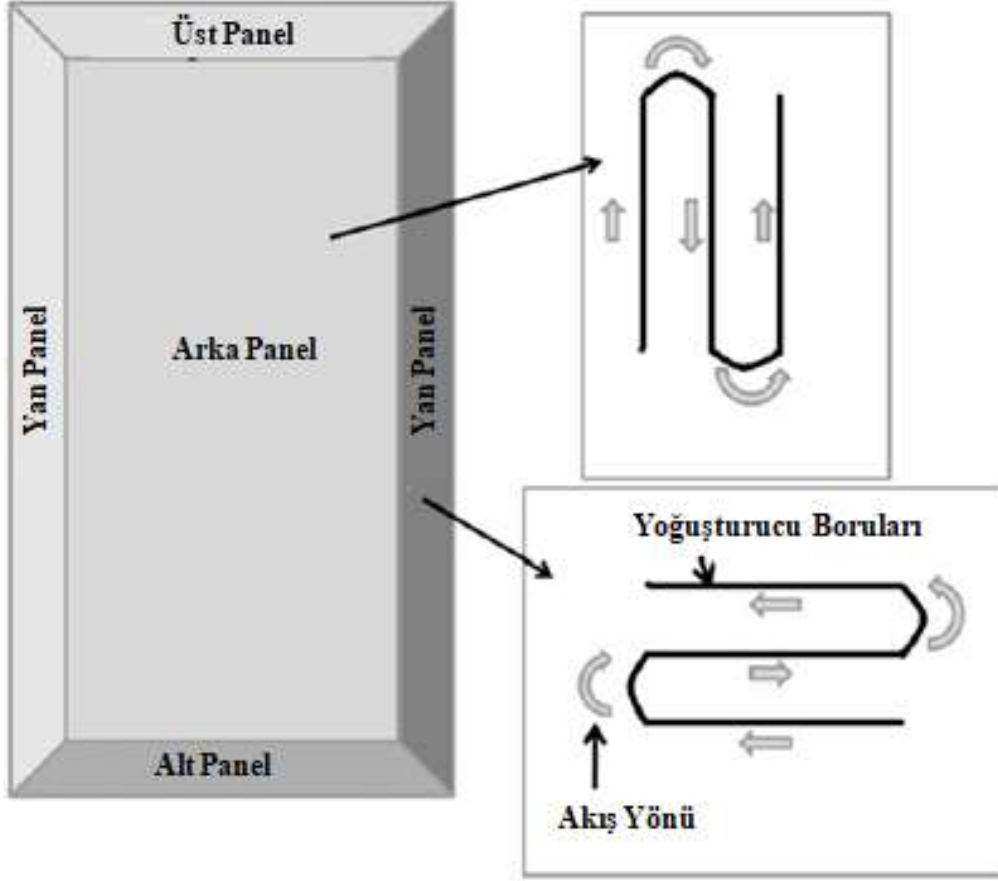


Şekil 2.4 : Isı iletim katsayısının iç basınç ile değişim grafiği [6].

J.K.Gupt ve M.Ram Gopal buzdolapları için sıcak duvar yoğuşturucu modellemesi üzerine çalışmalar yapmışlardır.

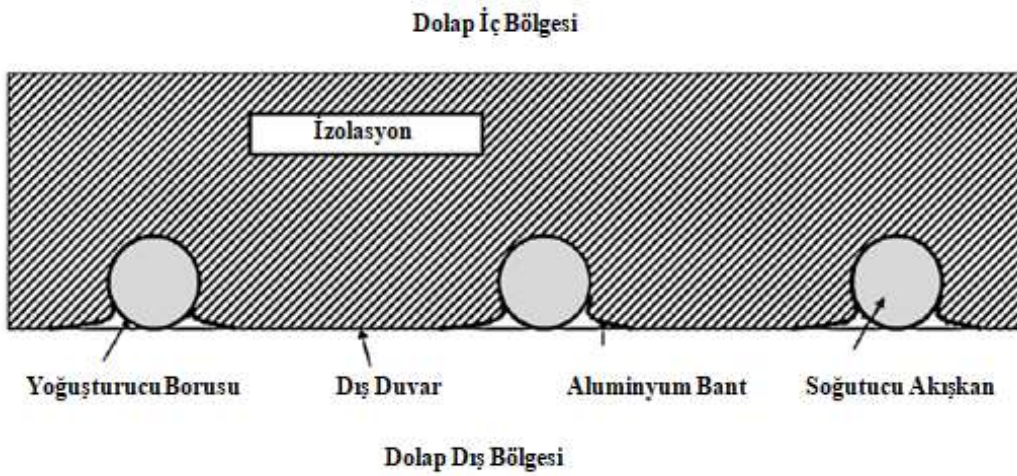
Buzdolaplarında yaygın olarak kullanılan iki tip yoğuşturucu bulunmaktadır. Birincisi kaynaklı teller ile birlikte yoğuşturucunun dolap gövdesi dışında yer aldığı modeldir. Diğeri ise dışarıdan görünmeyen dış duvar sacının iç tarafına yapıştırılmış modeldir. İkinci model aynı zamanda literatürde 'concealed', 'hot wall', 'flat-back' veya 'skin kondenser' olarak da kullanılmaktadır. Daha estetik bir görünüm ve tozdan korumanın yanı sıra, sıcak duvar yoğuşturucusu buzdolaplarının dış yüzeyinde, olası nem yoğuşmalarını da engellemektedir. Bu sebeple birçok buzdolabında bu tip yoğuşturucu

kullanılmaktadır. Sıcak duvar yoğuşturucularının boruları genellikle bakırdan veya bakır kaplı çelikten yapılmaktadır [11]. Bu borular Şekil 2.5’de belirtildiği gibi dolabın arka, yan, üst ve alt tarafında bulunan çelik dış sacların iç tarafına eklenmektedir.



Şekil 2.5 : Sıcak duvar yoğuşturucuları için farklı panellerde boru düzenlemesi [11].

Şekil 2.6’da ise bu tip yoğuşturucuların kesit görüntüsü yer almaktadır.



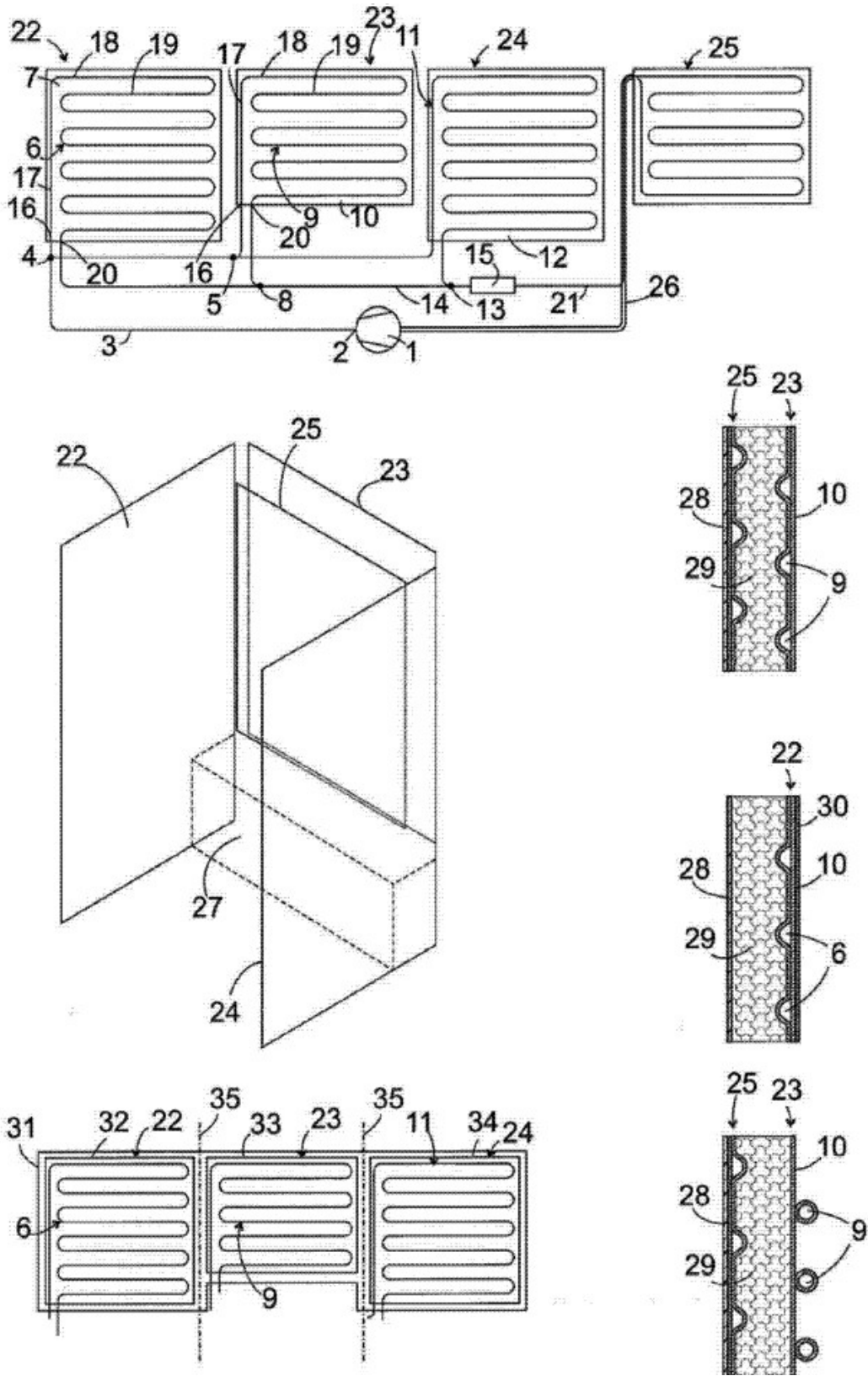
Şekil 2.6: Sıcak duvar yoğuşturucusu kesit görüntüsü [11].

Bu tip yoğuşturucularda boruyu yapıştıran alüminyum bant, yoğuşturucu borusu ile dış duvar sacını temas halinde tutmaktadır ve yoğuşturucu ısısının çoğunu buzdolabının iç bölgesine değil, dış bölgesine doğru atılmasını sağlamaktadır. Üzerinde yoğuşturucu borusu olan dış duvar ile dolap iç bölgesi izolasyon malzemesi ile doludur. Daha önce belirtildiği gibi sıcak duvar yoğuşturucuları bazı avantajlar sunmasının yanı sıra telli yoğuşturucu modellerine göre bazı dezavantajlara da sahiptir. Sıcak duvar yoğuşturucularında, eğer alüminyum bant poliüretan prosesi sırasında veya açma kapama çevrimleri sırasında, alternatif ısıtma ve soğutma sebebiyle özelliğini yitirirse, yoğuşturucu borusu dış sac ile temasını kaybedebilir. Bu yoğuşturucunun ısı atım kapasitesini ciddi oranda etkilemektedir. Ancak tecrübeler gösteriyor ki uygun bir tasarım ile yukarıdaki eksiklikler giderilebilmektedir [11].

Soğutma cihazlarında kullanılan sıcak duvar yoğuşturucusu ile ilgili patent araştırması yapılmış ve bu yoğuşturucuların kullanımıyla ilgili örnekler bulunmuştur.

Stefan Holzer'e ait 'skin kondenserli bir soğutucu' buluşu, depolama bölmesinin etrafını saran, ısı yalıtımlı gövde içeren bir soğutucu makinedir (Şekil 2.7). Soğutucu hattın bölümleri (6, 9, 11), gövdenin farklı dış yüzeyleri üzerinde düzenlenmiştir ve birbirine paralel olarak bağlanmıştır. Bahsedilen dış yüzeyler, gövdenin en az bir duvarını ve bir yan duvarını içerir. Soğutucu tertibatı olan bu bölümler (6,9,11), gövdenin dış duvarı (30) ve yalıtım malzemesi (29) arasına yerleştirilmiştir [14].

Soğutucu tertibatı olan bölümler (6,9,11), düz bir levha üzerinde düzenlenmiştir (7,10,12). Soğutucu akışkan borusu, her bir bölümde (6,9,11) üst kısımdan (18) başlayıp aşağıya doğru uzanarak karakterize edilir (19). Soğutucu akışkan borusunun her bir bölümü, ayrılma dallarının bulunduğu noktalardan (4, 5) yukarı doğru (18) sürekli bir doğrultuya sahiptir. Soğutucu akışkan borularının bölümleri (6, 9, 11), bir kurutucu filtre (15) ve bir kısılma vanasına (21) bağlanması ile karakterize edilir [12].



Şekil 2.7 : 'Skin kondenserli' bir soğutma cihazı [12].

3. TEORİK BİLGİLER

3.1 Korunum Denklemleri

3.1.1 Kütlein korunumu

Kütlein korunumu ilkesi bir Δt zaman aralığında sistemin toplam kütleindeki değişim, sistem sınırlarından giren kütle ile sistemden çıkan kütlein farkına eşit olmasıdır. Kütlein korunumu şu şekilde formülize edilir;

$$\frac{\partial m_{KH}}{\partial t} = \sum_{\text{giren}} \dot{m} - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} \quad (3.1)$$

Kartezyen koordinatlarda 3 boyutlu bir kontrol hacmi için;

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho u_y}{\partial y} + \frac{\partial \rho u_z}{\partial z} \right) = \frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilebilir [13].

Buradaki $\frac{D}{Dt}$ maddesel türevi, u ise hız vektörüdür. Silindirik koordinatlar için üç boyutta (r, θ, z) süreklilik denklemi ise;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilebilir [13].

3.1.2 Momentumun korunumu

Newton'un yasaları, cisimlerin hareketleri ile bunlara etkiyen kuvvetler arasındaki bağıntılardır. Newton'un birinci yasası, durmakta olan bir cismin hareketsiz kalacağını, hareket halindeki bir cismin üzerine etkiyen net bir kuvvet yoksa onun düz bir yörünge üzerinde aynı hızla hareketine devam edeceğini ifade eder. Dolayısıyla bir cismin eylemsizlik durumunu sürdürme eğilimindedir. Newton'un ikinci yasası, bir cisim ivmesinin, cisme etkiyen net kuvvet ile doğru orantılı ve cismin kütlesi ile ters

orantılı olduğunu belirtir. Newton'un üçüncü yasası ise, bir cisim ikinci bir cisme kuvvet uyguladığında, ikinci cismin de birinci cisme eşit ve ters yönde bir kuvvet uygulayacağını ifade eder. Bu nedenle, oluşan tepki kuvvetinin yönü sistem olarak seçilen cisme bağlıdır. Kütlesi m olan bir cisim için Newton'un ikinci yasası aşağıdaki gibidir [13];

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} = \frac{d(m\vec{V})}{dt} \quad (3.4)$$

Momentum, (mV) kütle ile hızın çarpımına eşittir. Kuvvet ve momentum vektörel olduğundan, net kuvvet cisim üzerine etki eden tüm kuvvetlerin vektörel toplamı ile bulunur. Kontrol hacmine etkiyen kuvvetler; kontrol hacminin tümüne etkiyen kütle kuvvetleri (yerçekimi, elektrik ve manyetik alan kuvvetleri gibi) ve kontrol yüzeyine etkiyen yüzey kuvvetleridir (basınç kuvvetleri, viskoz kuvvetler ve temas noktalarındaki kuvvetleri gibi). Kontrol hacmi analizinde belirli bir anda kontrol hacmine etkiyen tüm kuvvetlerin toplamı $\sum \vec{F}$ ile gösterilir ve şu şekilde ifade edilir [13].

$$\sum \vec{F} = \sum \vec{F}_{\text{kütle}} + \sum \vec{F}_{\text{yüzey}} \quad (3.5)$$

Sırasıyla silindirik koordinatlarda (r, θ, z) bileşenleri aşağıdaki gibidir.

$$\rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \quad (3.6.a)$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \quad (3.6.b)$$

$$= -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \quad (3.6.c)$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right)$$

3.1.3 Enerji korunumu

Enerji kapalı bir sistem sınırından ısı veya iş olarak geçebilir ve enerjinin korunumu ilkesi gereği bir proses esnasında sisteme giren veya çıkan net enerji, sistemin enerji miktarındaki değişime eşittir. Kontrol hacimlerinde kütleli debi yoluyla da enerji geçişi görülür ve enerji dengesi olarak da adlandırılan enerji korunumu ilkesi şu şekilde ifade edilir [13].

$$\dot{E}_{\text{giren}} - \dot{E}_{\text{çıkan}} + \dot{E}_{\text{üretim}} = \frac{dE_{\text{KH}}}{dt} \quad (3.7)$$

Daha ayrıntılı biçimde; kontrol hacmi içerisinde birim zamandaki iç enerji değişimi (1); giren, çıkan akışkan akışı ile transfer edilen net enerji (2), iletimle taşınan net ısı geçişi (3), birim zamanda üretilen ısı üretimi (4) ile kontrol hacminden çevreye yapılan net işin (5) toplamına eşit olmalıdır. Buna göre enerjinin korunumu denklemi Denklem 3.7;

