T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİMİNDE KILCAL BORU PARAMETRELERİNİN VE ÇOKLU KILCAL BORU KULLANIMININ ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİSİ

Hüseyin CURA

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Şubat, 2023

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİMİNDE KILCAL BORU PARAMETRELERİNİN VE ÇOKLU KILCAL BORU KULLANIMININ ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİSİ

Hüseyin CURA tarafından hazırlanan tez çalışması 20.02.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Ebru MANCUHAN, Üye
Marmara Üniversitesi _____

Doç. Dr. Cenk ONAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kılcal boru parametrelerinin ve çoklu kılcal boru kullanımının enerji tüketimine etkisi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Hüseyin CURA

Aileme

ve

biricik eşime

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada, tek kabinli ev tipi bir buzdolabı üzerinde kısılma etkisinin değişimine bağlı çevrim davranışları incelenmiştir ve en iyi enerji performansını sağlayan kısılma etkileri için istatiksel bir analiz gerçekleştirilmiştir.

Yüksek lisans tez çalışmam süresince bana her türlü yardım, bilgi ve tecrübeyi sağlayan kıymetli tez danışmanı hocam Sn. Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN'a teşekkürlerimi borç bilirim.

Yaptığım tüm çalışmalarda hem bilgi hem de teknik ihtiyaç bakımından her türlü olanağı kullanmamı sağlayan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, bana bu imkanı tanıyan Sn. Nihat BAYIZ'a, Sn. Dr. Emre OĞUZ'a, Sn. Dr. Tolga Nurettin AYNUR'a ve Sn. Dr. Serdar KOCATÜRK'e desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Çalışmamda baştan sona her türlü yardımı sağlayan, projelerimde ve iş hayatımda bana yararlı olabilecek birçok bilgi ve deneyimi paylaşan Sn. Gökmen PEKER'e, Sn. Mutlu İPEK'e, Sn. Abdulmecit ARAZ'a ve Sn. Okan AYDIN'a çok teşekkür ederim.

Yaptığım deneysel çalışmalarda, deney düzeneğini oluşturmamda yardımcı olan, bu süre zarfında oluşan teknik problemlerin çözümünde katkıda bulunan, deneysel çalışmalar süresince tecrübelerini ve vaktini paylaşan Sn. Tayfun ATSIZ'a çok teşekkür ederim.

Tez çalışmam boyunca hem keyifli hem de sıkıntılı zamanları beraber geçirdiğim, arkadaşlıklarıyla bana her konuda destek veren ve yanımda olan Termodinamik & Sistem Bazlı Modelleme Teknoloji Ailesi çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Hüseyin CURA

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vi
KISALTMA LİSTESİ vii
ŞEKİL LİSTESİ viii
TABLO LİSTESİ x
ÖZET xi
ABSTRACT xiii
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti ... 1
1.2 Tezin Amacı ... 21
1.3 Hipotez ... 22
2 BUZDOLABI SOĞUTMA ÇEVRİMİ TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ 23
2.1 Enerji Tüketimi ... 23
2.2 İdeal Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi ... 23
2.3 Gerçek Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi ve Ev Tipi Buzdolapları ... 25
2.4 Kısılma Elemanı ve Kılcal Boru Kullanımı ... 27
3 DENEYSEL ÇALIŞMA 30
3.1 Deney Hazırlığı ... 30
3.2 Deneyde Kullanılan Ekipmanlar ... 31
3.3 Deneysel Yöntem ... 35
3.4 Deneyden Alınan Sonuçlar ... 38
3.4.1 32 °C Ortam Sıcaklığında Gerçekleştirilen Testler ... 38
3.4.2 25 °C Ortam Sıcaklığında Gerçekleştirilen Testler ... 38
3.4.3 16 °C Ortam Sıcaklığında Gerçekleştirilen Testler ... 38
3.5 İstatistiksel Analiz ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması ... 65
3.5.1 İstatistiksel Analiz ... 65
3.5.2 Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması ... 65
4 SONUÇ VE ÖNERİLER 71
KAYNAKÇA 74
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 77