[kontrol hacmi içerisinde birim zamandaki iç enerji değişimi]

+ [giren, çıkan akışkan akışı ile transfer edilen net enerji]

= [iletimle taşınan net ısı geçişi]

+ [birim zamanda üretilen ısı üretimi]

+ [kontrol hacminden çevreye yapılan net iş]

$$\left[\rho \frac{De}{Dt} \right] + \left[e \left(\frac{De}{Dt} + \rho \nabla \cdot \mathbf{u} \right) \right] = \left[-\nabla q \right] + \left[q \right] - \left[P \nabla \cdot \vec{V} - \mu \phi \right] \quad (3.8)$$

halini alır. Denklem 3.8'den de görüldüğü gibi (5) no' lu iş terimidir. Burada ϕ viskoz ısınmayı temsil eden fonksiyondur. Entalpinin tanımı $h = e + \left(\frac{1}{\rho}\right)P$ ve Fourier ısı iletimi kanunu $q'' = -k\nabla T$, yardımıyla Denklem 3.8 sıkıştırılamaz bir akış için ise;

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k\nabla T) + q'' + \mu\phi \quad (3.9)$$

halini alır. Denklemi iki boyutlu (r,x) kararlı ısı üretiminin bulunmadığı Newton tipi sıkıştırılamaz bir akış için sabit fiziksel özellikler kabulüyle silindirik koordinatlarda şu şekilde yazılabilir;

$$\rho c_p \left(u_r \frac{\partial T_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T_\theta}{\partial \theta} + u_x \frac{\partial T_x}{\partial x} \right) = k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T_x}{\partial x^2} \right) + \mu\phi \quad (3.10)$$

elde edilir. Burada, ϕ viskoz ısınma ile oluşan kaybın fonksiyonudur, bu fonksiyon şu şekilde ifade edilir [13];

$$\phi = 2 \left[\begin{aligned} & \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r} \right)^2 \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right)^2 \\ & + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r} \right)^2 - \frac{1}{3} (\nabla \cdot \vec{V})^2 \end{aligned} \right] \quad (3.11)$$

3.2 Isı İletimi

3.2.1 Isı iletiminin diferansiyel denklemi

Isı transferi iletim, taşınım ve ışıyım ile olabilmektedir. Buzdolabı duvarlarında olan ısı transferi çoğunlukla ısı iletimi ile ilgilidir. Isı iletimi iç enerjinin mikroskobik difüzyon yoluyla ve moleküller, atomlar, elektronların çarpışmaları ile aktarımıdır. İç enerji, hızla titreşen atomların ve moleküllerin etkileşimde olduğu komşu partiküllere yayılmaktadır. Makroskobik olarak, ısı iletimi, sıcaklık gradyanının zıt yönünde makroskobik hareket olmadan iç enerjinin yayılımıdır. Bu proses ısı iletiminin diferansiyel denklemi ile tanımlanabilmektedir. Birim hacim içindeki enerjinin değişim miktarı, o hacmin sınırlarından geçen ısı akısına eşittir [14].

$$\frac{\partial(\rho c T)}{\partial t} = -\text{div} \vec{q} \quad (3.12)$$

$T = az + b$ ρ yoğunluk, c özgül ısı kapasitesi ve \vec{q} ısı akısı vektörüdür (W / m^2).

Isı akısı vektörü, Fourier kanunu ile ilişkilidir [15].

$$\vec{q} = -k \text{ grad } T \quad (3.13)$$

k ısı iletim katsayısı, bir malzemenin fiziksel ve kimyasal yapısına bağlı olarak o malzemenin ısıyı ne kadar ilettiğinin ifadesi olarak tanımlanmaktadır. Buzdolapları gövdesinde kullanılan poliüretan malzemenin ısı iletim katsayısı düşüktür. Yaklaşık 0.02-0.035 W / mK aralığındadır [15].

Denklem 3.13'de bulunan eksi (-) işaretinden anlaşılacağı üzere, ısı sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru yayılmaktadır. Denklem 3.12 ve Denklem 3.13'de bilinmeyenlerin değişimi ile, bir ortogonal koordinat sistemi elde edilebilmektedir [15].

$$\frac{\partial(\rho c T)}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.14)$$

Malzemeyi homojen ve izotropik olarak düşünmek, kabul edilebilir bir yaklaşımdır. Bu sebeple ρ , c ve k değerleri sabittir. Bu durumda denklem aşağıdaki gibi yazılabilmektedir;

$$\frac{\partial(T)}{\partial t} = \frac{k}{\rho c} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.15)$$

$\frac{k}{\rho c}$ sabit katsayılar grubu ısı difüzyon olarak adlandırılmaktadır [15].

3.2.2 Sürekli rejimde bir boyutlu ısı transferi

Sürekli rejimde bir boyutlu ısı transferi düşünüldüğünde, Denklem 3.15 aşağıdaki gibi basit bir şekilde yazılmaktadır;

$$\frac{d^2T}{dz^2} = 0 \quad (3.16)$$

$$q_z = -k \frac{dT}{dz} \quad (3.17)$$

Denklem 3.16'nın iki kez integrale edildiğinde,

$$T = az + b \quad (3.18)$$

Yüzey sıcaklığı $z=0$, $T=T_0$ bu sınır koşulu integral sabiti olan b değerinin elde edilmesini sağlamaktadır. Sınır koşulu Denklem 3.18'e uygulandığında, $b = T_0$ elde edilmektedir. Denklem 3.17 düzenlendiğinde,

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{q_z}{k} \quad (3.19)$$

Bu denklemden, Denklem 3.20 elde edilmektedir.

$$a = -\frac{q_z}{k} \quad (3.20)$$

Son olarak b ve a yerine konulduğunda,

$$T = T_0 - \frac{q_z}{k} z \quad (3.21)$$

Isı akısı aşağıdaki şekilde ifade edilebilmektedir.

$$q_z = -\frac{k}{L} (T_1 - T_0) \quad (3.22)$$

L_1 , L_2 ve L_3 kalınlığında ve ısı iletim katsayıları k_1 , k_2 , k_3 olan üç paralel levha ele alındığında, her levha üzerinden aynı ısının geçtiği, seri ısı direnç olarak düşünülmektedir. Böylece,

$$q = \frac{k_1}{L_1} (T_1 - T_0) = \frac{k_2}{L_2} (T_2 - T_1) = \frac{k_3}{L_3} (T_3 - T_2) \quad (3.23)$$

Burada $q = |q_z|$ ısı akısının mutlak değeri olmaktadır. Denklem 3.23'de sıcaklıklar aşağıdaki gibi yazılabilmektedir;

$$T_1 - T_0 = \frac{qL_1}{k_1} \quad (3.24.a)$$

$$T_2 - T_1 = \frac{qL_2}{k_2} \quad (3.24.b)$$

$$T_3 - T_2 = \frac{qL_3}{k_3} \quad (3.24.c)$$

Denklemler alt alta toplandığında, T_1 ve T_2 gitmekte ve aşağıdaki denklem elde edilmektedir.

$$q = \frac{T_3 - T_0}{\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3}} \quad (3.25)$$

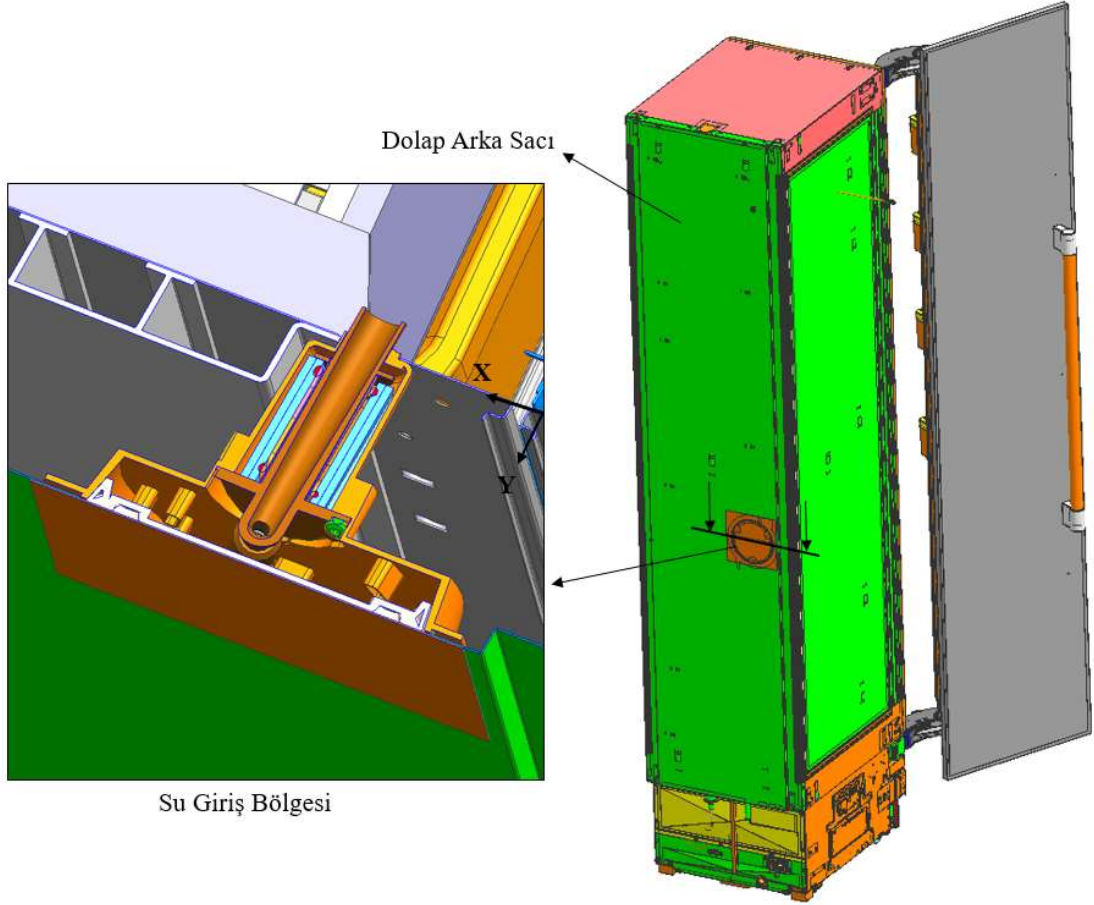
n sayıda levha üzerinden geçen ısı akısı için, formül aşağıdaki gibi genelleştirilebilir. Levha kalınlıkları ve ısı iletim katsayıları bilinmelidir [15].

$$q = \frac{T_n - T_0}{\sum_{i=1}^n \frac{L_i}{k_i}} \quad (3.26)$$



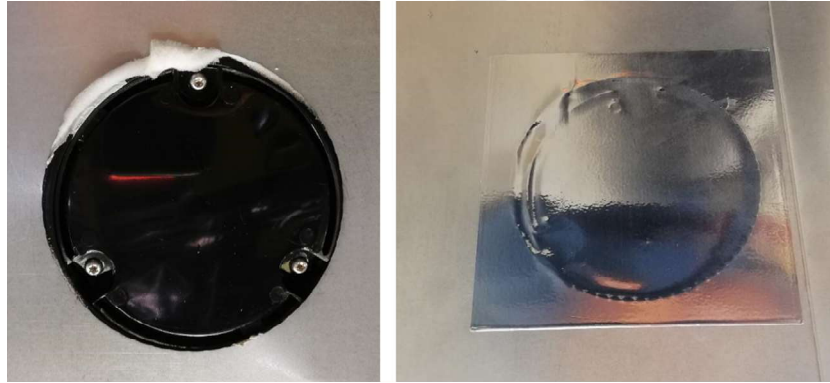
4. SAYISAL ÇÖZÜMLEME ÇALIŞMALARI

Sayısal çözümleme yapılacak olan yer, Şekil 4.1’de gösterildiği gibi, 450 mm genişliğinde, 2100 mm yüksekliğinde, 600 mm derinliğinde, 242.4 litre iç hacminde gardırop tipi tek kapı dondurucunun arka duvarında yer alan su giriş bölgesidir. Gardırop tipi dondurucular otomatik buz yapma özelliğine sahiptir. Şebeke su hattına direkt bağlı olan dondurucuya gelen su bir valf yardımıyla kontrol edilir. Gelen su önce bir filtreden geçirilir, filtreden geçen su daha sonra Şekil 4.1’deki kesitten geçerek buz yapma ünitesine yönlendirilir. Buz ihtiyacı oldukça bu bölgeden su geçer, normalde bu kesitte su bulunmayıp sadece buz yapma ünitesine su taşınacağı zaman bu bölgede su bulunur. Bu sebeple çalışmalarda normal durum için analiz yapılmış ve bu bölgede havanın olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 4.1 : Dondurucu su giriş bölgesindeki sayısal çözümleme kesiti.

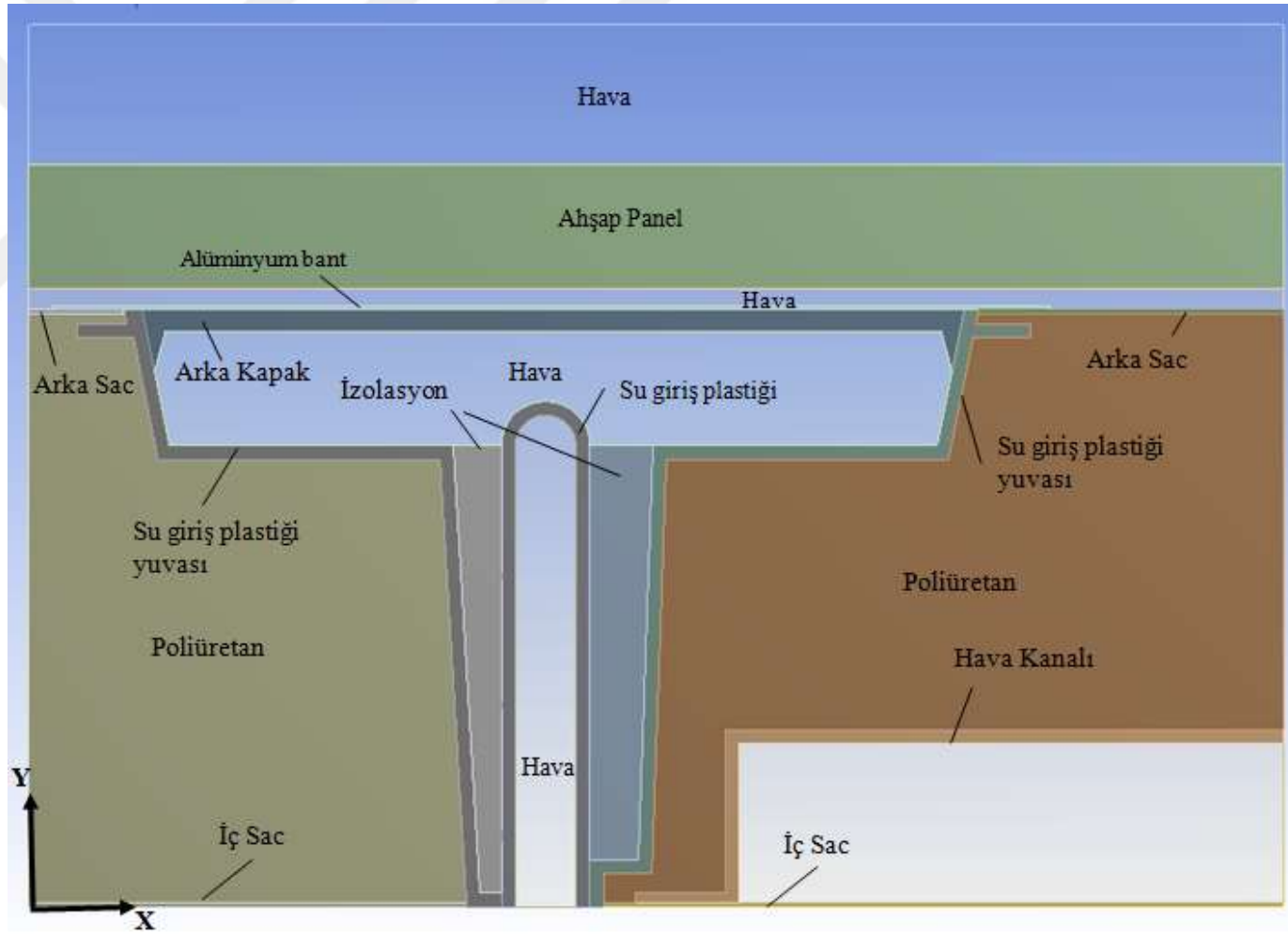
Sayısal çözümlene çalışmaları için birinci durumda dondurucu arka duvarında bulunan su giriş bölgesi kritik kesiti iki boyutlu olarak modellenmiştir. Şekil 4.2’de dondurucu arkasında yer alan su giriş plastiği bölgesindeki arka kapak ve üzerine yapıştırılan alüminyum bant fotoğrafı yer almaktadır. Bu çalışmada, birinci durum için dondurucu gövdesinde görülebilecek olası yoğuşmanın önüne geçebilmek için dondurucuda yoğuşma açısından riskli olabilecek su giriş bölgesindeki sıcaklık değerlerinin tespiti amacıyla sayısal çözümlene yapılmıştır. Sayısal çözümlene sonucu yüzey sıcaklık değerleri tespit edilip, bulunan sıcaklık değerlerini 25°C ve %80 bağıl nem şartlarında yoğuşma sıcaklığı üzerine çıkarabilmek adına çözüm yöntemleri belirlenmiştir. Belirlenen çözüm yöntemleri için de sayısal çözümlene yapılarak iyileştirme sağlanmıştır. Çözümlerden biri dondurucu gövdesine vakum izolasyon panelinin ilave edilmesi, diğeri ise soğutma çevriminden yararlanılarak bu bölgeye ısı taşıyacak bir borunun dondurucu arka sacından geçirilmesidir.



Şekil 4.2 : Dondurucu arka duvarında yer alan arka kapak ve alüminyum bant.

4.1 Geometrinin Oluşturulması

Sayısal çözümlenenin yapılacağı bölge, dondurucu içinde yer alan sacdan başlayarak, dondurucu arkasındaki hava hacminin de belirli bir miktarının dahil olduğu bölge ile sınırlandırılmış olup, x yönünde ve y yönünde 180mm x 126.9mm boyutunda bir alan olarak belirlenmiştir. Dondurucu üzerinde var olan ancak hesaplamaları sayısal çözümlene sonuçlarına etki etmeyecek olan bazı parçalar modellemeye dahil edilmemiştir. Oluşturulan geometriye ait iki boyutlu modelleme Şekil 4.3’de belirtilmiştir. Geometri ANSYS 18.2 programında bulunan DesignModeler ile oluşturulmuştur.



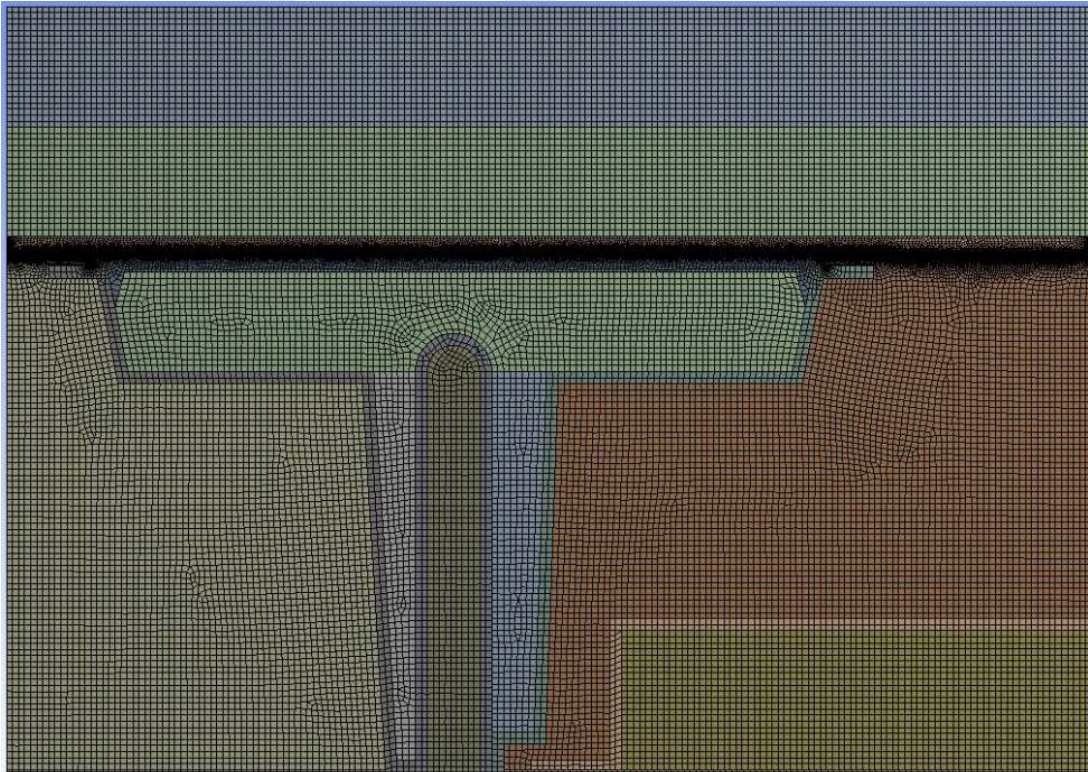
Şekil 4.3 : Dondurucu su giriş bölge kesitinin sayısal çözümleme modeli.

4.2 Çözüm Ağının Oluşturulması

Geometrinin oluşturulmasından sonraki adım, model üzerinde çözüm ağının oluşturulmasıdır. Geometri için 103200 mertebesinde elemandan oluşan yapısal bir çözüm ağı oluşturulmuştur. Sıcaklık grafiğinin inceleneceği alüminyum bant ve arka sac bölgeleri için çözüm ağı sıklığı artırılarak daha doğru sonuçların elde edilmesi sağlanmıştır. Oluşturulan çözüm ağı Şekil 4.4’de belirtilmektedir. Çalışmada ANSYS Mesh modülü kullanılmıştır. Çözüm ağı kalitesini belirleyen parametrelerden biri minimum ‘ortogonal kalite’ ve diğeri ise ‘aspect ratio’ diye adlandırılan çözüm ağının en büyük kenarı ile en küçük kenarı oranıdır. Hesaplamalarda kullanılan çözüm ağına ait kalite değerleri aşağıda belirtilmiştir.

Minimum Ortogonal Kalite 0.296077

Maximum Aspect Ratio 10.2489



Şekil 4.4 : Çözüm ağ yapısı.

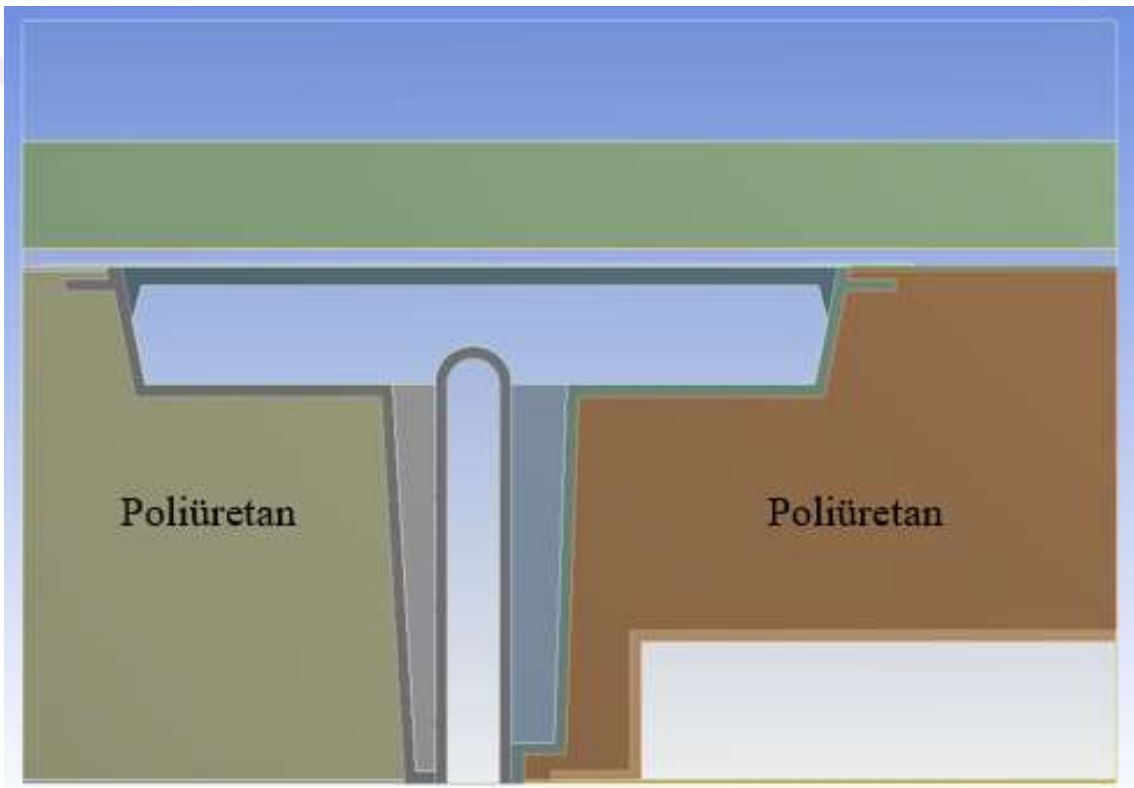
4.3 Çözüm Modelinin Oluşturulması

Sayısal modelleme esnasında, iki boyutlu model ve çözüm ağının oluşturulmasından sonraki adım, problemin çözümüne yönelik genel kabullerin ve sınır şartların

tanımlandığı çözüm modeli oluşturma sürecidir. Çalışma boyunca, sayısal modelin oluşturulup çözülmesinde ticari Computational Fluid Dynamics (CFD) yazılımı olan ANSYS Fluent programı kullanılmıştır. Sayısal çözümleme için enerji denklemi aktif edilerek sıcaklık dağılımları bulunması sağlanmıştır.

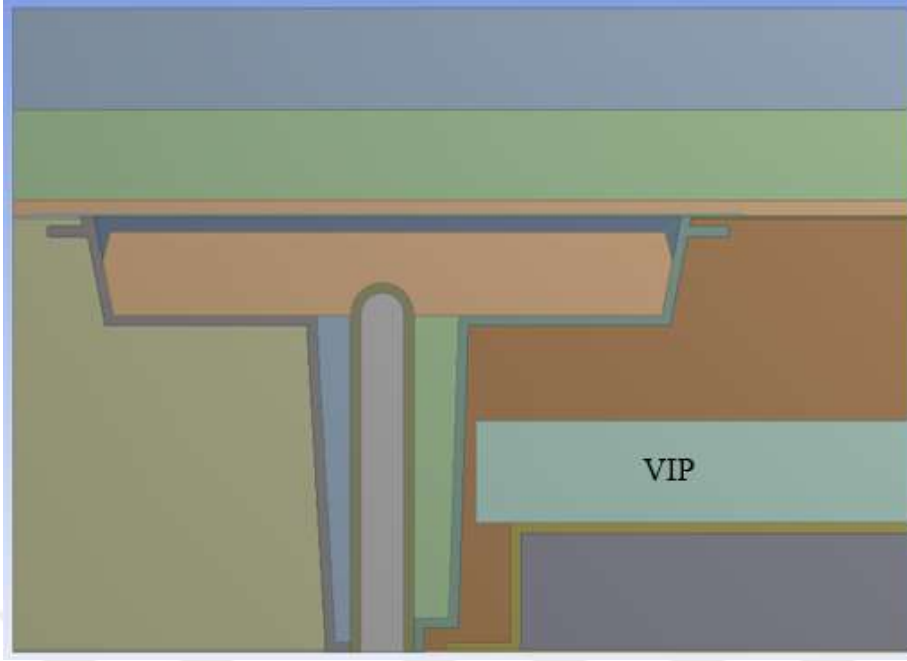
Sayısal çözümlemede üç ayrı durum için modelleme yapılmış ve her durum ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

Birinci durum olan modellemede, gövde arka duvarında, hava kanalı ile arka sac arasında sadece poliüretan izolasyonuna sahip dondurucuda sayısal çözümleme yapılmıştır. Sayısal model Şekil 4.5’de belirtilmiştir.



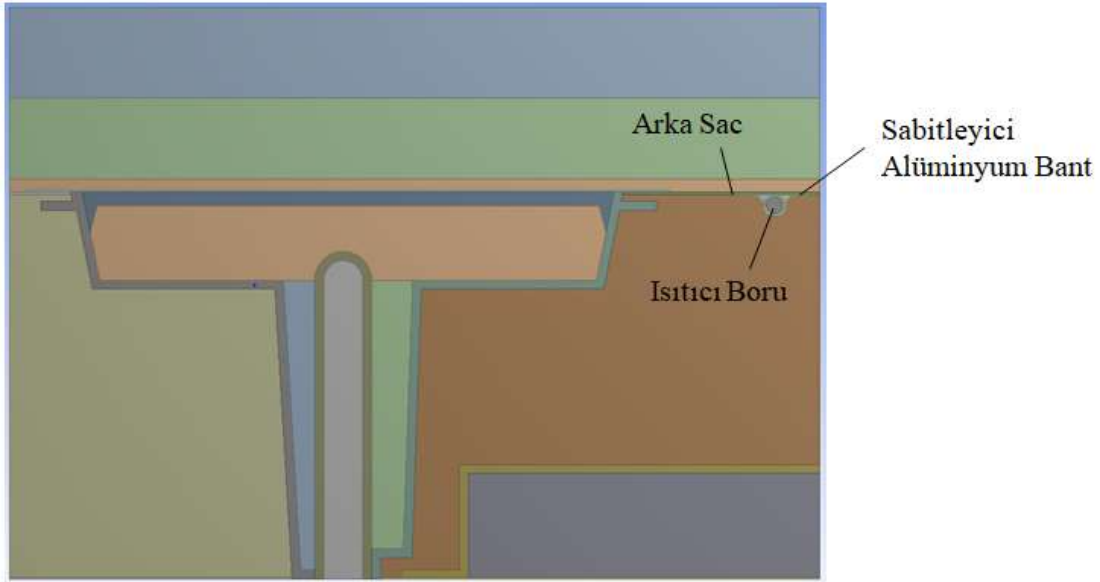
Şekil 4.5 : Birinci durum için dondurucu kesitinin sayısal modeli.

Çözüm geometrilerinden biri olan hava kanalı üzerine vakum izolasyon paneli ilave edilen model, ikinci durum olarak incelenmiştir. Hava kanalı üzerine ilave edilen vakum izolasyon panelinin ısı iletim katsayısı poliüretana göre daha düşüktür. Vakum izolasyon panelinin ilavesi ile yoğuşma oluşabilecek yüzeylerdeki sıcaklıkların artırılması planlanmıştır. İkinci durumun modeli Şekil 4.6’da belirtilmiştir. Sayısal çözümleme buna göre yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir.



Şekil 4.6 : İkinci durum için dondurucu kesitinin sayısal modeli.

Son olarak, üçüncü durum çözüm geometrisi olan, Şekil 4.7'de belirtilen gövde arka duvarında bulunan sacın üzerine, içinden sıcak akışkan geçirilen borunun sabitleyici alüminyum bant ile teması sağlanmış olup bu durum için değerlendirmeler yapılmıştır.



Şekil 4.7 : Üçüncü durum için dondurucu kesitinin sayısal modeli.

Her durum için sayısal çözümlenmelerde kritik görülen arka kapak üzerine yapıştırılan alüminyum bant üzerindeki sıcaklıklar ve dondurucu arka sacları üzerindeki sıcaklıklar incelenmiştir.

4.4 Malzemeler ve Sınır Şartları

4.4.1 Malzeme çeşitleri

Gardırop tipi dondurucu üretiminde ve testlerin yapılmasında çeşitli malzemeler kullanılmaktadır. Kullanılan bu malzemelerin yoğunluk, özgül ısı ve ısı iletim katsayıları Çizelge 4.1’de belirtilmiştir. Dondurucu gövde iç yüzeyinde alüminyum sac kullanılmıştır. Kullanılan bu sac, iç sac olarak adlandırılmıştır. İç saca yapıştırılan hava kanalının, su giriş plastiğinin, su giriş plastiği yuvasının ve arka kapağın hammaddesi ABS (Akrilonitril Bütadien Stiren) plastiktir. Dondurucu arka sac malzemesi olarak çelik (DX51) kullanılmıştır. Arka sac ile iç sac arasındaki boşlukta yalıtım malzemesi olan poliüretan kullanılmaktadır. Arka kapak üzerinde alüminyum bant bulunmaktadır (Şekil 4.2). Su giriş plastiğinin etrafı izolasyon malzemesi olan açık hücreli poliüretan sünger ile sarılmıştır. Bu malzemenin özellikleri de dondurucu izolasyon malzemesi olarak kullanılan poliüretan ile aynı alınmıştır. Ayrıca testler sırasında gerçek durumu yansıtabilmek adına dondurucu çevresi ahşap panel ile kapatıldığından, ahşap malzeme özellikleri de Çizelge 4.1’de belirtilmiştir. Kullanılan tüm parçalar Şekil 4.3’de belirtilen modelde gösterilmiştir.

Çizelge 4.1 : Gardırop tipi dondurucu malzemelerinin ısıl özellikleri.