SİMGE LİSTESİ

P	Basınç
m	Debi
F	Dondurucu Bölmesi Buharlaştırıcısı
Cp_{gs}	Emiş Hattındaki Doymuş Gazın Sabit Basınçtaki Isı Sığası
Q_l	Kabinden Çekilen Isı
P_c	Kılcal Boru Basıncı
L_{out}	Kılcal Boru Çıkışı
LHX	Kılcal Boru Emiş Hattı Temas Bölgesi
v_{gc}	Kılcal Borudaki Doymuş Gazın Özgül Hacmi
v_{fc}	Kılcal Borudaki Doymuş Sıvının Özgül Hacmi
Cp_{fc}	Kılcal Borudaki Doymuş Sıvının Sabit Basınçtaki Isı Sığası
u_{fc}	Kılcal Borudaki Doymuş Sıvının Viskozitesi
L_{in}	Kılcal Boru Girişi
D	Kılcal Boru İç Çapı
L	Kılcal Boru Uzunluğu
W_g	Kompresör Gücü
Q_h	Ortama Atılan Isı
T	Sıcaklık
R	Taze Gıda Bölmesi Buharlaştırıcısı

KISALTMA LİSTESİ

SLHX	Dönüş Hattı Isı Değiştiricisi
COP	Etkinlik Katsayısı
EEV	Elektronik Kısılma Valfi

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Seri soğutma sistemi[1] 1
Şekil 1.2 Yarı paralel soğutma sistemi[1] 2
Şekil 1.3 Tam paralel soğutma sistemi[1].....3
Şekil 1.4 Tam paralel soğutma sistemi ve çek valf kullanımı[2].....4
Şekil 1.5 A- Adyabatik B-Adyabatik olmayan kılcal boru[3].....5
Şekil 1.6 Kılcal boru ve ısı değiştiricisi akışı[3] 6
Şekil 1.7 Adyabatik olmayan kılcal boru ve emiş hattı kesiti[3] 7
Şekil 1.8 Deney düzeneği[5].....9
Şekil 1.9 Değişken şarj ve çap miktarında güç, soğutma kapasitesi değerleri[5] 10
Şekil 1.10 Deney düzeneği ve şarj verme sistemi[10] 11
Şekil 1.11 Farklı valf pozisyonları için soğutma kapasitesi ve güç değerleri[10] 12
Şekil 1.12 Farklı şarj miktarları için soğutma kapasitesi değerleri [10].....13
Şekil 1.13 Farklı şarj ve kısılma miktarları için COP değerleri [10].....14
Şekil 1.14 Deneyde kullanılan prototip [11].....15
Şekil 1.15 Farklı gazlar için kılcal boru uzunluğuna bağlı soğuma değişimi[11]15
Şekil 1.16 Kısılma elemanını gösteren lnP-h diyagramı[12].....16
Şekil 2.1 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı[17] 24
Şekil 2.2 Soğutma çevrimi genel yapısı[17].....25
Şekil 2.3 İdeal olmayan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı[17] .26
Şekil 2.4 Ev tipi buzdolabında kullanılan kılcal boru demeti 27
Şekil 2.5 Soğutma çevriminde kılcal boru konumu 28
Şekil 2.6 Kılcal boru boyunca sıcaklık ve basınç dağılımı[18] 29
Şekil 3.1 Deneysel çalışmalar sonucunda ulaşılması hedeflenen ürün şeması 30
Şekil 3.2 Prototip ön ve arka görünüş.....31
Şekil 3.3 Prototipte kullanılan buharlaştırıcı.....32
Şekil 3.4 Prototipte kullanılan yoğuşturucu 32
Şekil 3.5 Prototip soğutma sistemi.....33
Şekil 3.6 Basınç transdüseri 34
Şekil 3.7 Veri toplayıcı.....35
Şekil 3.8 Prototip şeması 35