Malzeme Çeşidi	Yoğunluk kg / m^3	Özgül Isı $J / kg K$	Isı İletim Katsayısı $W / m K$
Poliüretan	40	1470	0.024
Çelik DX51	7800	490	60
Plastik (ABS)	1050	1600	0.17
Alüminyum	2719	871	202.4
Vakum İzolasyon Paneli	185	800	0.0035
Ahşap Panel	700	2310	0.173

4.4.2 Sınır şartları

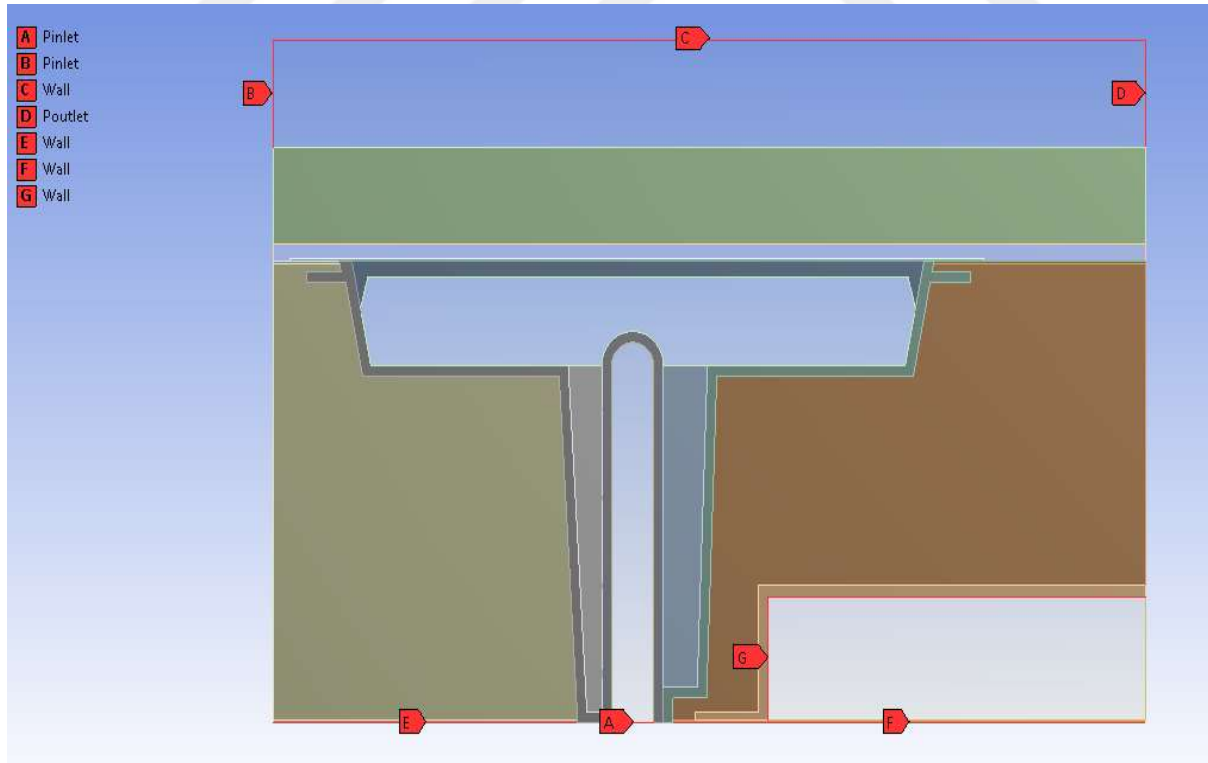
Dondurucu içindeki su giriş bölgesi için basınç girişi, dondurucu arkasındaki hava için basınç girişi ve çıkışı sınır şartları tanımlanmıştır. Dondurucu içindeki sacların ve hava kanalının sıcaklıkları ölçülebildiğinden, bu bölge için de duvar sınır şartı tanımlanıp Şekil 4.8’de belirtilmiştir. Sayısal çözümlemede kullanılan sınır şartları Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3’de belirtilmiştir.

Çizelge 4.2 : Sayısal çözümlemede kullanılan birinci ve ikinci durum sınır şartları.

Sınır Şartları			Sıcaklık (°C)	Basınç (Pa)
A	Pinlet	Su giriş plastiği	-19.8	0
B	Pinlet	Arka hava	25	0
C	Wall	Arka hava	25	0
D	Poutlet	Arka hava	25	-0.1
E	Wall	İç sac	-20.3	0
F	Wall	İç sac	-20.3	0
G	Wall	Hava Kanalı	-21.6	0

Çizelge 4.3 : Sayısal çözümlemede kullanılan üçüncü durum sınır şartları.

Sınır Şartları			Sıcaklık (°C)	Basınç (Pa)
A	Pinlet	Su giriş plastiği	-18.8	0
B	Pinlet	Arka hava	25	0
C	Wall	Arka hava	25	0
D	Poutlet	Arka hava	25	-0.1
E	Wall	İç sac	-18.5	0
F	Wall	İç sac	-18.5	0
G	Wall	Hava Kanalı	-18.8	0



Şekil 4.8 : Çözümleme için kullanılacak olan sınır şartları.

4.5 Yoğuşmanın Oluşmaması İçin Gerekli Minimum Yüzey Sıcaklıkları

Sıcaklık ve bağıl nem değerleri için literatürde yer alan yoğuşma sıcaklıkları Çizelge 4.4'de verilmiştir. Gardırop tipi dondurucunun test koşulları 25°C ve %80 bağıl nem olduğu için, yoğuşma sıcaklığı olan 21.31°C'nin altındaki yüzey sıcaklıkları yoğuşmanın başlangıcı olarak kabul edilir.

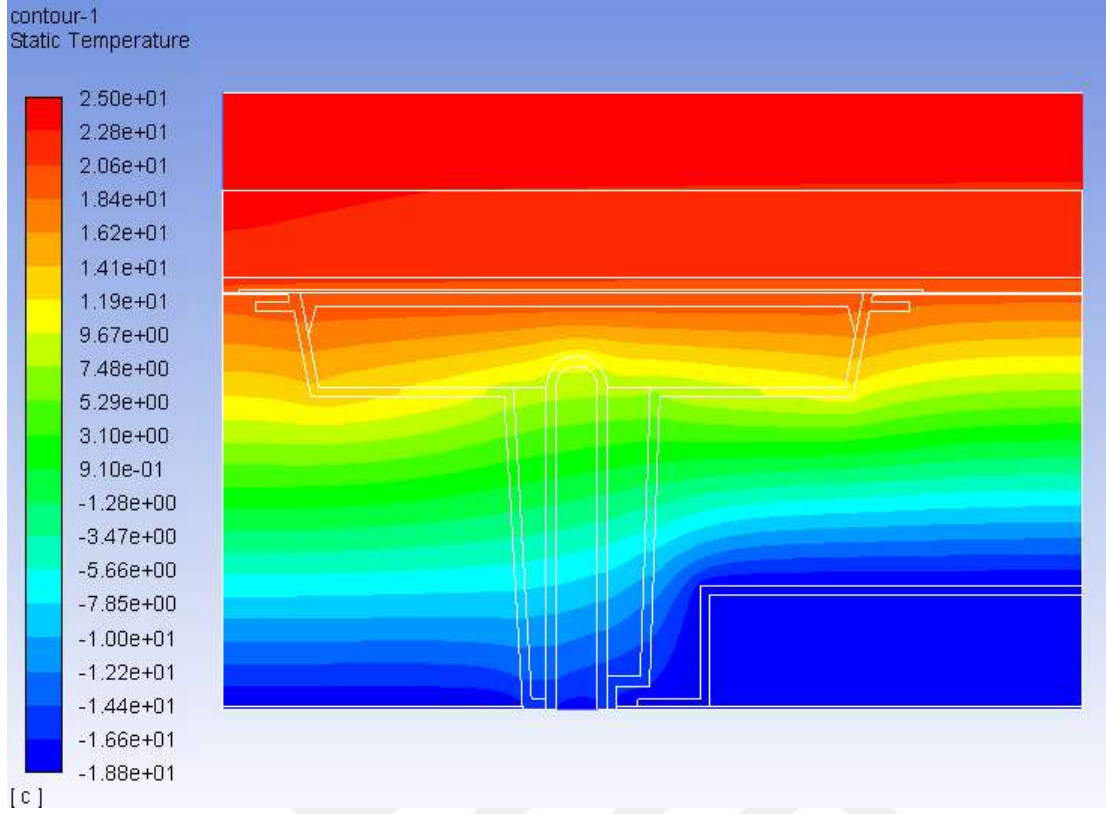
Çizelge 4.4 : Farklı sıcaklık ve bağıl nem değerleri için yoğuşma sıcaklıkları.

Sıcaklık (°C)	Yoğuşma Sıcaklıkları (°C) (ÇN)		
	Bağıl Nem (%)		
	80	75	70
25	21.31	20.26	19.15
24	20.34	19.3	18.19
23	19.36	18.33	17.24
22	18.39	17.37	16.28

4.6 Sayısal Çözümleme Sonuçları

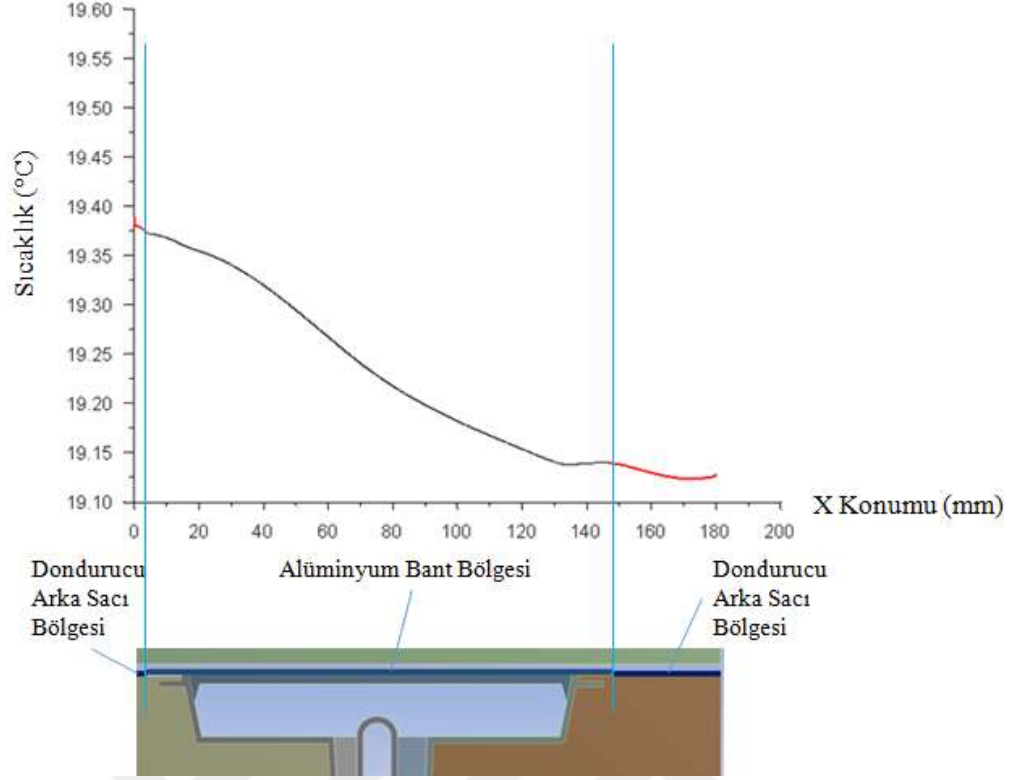
4.6.1 Birinci durum için sayısal çözümleme sonuçları

Gardırop tipi dondurucuda, şebekeden alınan suyun buz yapma ünitesine taşınması amacıyla, alınan su öncelikle bir filtreden geçirilerek dondurucu arka duvarında bulunan su giriş bölgesinden buz yapma ünitesine yönlendirilir. Suyun giriş yaptığı bu bölgedeki izolasyon miktarı, diğer bölgelerle kıyaslandığında yeterli seviyede değildir. Bu nedenle dondurucu gövdesinin dış yüzeylerinde yoğuşma görülebilme ihtimali açısından en kritik yer, arka kapağın üzerine yapıştırılan alüminyum bant ve arka sac yüzeyidir. Bu yüzeylerde sıcaklığın 25°C ve %80 bağıl nem şartları için Bölüm 4.5'te belirtilen 21.31°C'den düşük olması durumunda yoğuşma görülecektir. Birinci durum sayısal çözümlemesinde dondurucu için en kritik bölge olan, su giriş bölge kesitindeki sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Birinci durum için gövde arka duvarında, hava kanalı ile arka sac arasında sadece poliüretan izolasyonu bulunmaktadır. Şekil 4.5'deki modele göre sayısal çözümleme yapılmıştır. Bu bölge kesiti için sıcaklık dağılımı Şekil 4.9'da gösterilmiştir.



Şekil 4.9 : Birinci durum için kesit bölgesinde sıcaklık dağılımı.

Dondurucu arka kapağına yapıştırılan alüminyum bant ve arka sacların üzerindeki sıcaklık dağılım grafiği Şekil 4.10'da belirtilmiştir. Alüminyum bant üzerindeki minimum sıcaklık değeri $x=135\text{mm}$ 'de 19.15°C 'dir. Deneylerde ısı çiftin bağlandığı arka kapağın orta noktasında ($x=75.1\text{mm}$) sıcaklık değeri ise 19.22°C olarak bulunmuştur. Alüminyum bantın sağındaki arka sacda sıcaklık değerinin alüminyum banta göre daha düşük olduğu görülmektedir. Arka sacdaki sıcaklık değerlerinin daha düşük bulunmasının en önemli sebebi bu bölgenin hava kanalına daha yakın olmasıdır. Hava kanalı cidarındaki düşük sıcaklık değeri, alüminyum bant ve sağ arka sac üzerinde, x yönüne doğru gidildikçe sıcaklık değerinde düşüşe sebep olmuştur ve poliüretan yalıtımı bu bölgede yetersiz kalmıştır. Alüminyum bant ve arka sac bölgesinde bulunan maksimum ve minimum sıcaklık değerleri arasındaki fark oldukça düşüktür, yaklaşık 0.25°C mertebesindedir. Bulunan sıcaklık değerlerinin tamamı 21.31°C 'nin altında kalmıştır. Bu sebeple gerek alüminyum bantta gerekse arka sacda yoğuşma meydana gelecektir.



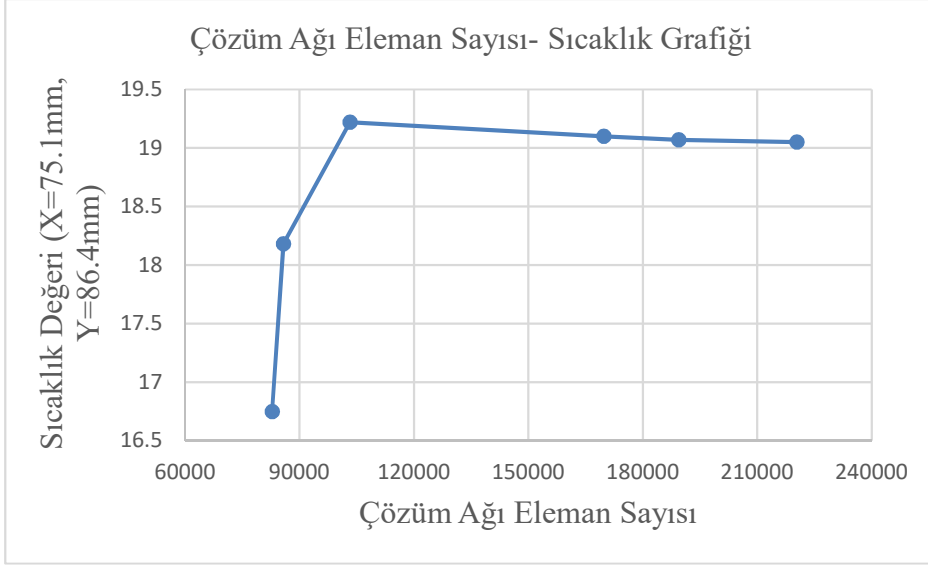
Şekil 4.10 : Birinci durumda arka sac ve Al bant yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı.

4.6.2 Çözüm ağındaki eleman sayısının sıcaklığa etkisi

Birinci durum için Bölüm 4.2’de belirtildiği şekilde 103200 mertebesinde elemandan oluşan yapısal bir çözüm ağı oluşturulmuştur. Çözüm ağındaki eleman sayısının yeterliliğini doğrulamak amacıyla Çizelge 4.5’de belirtildiği gibi farklı adetler için alüminyum bant orta noktasından sıcaklık değerleri sayısal olarak hesaplanmıştır ve grafiği Şekil 4.11’de gösterilmiştir. Çözüm ağı eleman sayısı için 100000’den fazla eleman kullanılmasının sonucu etkilemediği görülmüştür. Böylece sayısal çözümlemede kullanılan çözüm ağı yapısındaki eleman sayısının yeterli olduğu tespit edilmiştir.

Çizelge 4.5 : Farklı eleman sayısı için hesaplanan sıcaklık değerleri.

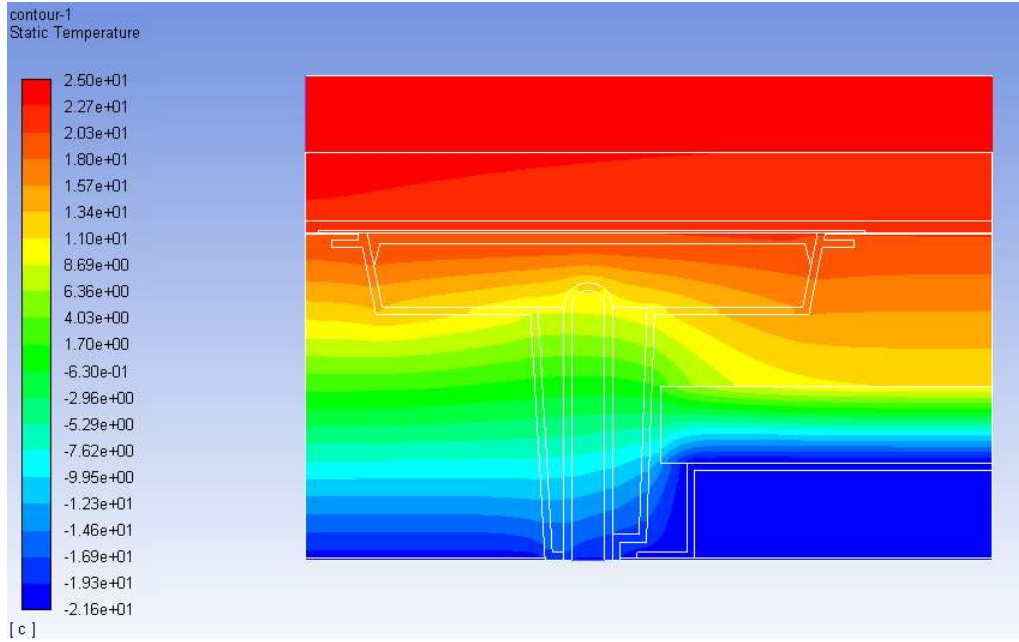
Çözüm Ağı Eleman Sayısı (Adet)	Alüminyum Bant Üzerindeki Sıcaklık (X=86.4mm, Y=75.1mm) (°C)
82823	16.75
85797	18.18
103276	19.22
169811	19.1
189428	19.07
220350	19.05



Şekil 4.11 : Çözüm ağı eleman sayısı- sıcaklık grafiği.

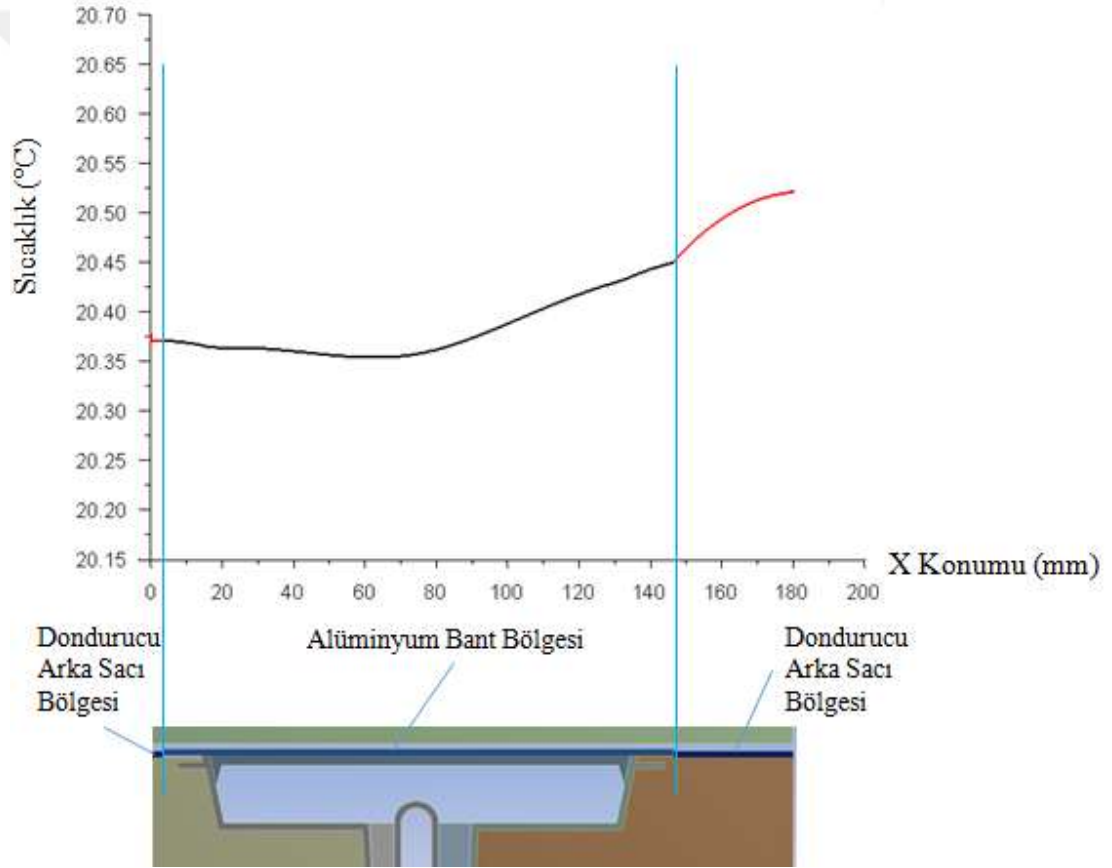
4.6.3 İkinci durum için sayısal çözümler sonuçları

VIP ilavesi yapılan ikinci durumda, kritik bölge sıcaklıklarını yükseltebilmek için hava kanalı üzerine ısı iletim katsayısı poliüretana göre daha düşük olan 20mm kalınlığında vakum izolasyon paneli yerleştirilmiştir. Panelin konumu olarak tasarım gereği hava kanalının üstü seçilmiştir. Bu panelin kritik bölge olan alüminyum bant ve dondurucu arka sacları üzerindeki sıcaklık dağılımına etkisi incelenmiştir. Şekil 4.6’da belirtilen modele göre çözümler yapılmıştır. Kesit bölgesindeki sıcaklık dağılımı Şekil 4.12’de belirtilmektedir.



Şekil 4.12 : İkinci durum için kesit bölgesinde sıcaklık dağılımı.

Alüminyum bant üzerindeki ve dondurucu arka sac üzerindeki sıcaklık dağılımları incelenip konuma göre değişimi Şekil 4.13’de belirtilmiştir. Minimum sıcaklık değeri $x=65\text{mm}$ 'de 20.36°C olarak bulunmuştur. 21.31°C 'nin altında bir değer olduğundan istenilen sıcaklık düzeyinde değildir. Dondurucu kesitinde x yönünde hava kanalı tarafına doğru gidildikçe, birinci durumdan farklı olarak artan bir sıcaklık değişimi elde edilmiştir. Bunun sebebi hava kanalı üzerine ilave edilen vakum izolasyon panelidir. Kullanılan VIP’in kritik bölge sıcaklıklarını artırma yönünde olumlu etkisi olmuştur, ancak kritik bölge sıcaklıklarını istenilen yoğuşma sıcaklığı üzerine çıkaramamıştır. Yüzey sıcaklıkları yoğuşma sıcaklığının üzerine çıkarılmadığından bu durumda da yoğuşma meydana gelecektir.

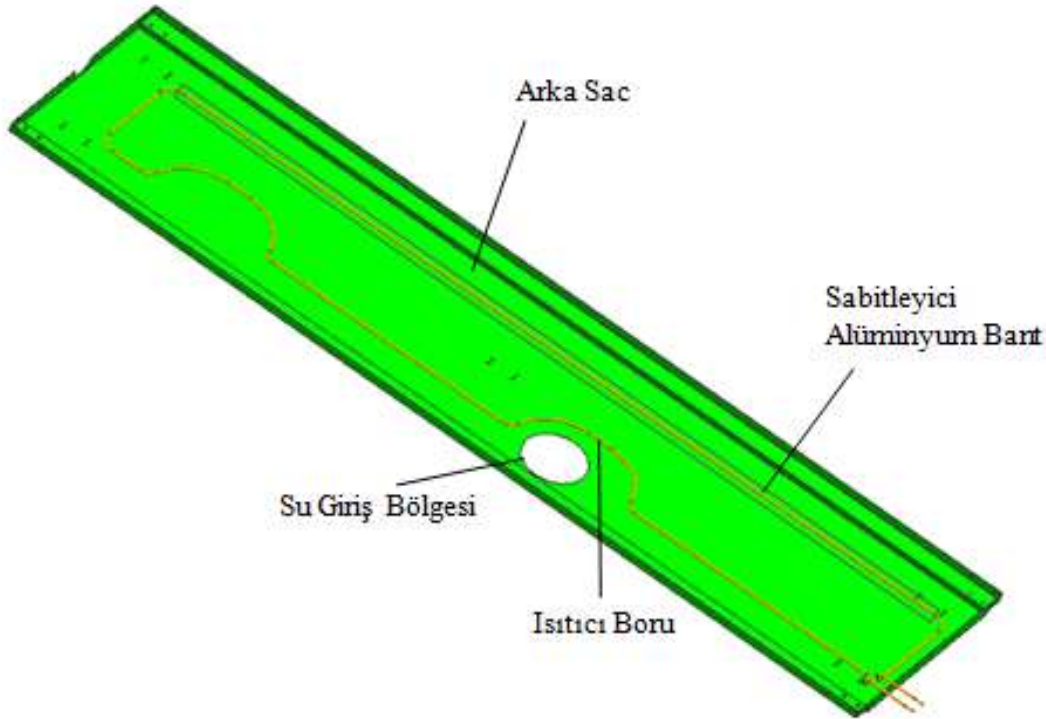


Şekil 4.13 : İkinci durumda arka sac ve Al bant yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı.

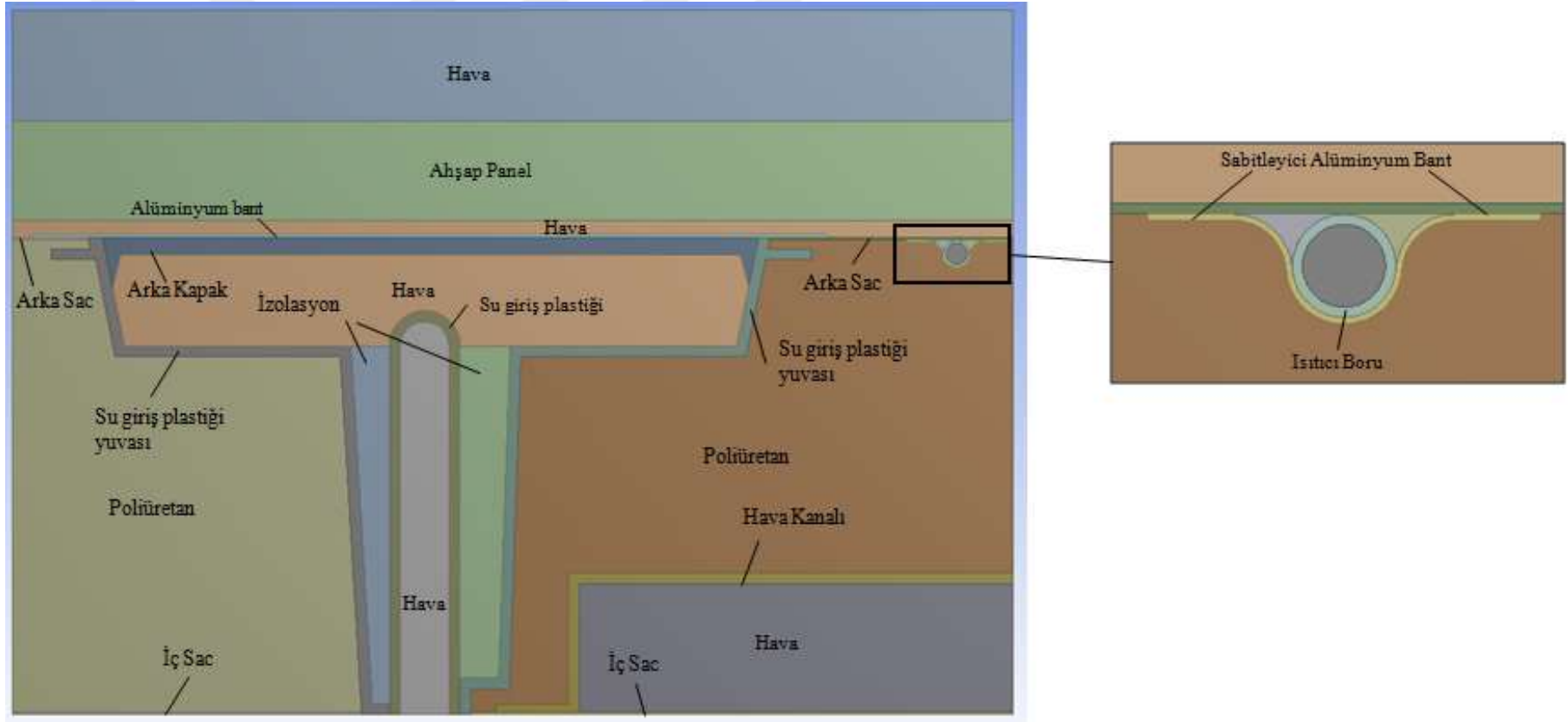
4.6.4 Üçüncü durum için sayısal çözümleme sonuçları

Isıtıcı boru ilavesi yapılan üçüncü durumda, literatür araştırmalarında bahsedilen, sıcak duvar yoğuşturucusunda olan yüzey sıcaklığını artırma çözümünden yararlanılmıştır. Gardırop tipi dondurucuda, sıcak duvar yoğuşturucusu yerine dinamik kompakt tipte fanlı yoğuşturucu kullanılmaktadır, ancak arka duvar kritik

sıcaklıklarını arttırmak amacıyla Şekil 4.14'deki gibi dondurucu arka sacına alüminyum bant ile sabitlenen boru ilavesi yapılmıştır. İlave edilen bu borunun giriş kısmı, soğutma çevrimine baktığımızda kompakt yoğuşturucunun çıkış kısmına denk gelmektedir. Böylece dondurucunun kompakt tipteki yoğuşturucusudan çıkan sıcak akışkan ile arka duvar sıcaklıklarının artırılması amaçlanmıştır. Eklenen borunun çapı 4.76mm'dir. Borunun arka saca sabitlemesi için kullanılan alüminyum bant, aynı zamanda ısı transferine önemli bir katkı sağlamaktadır. Böylece borudaki ısının dondurucu arka sacına iletimi daha etkin şekilde gerçekleşmektedir. Eklenen ısıtıcı borunun arka duvar sıcaklıklarına olan etkisi görmek amacıyla, Şekil 4.15'deki gibi modelleme yapılarak sayısal olarak incelenmiştir.

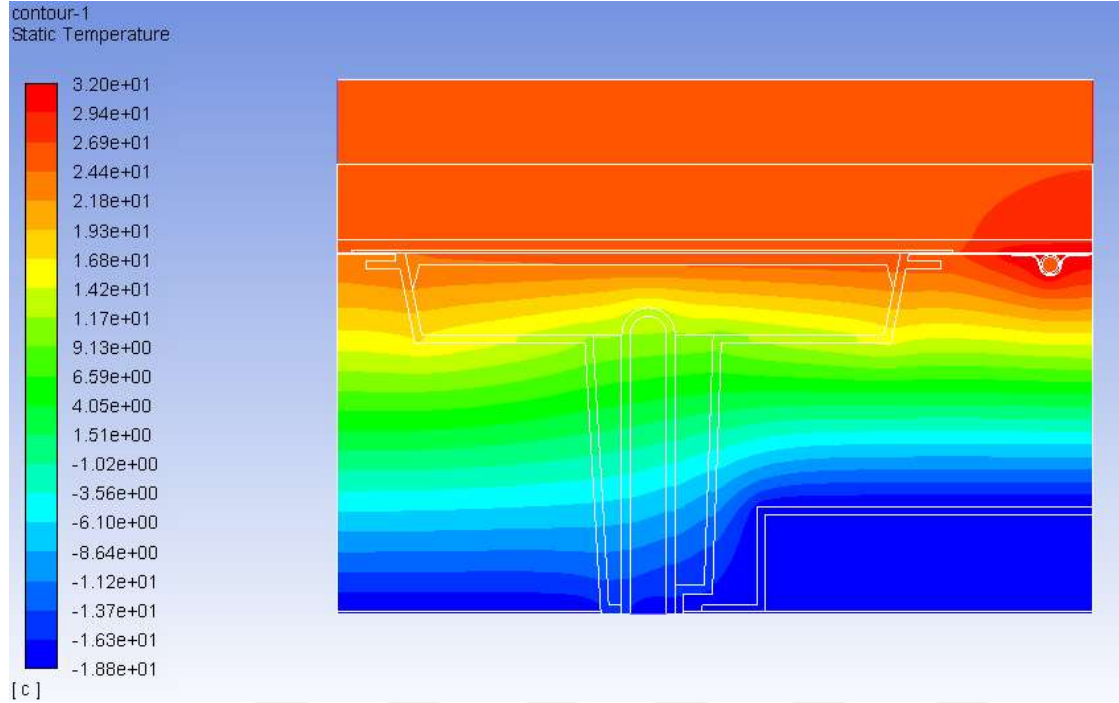


Şekil 4.14 : Sıcak akışkan geçen boru ilave edilmiş dondurucu arka sacı.