Şekil 3.9 Prototip soğutma sisteminde ideal ln p-h diyagramı.....36
Şekil 3.10 Deney düzeneğindeki paket ölçüm noktaları.....37
Şekil 3.11 Buharlaşma sıcaklığı 42 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi...42
Şekil 3.12 Enerji tüketimi 42 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi.....43
Şekil 3.13 Buharlaşma sıcaklığı 47 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi...46
Şekil 3.14 Enerji tüketimi 47 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi.....47
Şekil 3.15 Buharlaşma sıcaklığı 52 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi...50
Şekil 3.16 Enerji tüketimi 52 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi.....51
Şekil 3.17 Enerji tüketimi 42 g şarj ve 25 °C ortam şartlarında değişimi.....54
Şekil 3.18 Enerji tüketimi 47 g şarj ve 25 °C ortam şartlarında değişimi.....58
Şekil 3.19 Enerji tüketimi 52 g şarj ve 25 °C ortam şartlarında değişimi.....61
Şekil 3.20 Enerji tüketimi 47 g şarj ve 16 °C ortam şartlarında değişimi.....65
Şekil 3.21 Buharlaşma sıcaklığı etkileyen parametrelerin etki grafiği (25 °C) -167
Şekil 3.22 Buharlaşma sıcaklığı etkileyen parametrelerin etki grafiği (25 °C) -267
Şekil 3.23 Enerji tüketimini etkileyen parametrelerin grafiği (25 °C) -1 68
Şekil 3.24 Enerji tüketimini etkileyen parametrelerin grafiği (25 °C) -2 68
Şekil 3.25 Buharlaşma sıcaklığını etkileyen parametrelerin grafiği (32 °C) -1....69
Şekil 3.26 Buharlaşma sıcaklığını etkileyen parametrelerin grafiği (32 °C) -2....69
Şekil 3.27 Enerji tüketimini etkileyen parametrelerin grafiği (32 °C) -1 70
Şekil 3.28 Enerji tüketimini etkileyen parametrelerin grafiği (32 °C) -2 70

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 Ölçüm Durumları için belirsizlik değerleri 34
Tablo 3.2 16, 25, 32 °C ortam sıcaklığı; 42, 47, 52 g şarjda deney planlaması...38
Tablo 3.3 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 42 Gram.....39
Tablo 3.4 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 42 Gram.....41
Tablo 3.5 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 47 Gram.....43
Tablo 3.6 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 47 Gram.....45
Tablo 3.7 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 52 Gram.....48
Tablo 3.8 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 52 Gram.....49
Tablo 3.9 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 42 Gram.....51
Tablo 3.10 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 42 Gram.....53
Tablo 3.11 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 47 Gram.....55
Tablo 3.12 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 47 Gram.....56
Tablo 3.13 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 52 Gram.....58
Tablo 3.14 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 52 Gram.....60
Tablo 3.15 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 47 Gram.....62
Tablo 3.16 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 47 Gram.....63
Tablo 4.1 Farklı ortamlarda en iyi enerji tüketimi veren deney parametreleri ...71

ÖZET

Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevriminde Kılcal Boru Parametrelerinin ve Çoklu Kılcal Boru Kullanımının Enerji Tüketimine Etkisi

Hüseyin CURA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Dünyada artan nüfus ve sınırlı enerji kaynakları nedeniyle mevcut enerji kaynaklarının verimli kullanılmasının önemi her geçen gün artmaktadır. Pandeminin etkisiyle ev aletleri kullanımı artmış ve ev tipi buzdolaplarındaki enerji verimliliği daha da ön plana çıkmıştır. Ev tipi buzdolapları buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin en çok kullanıldığı alanlardan birisi olup, küresel elektrik tüketiminin %6'sına tekabül etmektedir. Bu çalışmada, ev tipi buzdolaplarında kısılma elemanı olarak kullanılan kılcal boruya odaklanılarak, çoklu kısılma elemanı kullanımıyla değişen ortam sıcaklıklarında farklı kılcal boru çap ve uzunlukları için çevrim noktaları ve enerji tüketim değerleri incelenmiştir.

Kılcal boru tasarımı için 3 farklı ortam sıcaklığında ve 3 farklı şarj miktarında test edilmek üzere 6 farklı kılcal boruya sahip (2 çap ile 3 farklı boy değeri) bir buzdolabı prototipi hazırlanmıştır. Bu prototip ile, farklı ortam ve şarj miktarları için enerji tüketim değerleri ölçülmüştür. Tüm deneyler tamamlandıktan sonra,

farklı çalışma koşulları için en iyi enerji tüketimi değerini sağlayan kılcal boru tasarımları elde edilmiştir. Optimum kılcal boru çap ve uzunluk değeri elde edilerek istatistiksel modelleme çalışmasına veri oluşturulmuştur.

32 °C ortam sıcaklığında en düşük enerji tüketim değerleri, tüm şarj miktarları için buharlaşma sıcaklığının ve gücün en düşük olduğu 0.80 mm çap, maksimum uzunluk değerlerinde sağlanıyor iken, 25 °C ortam sıcaklığında benzer buharlaşma sıcaklıkları için çalışma oranının en düşük olduğu noktalarda en iyi enerji tüketimleri sağlanabilmektedir. Bu değer minimum ve maksimum soğutucu akışkan miktarında 0.80 mm çapa karşılık, maksimum uzunlukta sağlanıyor iken, 47 gram soğutucu akışkan miktarında ise 0.80 mm çap ile minimum uzunlukta elde edilmiştir. Toplam enerji tüketimi değerini belirli bir akışkan şarj miktarında en iyi değerde elde etmek için düşük ortam sıcaklığı ile yüksek ortam sıcaklığında iki farklı kılcal boru uzunluğu kullanmak gerektiği tespit edilmiştir. Tek bir buharlaştırıcı ünitesine sahip üründe, iki farklı kılcal boru tasarımı ile yapılacak tasarım ile buharlaşma sıcaklıkları farklılaştırılarak, enerji tüketimi optimizasyonuna imkan sağlanmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Kılcal boru, enerji tüketimi, buzdolabı.

ABSTRACT

The Effect of Capillary Tube Parameters and Use of Multi Capillary on Energy Consumption in Vapor Compression Cycle

Hüseyin CURA

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Due to the increasing population and limited energy resources in the world, the importance of efficient use of existing energy resources is increasing. With the effect of the pandemic, the use of household appliances has increased and the energy efficiency in household refrigerators has come to the fore even more. Household refrigerators account for 6% of global electricity consumption and are one of the areas where the vapour compression refrigeration cycle is used the most. In this study, the cooling cycle points and energy consumption values for different capillary tube diameters and lengths at varying ambient temperatures with multiple throttling elements (capillary tubes) were investigated, focusing on the capillary tube used as a throttling element in domestic refrigerators.

For the capillary tube design, a refrigerator prototype with 6 different capillary tubes (2 diameters and 3 different length values) was prepared to be tested at 3 different ambient temperatures and 3 different charge amounts. With this

prototype, energy and power consumption values were measured. After all experiments were completed, capillary tube designs were obtained that provide the best energy value for different operating conditions. By obtaining the optimum capillary tube diameter and length value, data was created for the statistical modelling study.

The lowest energy consumption values at 32 °C temperature is provided at 0.80 mm diameter and maximum length values, where the evaporation temperature and power are the lowest for all charge amounts. In addition to this, best energy consumption values at 25 °C can be achieved at the maximum length corresponding to 0.80 mm diameter in the minimum and maximum amount of refrigerant.

It has been determined that two different capillary tube lengths should be used at low and high ambient temperatures to obtain the best total energy consumption value at a certain fluid charge amount.

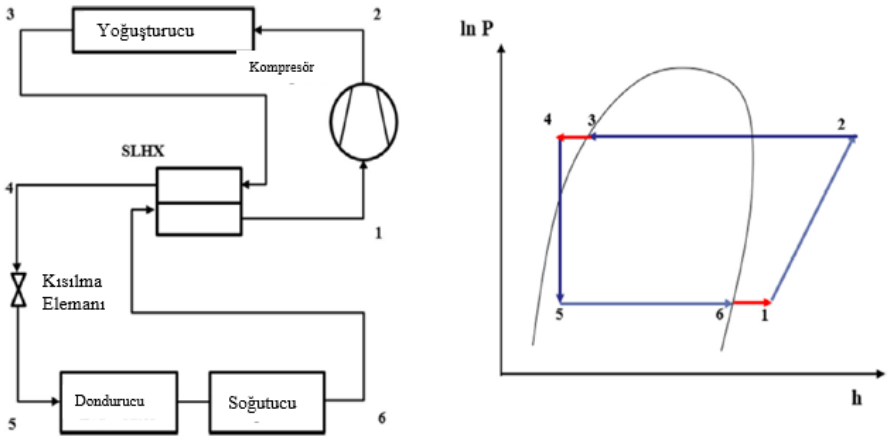
Keywords: Capillary tube, energy consumption, refrigerator.