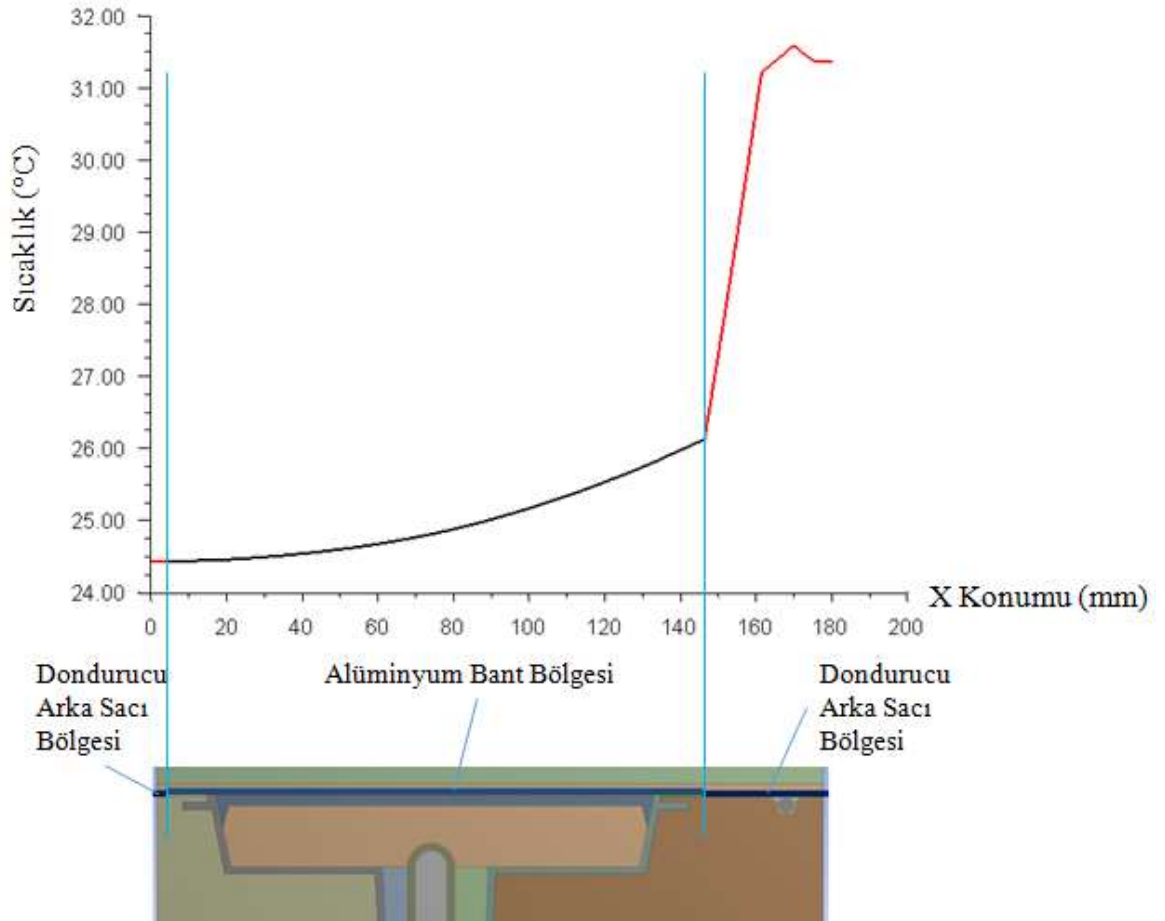
Şekil 4.15 : Üçüncü durum için sayısal çözümleme modeli.

Dondurucu arka sacına içinden 31.6°C soğutucu akışkan geçen çelik boru eklenmesi durumunda sıcaklık dağılımları Şekil 4.16'daki gibi bulunmuştur. Isıtıcı boru sayesinde borunun eklendiği bölgede ve çevresinde sıcaklık artışı görülmüştür.



Şekil 4.16 : Üçüncü durum için kesit bölgesinde sıcaklık dağılımı.

Gardirop tipi dondurucunun arka kapağı üzerine yapıştırılan alüminyum bant ve dondurucu arka sacındaki sıcaklık dağılımları incelenmiş ve konuma göre değişimi Şekil 4.17'de belirtilmiştir. Minimum sıcaklık değeri $x=0\text{mm}$ 'de 24.45°C olarak bulunmuştur. Arka kapak plastiği üzerine yapıştırılan alüminyum bantın orta noktasındaki sıcaklık değeri ise $x=75.1\text{mm}$ 'de 24.8°C bulunmuştur. Bulunan tüm sıcaklık değerleri yoğuşma sıcaklık değeri olan 21.31°C'den yeteri kadar yüksek olması sebebiyle alüminyum bant üzerindeki bu sıcaklık istenilen düzeydedir. Dolayısıyla dondurucu arka sacında ve arka kapağa yapıştırılan alüminyum bant üzerinde yoğuşma meydana gelmeyecektir. Dondurucu kesitinde hava kanalı tarafına doğru gidildikçe, birinci durumdan farklı olarak, konuma göre artan sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Bunun sebebi sac üzerine yapıştırılmış olan ve içinden sıcak akışkan geçen ısıtma borusudur.



Şekil 4.17 : Üçüncü durumda arka sac ve Al bant yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı.

4.7 Sayısal Çözümleme Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Yapılan sayısal çözümler gösteriyor ki, VIP veya ısıtıcı boru kullanmadan dondurucunun arka saclarındaki sıcaklıklar ve arka kapak üzerinde bulunan alüminyum bant sıcaklığı, yoğuşma sıcaklık değeri olan 21.31°C'nin altında kalmaktadır. Tek başına VIP kullanıldığında yine yoğuşma sıcaklığının altında kaldığından, yoğuşma sorunu için VIP kullanımı etkin bir çözüm olmamakla birlikte maliyeti de arttıracaktır.

Isıtıcı boru ilave edildiğinde, yoğuşma beklenen arka kapağa yapıştırılan alüminyum bant üzerindeki sıcaklıklarda ve arka sacların sıcaklıklarında artış gözlemlenmiştir. Yoğuşma oluşması kesin bir şekilde engellenmiştir. Isıtıcı boru kullanılması halinde, yüzey sıcaklıklarında istenilen artış sağlandığından, hava kanalı üzerinde VIP kullanmaya gerek yoktur.



5. DENEYSSEL ÇALIŞMALAR

Sayısal modelin oluşturulması ve doğrulanması amacıyla tez kapsamında deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneyler esnasında elde edilen, gövde içi ve hava kanalı yüzey sıcaklıkları ile sayısal modelin sınır şartlarının tayini yapılarak, gövde arkasında kalan yüzey sıcaklıkları ile de sayısal modelin doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Gardırop tipi dondurucu üzerindeki sıcaklık ölçümleri 25°C ortam sıcaklığı ve % 80 bağıl nem değerinde koşullandırılmış test odasında yapılmıştır. Modelin doğrulanması için yapılan bu deneyde, IEC 62552-2:2015 'Evlerde Kullanılan Soğutma Cihazları - Karakteristikler ve Deneysel Metotları' standardında yer alan su buharı yoğunlaşma testi baz alınmıştır, ancak bu yoğunlaşma testi daha ağır şartları simüle edecek şekilde uygulanmıştır. Şekil 5.1'de dondurucunun test odasındaki görüntüsü yer almaktadır. Dondurucu içindeki kabin sıcaklık değeri -18°C olarak ayarlanmıştır. Gerçek koşulları yansıtmak amacıyla, gardırop tipi dondurucu ahşap panel ile kaplanarak test edilmektedir.

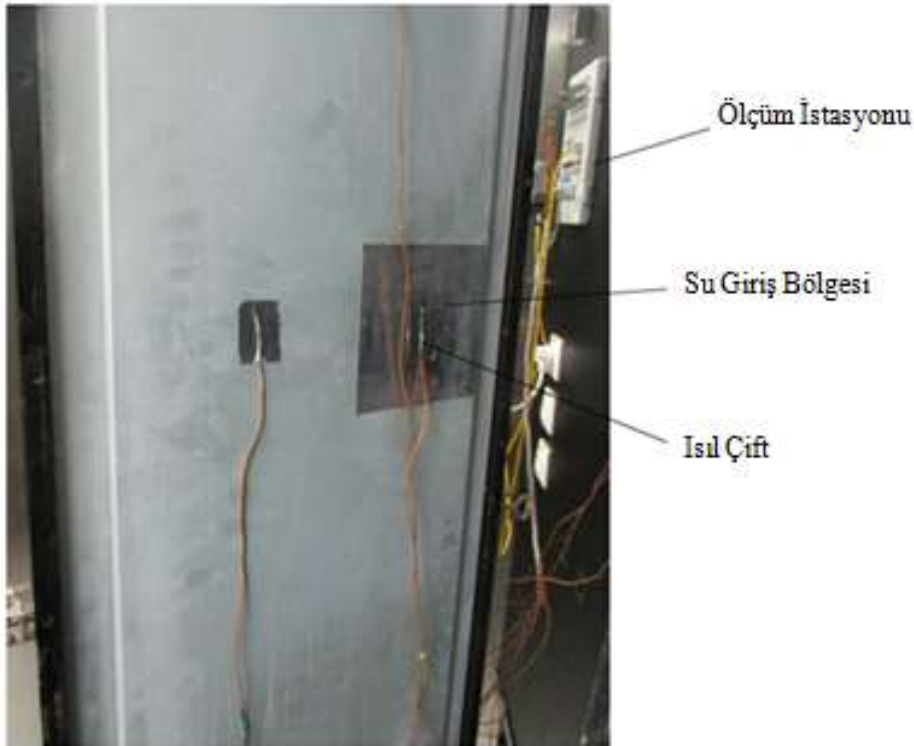


Şekil 5.1 : Ahşap panel montajı öncesi ve sonrası dondurucu görüntüsü.

Sıcaklık ölçümleri, bir ucu ölçüm istasyonuna bağlı ve belirsizliği $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ olan T tipi ısı çiftleri (Şekil 5.2, Şekil 5.3) yardımıyla 15 saniyede bir ölçüm yapılarak bilgisayar ortamına kaydedilmiştir.



Şekil 5.2 : Deneysel ortamda kullanılan T tipi ısı çifti.



Şekil 5.3 : Dondurucu arka duvarındaki su giriş bölgesi ve sıcaklık ölçme sistemi.

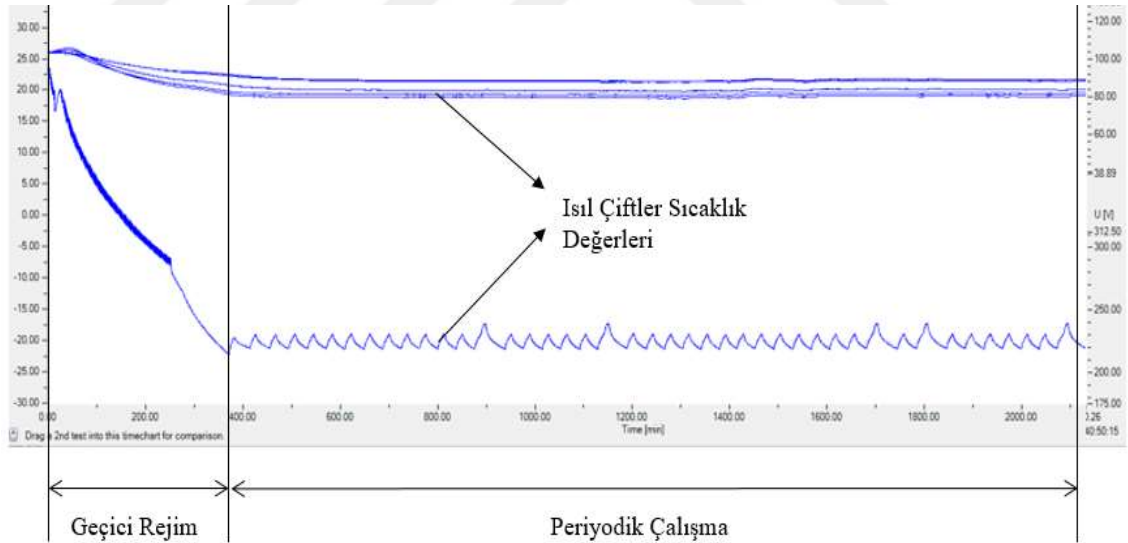
Sıcaklık ölçümü için kullanılan ısı çiftlerinin kalibrasyonları, TÜRKAK tarafından AB-0005-K ve TS EN ISO/IEC 17025: 2012 standartlarına uygun olarak akredite edilmiş

bir kalibrasyon firması tarafından yapılmıştır. T tipi ısı çift kalibrasyonu, kalibrasyon sertifikalı ekipmanlar tarafından yapılmıştır. Bu ekipmanlar direnç termometresi ve multimetredir. Isıl çiftlerin kalibrasyonları sırasındaki ölçüm sonuçları Çizelge 5.1’de belirtilmiştir.

Çizelge 5.1 : T tipi ısı çift kalibrasyon ölçüm sonuçları.

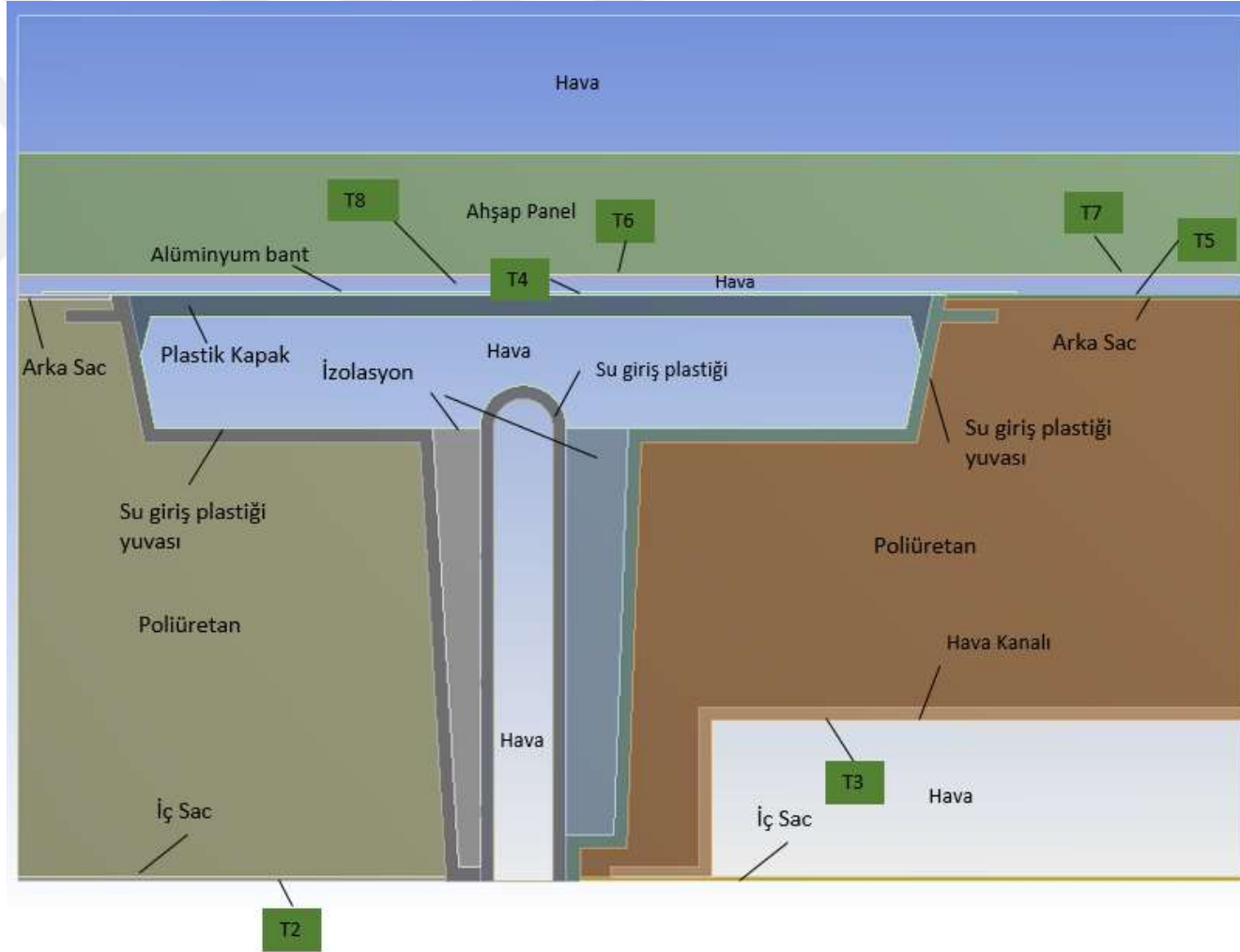
Referans Termometreden Okunan Sıcaklık °C	Test Termometresinden Okunan °C	Sapma °C	Ölçüm Belirsizliği ±°C
-18.09	-18.54	-0.45	0.29
-0.07	-0.46	-0.39	0.28
25.32	24.58	-0.75	0.27

Sıcaklık ölçüm değerleri için dondurucu kararlı hale ulaştıktan sonraki, yani kompresörün sürekli çalışmayarak, kabin içi sıcaklığı kontrol eden termostat sayesinde periyodik olarak durma, kalkma hareketinin yaptığı periyodik çalışma değerleri kullanılmıştır. Sayısal modelin oluşturulması ve doğrulanmasında ısı çiftlerin periyodik çalışma durumundaki ortalama sıcaklık değerleri kullanılmıştır (Şekil 5.4).



Şekil 5.4 : Isıl çiftlerin sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi.

Deneyler sırasında, 8 adet ısı çift kullanılmıştır. Bu ısı çiftler ile Şekil 5.5’de belirtilen yerlerden ölçümler yapılmıştır. Bu sayede sayısal modelde kullanılacak olan sınır şartları belirlenmiş ve sonuçlar doğrulanmıştır.



Şekil 5.5 : Birinci durumda arka duvar kesitindeki sıcaklık ölçüm noktaları.

5.1 Birinci Durum İçin Deney Sonuçları

Birinci durum için deneysel analiz yapılmış olup çıkan sıcaklık değerleri Çizelge 5.2’de belirtilmektedir.

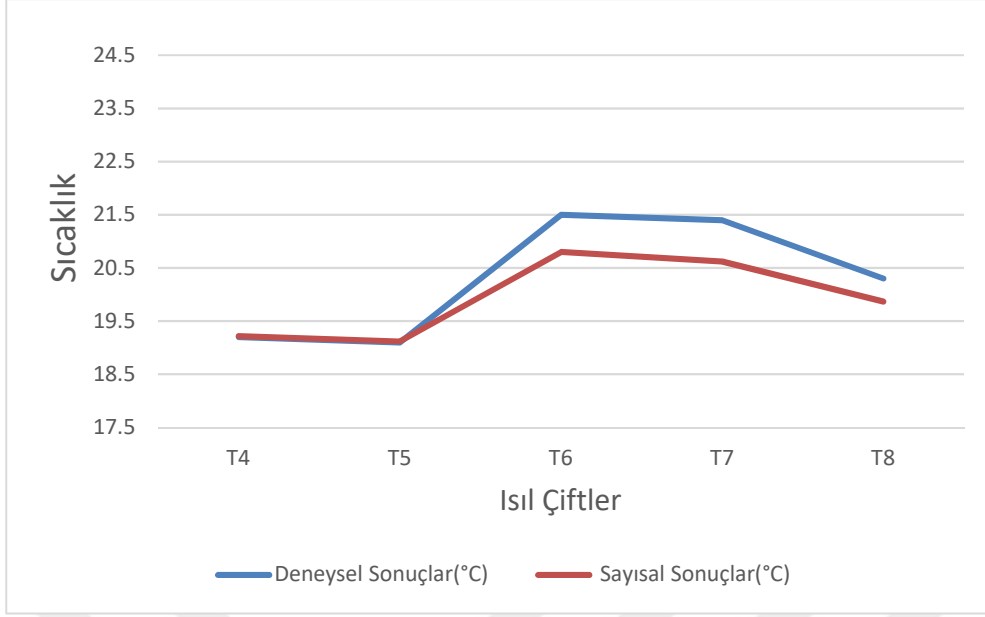
Çizelge 5.2 : Birinci durum için dondurucunun deney sonucu sıcaklık değerleri.

Sonuçlar		
AT	Test Odası Sıcaklığı	24.7 °C
AH	Test Odası Bağlı Nemi	78.2 %
T1	Kabin İç Sıcaklığı	-19.8 °C
T2	Kabin İç Sacı Sıcaklığı	-20.3 °C
T3	Hava Kanalı İç Sıcaklığı	-21.6 °C
T4	Su Giriş Bölgesi	19.2 °C
T5	Arka Sac	19.1 °C
T6	Ahşap Panel (Su Giriş Bölgesi)	21.5 °C
T7	Ahşap Panel (Arka Sac)	21.4 °C
T8	Ahşap Panel ile Arka Sac Arasındaki Hava	20.3 °C

Birinci durum için sayısal ve deneysel sıcaklık sonuçları Çizelge 5.3’de karşılaştırılıp Şekil 5.6’da verilmiştir.

Çizelge 5.3 : Birinci durumda sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

TK Numarası ve Bölgesi	Deneysel Sonuçlar(°C)	Sayısal Sonuçlar(°C)
T4 Su Giriş Bölgesi (X=75.1mm, Y=86.4mm)	19.2	19.22
T5 Arka Sac (X=172mm,Y=85.9mm)	19.1	19.12
T6 Ahşap Panel (Su Giriş Bölgesi) (X=75.1mm,Y=88.9mm)	21.5	20.8
T7 Ahşap Panel (Arka Sac) (X=172mm, Y=88.9mm)	21.4	20.62
T8 Ahşap Panel ile Arka Sac Arasındaki Hava (X=70mm,Y=87.4mm)	20.3	19.87



Şekil 5.6 : Birinci durum deneysel ve sayısal sıcaklık değerleri.

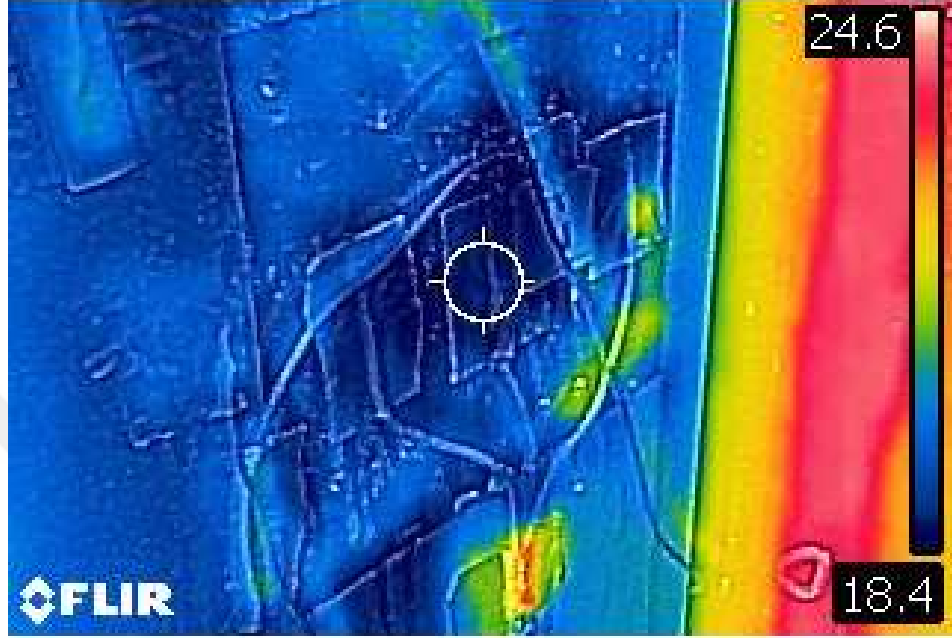
Birinci durum için sayısal sonuçların, deneysel sonuçlardan yüzdesel olarak sapma miktarı hesaplanmış ve Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5.7 : Birinci durum için sayısal çözüm sapma grafiği.

Şekil 5.7’de belirtildiği üzere, elde edilen sayısal sonuçlar deney sonuçları ile benzer eğilim gösterip, sayısal sıcaklık değerlerinin deneysel sıcaklık değerlerinden sapma miktarı en yüksek % 3.25 mertebesinde görülmüştür. Bu nedenle oluşturulan sayısal modelin doğruluğu, deneysel sonuçlar yardımı ile kanıtlanmıştır.

Deney sırasında, alüminyum bant üzerindeki sıcaklık dağılımını görselleştirebilmek için ahşap panel çıkarılır çıkarılmaz o bölgeden termal kamera ile görüntü alınmıştır. Şekil 5.8’de verilen termal kamera görüntüsünde de belirtildiği gibi bu bölgedeki sıcaklık dağılımı sayısal sonuçlara yakın bulunmuştur.



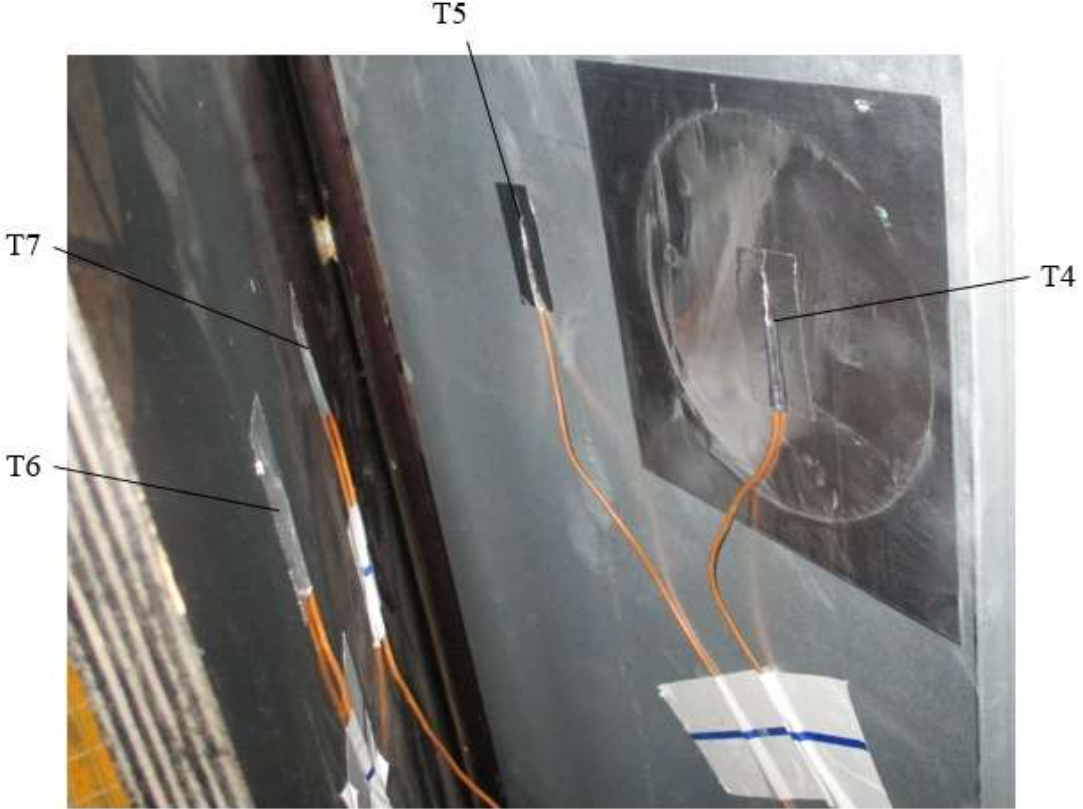
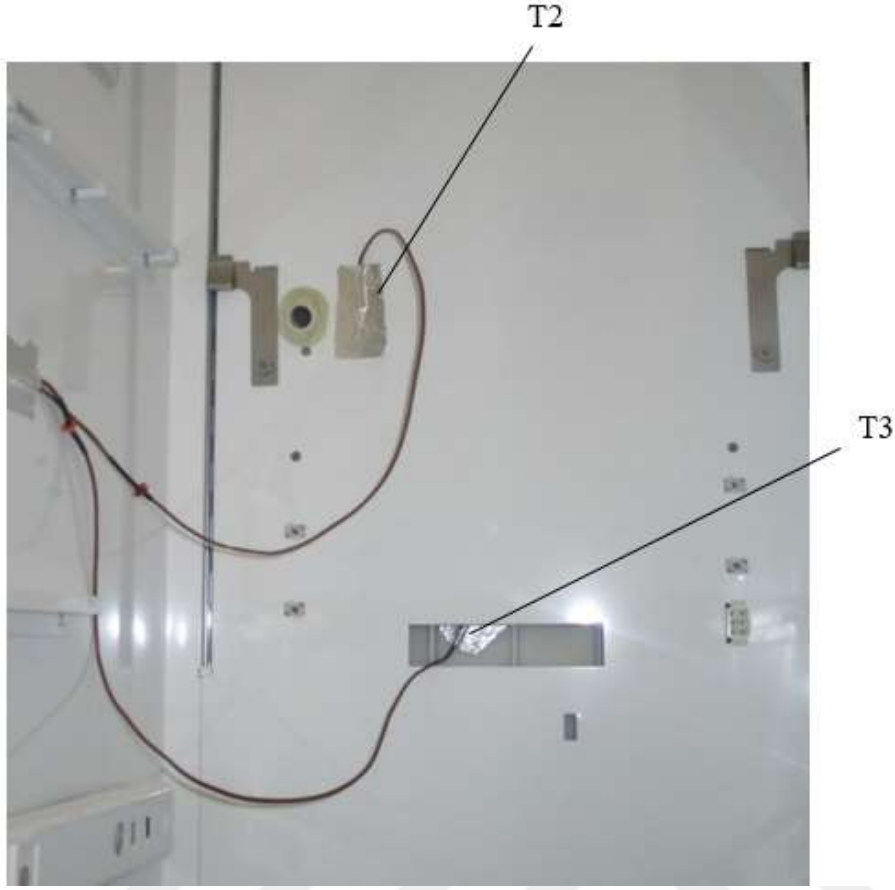
Şekil 5.8 : Birinci durumda deney sırasında alınan termal kamera görüntüsü.

5.2 İkinci Durum İçin Deney Sonuçları

VIP kullanıldığı durumda arka sac ve alüminyum bant üzerindeki sıcaklıklar yoğuşma sıcaklığının altında kalmaktadır. Dolayısıyla VIP kullanımı maliyeti arttırdığı gibi yoğuşma sorunu için de etkin bir çözüm olmamaktadır. Bu sebeple sayısal çözümleme sonucu baz alınarak, deneysel çalışma yapılmamıştır.

5.3 Üçüncü Durum İçin Deney Sonuçları

Isıtıcı boru ilavesi yapılan bu durumda yedi noktadan sıcaklık ölçülüp aşağıdaki değerler elde edilmiştir. Kabin ortalama sıcaklığı (T1) -18.8°C , arka kapağa yapıştırılan alüminyum bant ortalama sıcaklığı (T4) 24.6°C ve arka sacın ortalama sıcaklığı (T5) 28.2°C bulunmuştur (Şekil 5.9, Çizelge 5.4, Çizelge 5.5, Şekil 5.10).



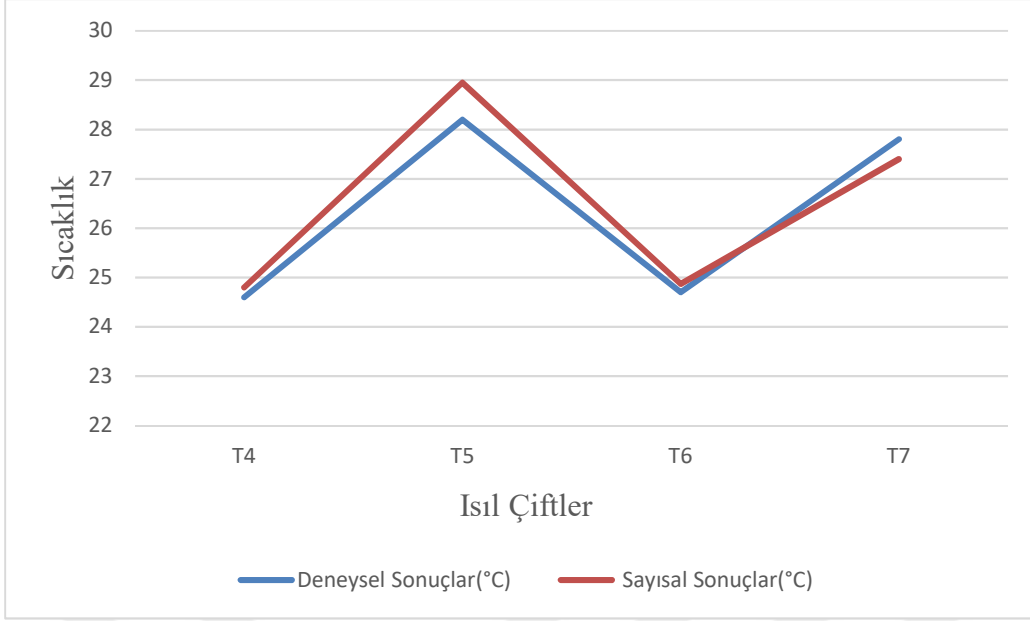
Şekil 5.9 : Üçüncü durumda arka duvar kesitindeki sıcaklık ölçüm noktaları.

Çizelge 5.4 : Üçüncü durum için dondurucunun deney sonucu sıcaklıkları.

Deney Sonuçları		
AT	Test Odası Sıcaklığı	25.2 °C
AH	Test Odası Bağıl Nemi	84.5 %
T1	Kabin İç Sıcaklığı	-18.8 °C
T2	Kabin İç Sacı Sıcaklığı	-18.5 °C
T3	Hava Kanalı İç Sıcaklığı	-18.8 °C
T4	Su Giriş Bölgesi	24.6 °C
T5	Arka Sac	28.2 °C
T6	Ahşap Panel (Su Giriş Bölgesi)	24.7 °C
T7	Ahşap Panel (Arka Sac)	27.8 °C

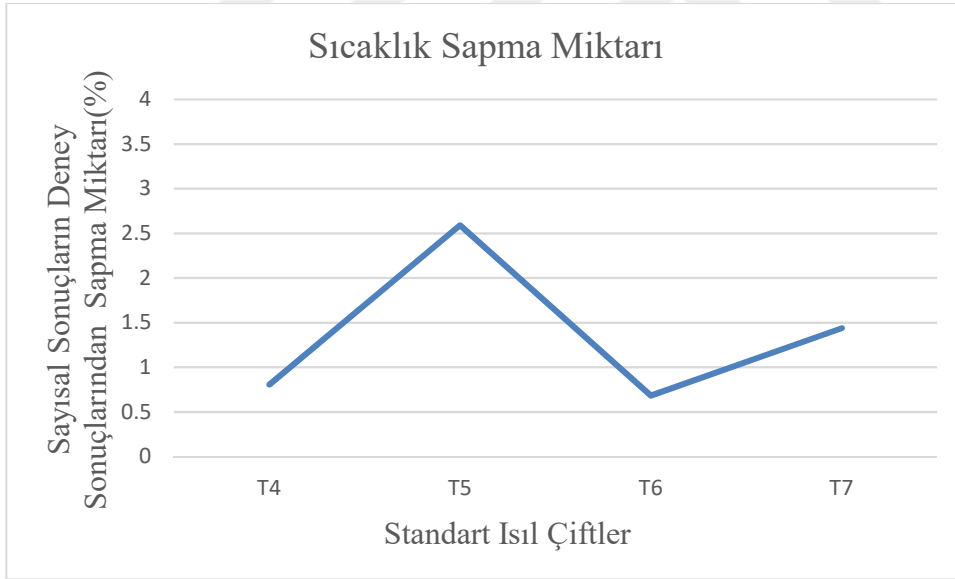
Çizelge 5.5 : Üçüncü durumda sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

TK Numarası ve Bölgesi	Deneysel Sonuçlar(°C)	Sayısal Sonuçlar(°C)
T4 Su Giriş Bölgesi (X=75.1mm, Y=86.4mm)	24.6	24.8
T5 Arka Sac (X=155mm, Y=85.9mm)	28.2	28.95
T6 Ahşap Panel (Su Giriş Bölgesi) (X=75.1mm, Y=88.9mm)	24.7	24.87
T7 Ahşap Panel (Arka Sac) (X=155mm, Y=88.9mm)	27.8	27.4



Şekil 5.10 : Üçüncü durum deneysel ve sayısal sıcaklık değerleri.

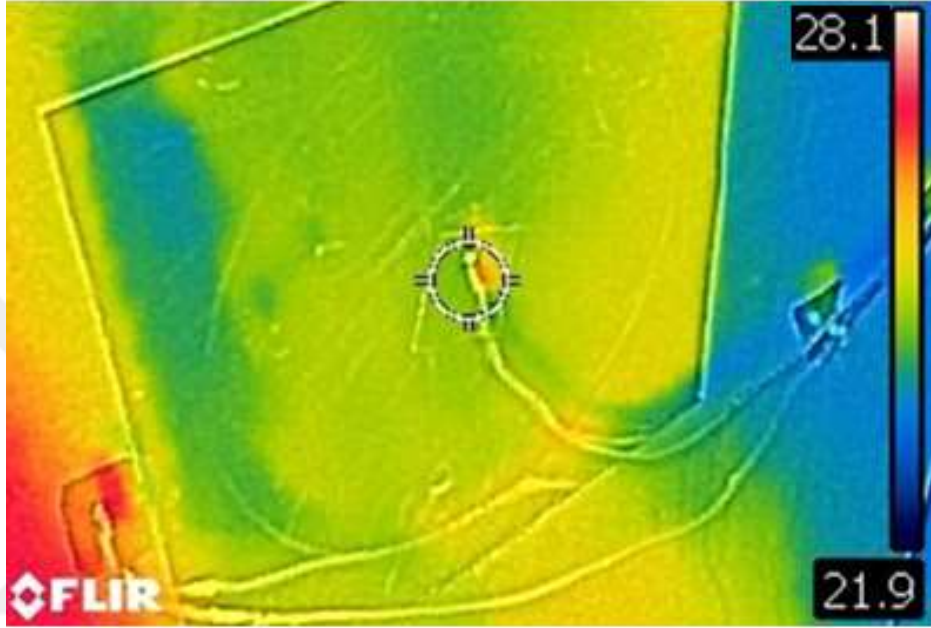
Üçüncü durum için sayısal sonuçların, deneysel sonuçlardan yüzdesel olarak sapma miktarı hesaplanmış ve Şekil 5.11’de gösterilmiştir.



Şekil 5.11 : Üçüncü durum için sayısal çözüm sapma grafiği.

Şekil 5.11’de belirtildiği üzere, elde edilen sayısal sonuçlar deney sonuçları ile benzer eğilim gösterip, sayısal sıcaklık değerlerinin deneysel sıcaklık değerlerinden sapma miktarı en yüksek % 2.6 mertebesinde görülmüştür. Bu nedenle oluşturulan sayısal modelin doğruluğu, deneysel sonuçlar yardımı ile kanıtlanmıştır.

Deney sırasında, alüminyum bant üzerindeki sıcaklık dağılımını görselleştirebilmek için ahşap panel çıkarılır çıkarılmaz o bölgeden termal kamera ile görüntü alınmıştır. Şekil 5.12’de bulunan termal kamera görüntüsünde de belirtildiği gibi bu bölgede sıcaklık dağılımı sayısal sonuçlara yakın bulunmuştur. Ayrıca termal kamera görüntüsünün sol altında görünen kırmızı bölge, ısıtıcı boru kaynaklı olup sıcaklığın burada yüksek olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.12 : Üçüncü durumda deney sırasında alınan termal kamera görüntüsü.



6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Gardırop tipi dondurucunun arka duvar su giriş bölgesinde ve arka sacında olası yoğuşmayı tespit edebilmek ve engellemek için üç farklı durum değerlendirmesi yapılmıştır. Çözümlemelerde sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Sayısal çözümleme sonrası bulunan sıcaklık değerleri, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve sayısal model doğrulanmıştır. Sayısal modelin doğrulanması, arka sac, alüminyum bant ve ahşap panele yerleştirilen ısı çift değerlerinin, sayısal değerler ile karşılaştırılmasıyla yapılmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan ısı çift sıcaklık değerleri olarak dondurucunun kararlı haldeki yani kompresörün sürekli çalışmayarak, periyodik çalışma durumundaki ortalama sıcaklık değerleri alınmıştır.

Bu üç farklı durum değerlendirmesinden ilki, birinci durum olarak adlandırılan sayısal çözümlemedir. Sayısal çözümlemede dondurucunun arka duvarında bulunan arka kapağa yapıştırılan alüminyum bant üzerindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu bölgede minimum sıcaklık $x=75.1\text{mm}$ 'de 19.22°C bulunmuştur. Bulunan bu değer 25°C ve %80 bağıl nem test koşulları için kritik yoğuşma sıcaklığı olan 21.31°C 'nin altındadır. Bu sebeple alüminyum bant merkezinde yoğuşma görülecektir. Birinci durum için deneysel çalışma da yapılmıştır. Deney sonucunda alüminyum bant üzerinde bulunan minimum sıcaklık değeri $x=75.1\text{mm}$ 'de 19.2°C 'dir. Deney sonucunda alüminyum bant üzerinde sıcaklık değerleri kritik yoğuşma sıcaklığının altında kaldığından bu bölgede yoğuşma görülmüştür. Deney esnasında belirli bölgelere yerleştirilen ısı çiftlerinden elde edilen sıcaklık değerleri, sayısal çözümleme sonuçları ile kıyaslanmıştır. Kıyaslanan bu değerler Şekil 5.6'da belirtilmiştir.

Birinci durum sonucu sıcaklıkların beklenenden düşük çıkması sebebiyle literatür araştırması yapılmıştır. İyileştirme amacıyla ilk durumdan farklı olarak, ısı iletim katsayısı poliüretana göre daha düşük olan VIP malzemesi, dondurucu gövdesinde hava kanalı üzerine ilave edilmiştir. İkinci durumda ilave edilen bu VIP ile sıcaklıkların yükseltilmesi amaçlanmıştır. İkinci durum için sayısal çözümleme yapılarak, arka kapağa yapıştırılmış alüminyum bant üzerindeki sıcaklık dağılımı burada da incelenmiştir. VIP ilavesi ile birlikte sıcaklık dağılımında, beklenen sıcaklık

yükselmesi gerçekleşmiş, ancak kritik yoğuşma sıcaklığı olan 21.31°C'nin üzerine çıkartılamamıştır. Birinci durumdaki sıcaklık dağılımından farklı olarak VIP ilave edilen modelde x yönüne, yani hava kanalı yönüne doğru gidildikçe sıcaklık artışı görülmüştür. Ancak en kritik bölge olan su giriş bölgesinde sayısal çözümlene sonucunda elde edilen minimum sıcaklık değeri x=65mm'de 20.36°C olarak bulunmuştur. VIP ilave edilerek maliyet artmış fakat sayısal çözümlene sonucunda istenilen sıcaklık değerleri elde edilememiş ve bu sebeple ikinci durumda VIP ilave edilen model için deneysel çalışma yapılmamıştır.

Son olarak üçüncü durumda, duvar sıcaklıklarını arttırmak amacıyla literatürde 'concealed', 'hot wall', 'flat-back' veya 'skin kondenser' olarak bilinen yoğuşturucu türündeki örneklerden yola çıkılarak, arka saca poliüretan içinde kalacak şekilde ısıtıcı boru eklenmiştir. Isıtıcı boru alüminyum bant kullanılarak sabitlenmiş olup, bu bant sayesinde boru içinden geçen sıcak akışkanın ısısının arka saca daha etkin bir şekilde iletimi sağlanmıştır. Isıtıcı boru eklenmiş durum için de sayısal çözümlene yapılmıştır. Sayısal çözümlene sonucunda arka kapağa yapıştırılmış alüminyum bant üzerindeki sıcaklık değeri x=75.1mm'de 24.8°C bulunmuştur. Bu sıcaklık değeri kritik yoğuşma sıcaklığından yeteri kadar yüksektir. Bulunan sıcaklık değerlerinin doğrulanması amacıyla deney yapılmıştır. Deney esnasında ısı çiftleri kullanılarak yoğuşma beklenen su giriş bölgesinde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Deneyde arka kapağa yapıştırılan alüminyum bant merkezindeki sıcaklık değeri x=75.1mm'de 24.6°C olarak bulunmuştur. Sıcaklık değerini görselleştirmek adına termal kamera ile ilgili bölgeden görüntü alınmıştır. Deney sonucu bulunan sıcaklık değerleri, sayısal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Sayısal ve deneysel sonuçlar Şekil 5.10'da belirtilmiştir. Deney ile doğrulanan minimum sıcaklık değeri, kritik yoğuşma sıcaklığının üstünde olduğundan, yoğuşma bu bölgede tamamen engellenmiştir.

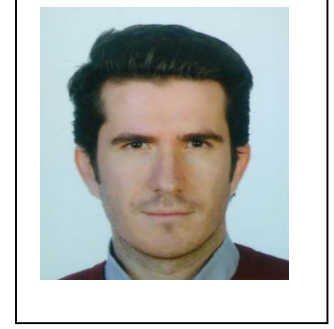
Günümüzde soğutucular için en önemli konulardan birisi de enerji tüketim miktarlarıdır. Bu tez çalışmasıyla birlikte dondurucu dış yüzey sıcaklıkları arttırılıp, dondurucu dış yüzeyindeki yoğuşma kesin bir şekilde önlenirken, dondurucu gövdesine ısıtıcı boru ilavesi sebebiyle dondurucunun enerji tüketiminde bir miktar artış olmuştur. Bu çalışmanın devamı olarak ısıtıcı boru ilavesi nedeniyle oluşan enerji tüketimindeki artışı en aza indirecek şekilde optimizasyon çalışması yapılması, dondurucudaki enerji verimliliği adına faydalı bir çalışma olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <www.uralakbulut.com.tr/wp-content/uploads/2012/12/buzdolabi.pdf>, alındığı tarih Mart 2018.
- [2] **Yunus A. Çengel, Michael A. Boles**, (1996). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik.
- [3] **E.C. Hammond, J.A. Evans**, (2014). Application of Vacuum Insulation Panels in The Cold Chain, *International Journal of Refrigeration*, 47, 58-65.
- [4] **Swain, V., Brown, T.**, (2004). Feasibility Study on Potential Applications of Vacuum Insulated Panels. Food Refrigeration and Process Engineering Research Centre, Bristol, UK.
- [5] **Kacimi, A., Labranque, G.**, (2011). Vacuum Insulated Panels (VIP) in Insulated Packaging. In: International Congress of Refrigeration, Prague. August 21-26. Prague.
- [6] **Porextherm GmbH**, (2009). Vacupor NT Product Data Sheet Version1. 06/09-12-22/GE. Porextherm GmbH, Kempten, Germany. Heisingerstrasse 8/10, D-87437 Kempten, Germany.
- [7] **Manini, P., Enea, Rizzi, Pastore, G., Gregorio, P.**, (2003). Advances in VIP Design for Superinsulation of Domestic Appliances. *Appl. Mag.* 54th International Appliance Technical Conference (IATC), March 10-12, 2013. West Lafayette, IN, (US).
- [8] **Domínguez-Muñoz, F., Anderson, B., Cejudo-Lopez, J., Carrillo-Andres, A.**, (2009). Uncertainty in Thermal Conductivity of Insulation Materials. In: Eleventh International IBPSA Conference, Glasgow, Scotland. July 27-30, 2009.
- [9] **Url-11** <www.nanopore.com>, Vacuum Insulated Panels, alındığı tarih Mart 2018.
- [10] **Eberhardt, H.-F.**, (2010). Comparison of Vacuum Insulation Panels Based on Fumed Silica Core Against Other Core Materials.
- [11] **J.K. Gupta, M. Ram Gopal**, (2008). Modeling of Hot-Wall Condensers for Domestic Refrigerators, *International Journal of Refrigeration*, 31, 979-988.
- [12] **Holzer STEFAN**, (2013), Refrigeration Device with Skin Condenser, CN103097841 (A), 08.05.2013, BSH Bosch Siemens Hausgeraete.
- [13] **CENGEL, Y.A., CIMBALA, J.M.**, (2008). Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Çeviri Editörü: T. ENGIN.
- [14] **Roshenov, W.N., Hartnett, J.P.**, (1973). Handbook of Heat Transfer. Mc' Graw Hill, New York.
- [15] **Rybach, L., Muffler, L.J.P.**, (1981). Geothermal Systems. Wiley, New York.



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Yiğit AKALAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 13.08.1986, Bandırma-Türkiye
E-posta : yakalan@yahoo.com, yigit.akalan@bshg.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : Yıldız Teknik Üniversitesi-Makine Mühendisliği (2004-2009)

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- B/S/H Ev Aletleri Sanayi ve Ticaret A.Ş., Soğutucu Fabrikası Merkezi Geliştirme Departmanı, Ar-Ge Uzman Mühendis (2018-Halen).
- B/S/H Ev Aletleri Sanayi ve Ticaret A.Ş., Soğutucu Fabrikası Merkezi Geliştirme Departmanı, Ar-Ge Mühendisi (2014-2018).
- B/S/H Ev Aletleri Sanayi ve Ticaret A.Ş., Soğutucu Fabrikası Geliştirme Departmanı, Ürün Geliştirme Mühendisi (2011-2014).

DiĞER PATENTLER:

- 13.01.2015 - Ankastre buzdolapları için esnek üst kapatma parçası tasarımı - 2016E00170 TR.
- 13.01.2015 - Hava giriş kesim detayı tasarımı, SDR modeli - 2016E00164 TR.
- 13.02.2015 - Yan sabitleme plastik tasarımı - 2016E00163 TR.
- 13.01.2015 - Buharlaştırıcı kapatma sacı ön tarafı vidasız sabitleme - 2016E00167 TR.
- 04.09.2015 - Flip-Mullion sabitleme tasarımı - 2015E02625 TR.
- 26.03.2015 - Buharlaştırıcı kapatma sacı vidasız sabitleme tasarımı - 2015E00909 13.01.2015 TR.
- 03.12.2014 - SBS17 On-Off buton tasarımı - 2014E03893 TR.

- 07.01.2013 - Hareketli kablo yuvası - 2013E00012 TR.
- 18.07.2011 - Paslanmaz panel montajını kolaylaştırmak amaçlı uzun sabitleme parçalarının tasarımı - 2011E02682 TR.
- 18.07.2011- Dolap yükseklik mesafesi ve mobilya dolap arası mesafenin ayarlanması için master parça tasarımı - 2011E02680 TR.
- 18.07.2011 - Yeni BM30 Buzdolabı için sıcaklık ayarlama flap tasarımı - 2011E02681 TR.