1 GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Bu bölümde ev tipi buzdolaplarında kullanılan soğutma çevrimlerinde, farklı çalışma koşullarında kılcal boruların boyutlandırılması (çap ve uzunluk), çoklu kılcal boru kullanımı üzerine yapılan çalışmalar değerlendirilmiştir. Çalışmanın devamında buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kılcal boru değişimine bağlı değişen kısılma etkisi (çap ve uzunluk), soğutucu akışkan şarj miktarı, çevre sıcaklığı, kompresör devri gibi değişkenlere bağlı olarak buzdolabının soğutma kapasitesi ve enerji tüketimine etkisi üzerine yapılan çalışmalar araştırılarak irdelenmiştir.

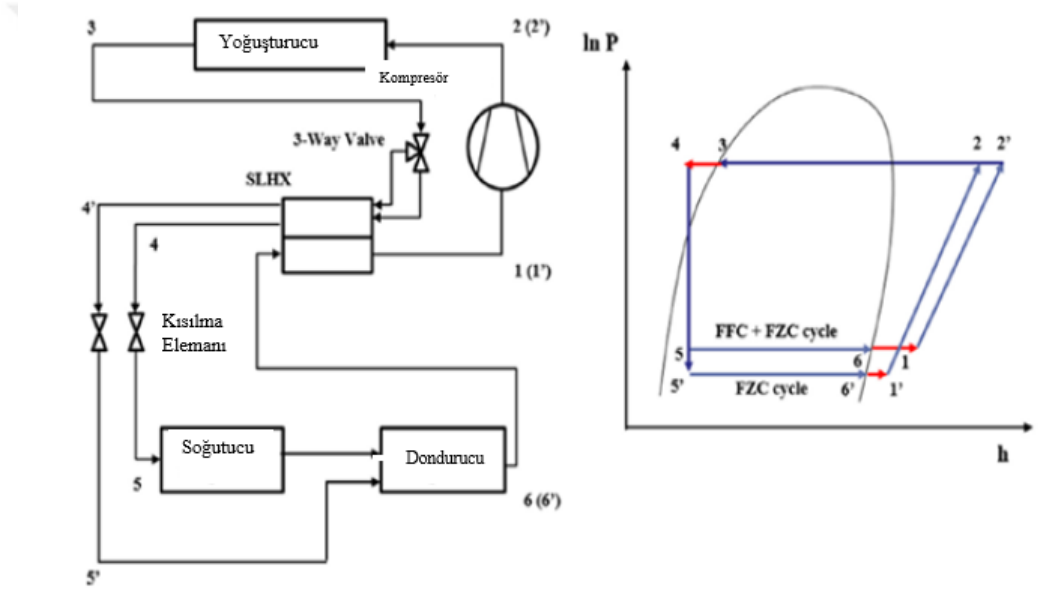
Seyoung Choi ve arkadaşları 2018 yılındaki Review: Recent Advances in Household Refrigerator Cycle Technologies [1] isimli çalışmalarında; seri, yarı paralel ve tam paralel soğutma sistemlerini inceleyerek, sistemlerin geliştirilmeye açık yönlerini belirlemişlerdir. Şekil 1.1'de klasik seri soğutma çevrimi ve bu çevrimin ln P-h diyagramı gösterilmiştir. Seri soğutma çevriminde kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan yoğuşturucudan çıktıktan sonra kısılma elamanını (kılcal boru) takiben dondurucu ve soğutucu buharlaştırıcılardan geçerek emiş hattı vasıtasıyla kompresöre geri döner.



Şekil 1.1 Seri soğutma sistemi [1]

Soğutucu akışkan iki buharlaştırıcıdan da sıralı olarak geçtiği için buharlaşma sıcaklıkları neredeyse eşittir. Bu sebeple soğutucu buharlaşma sıcaklığı enerji verimliliği açısından istenilen değerin altındadır. Bu da fazla soğutmaya tekabül etmekte ve enerji tüketimini artırmaktadır.

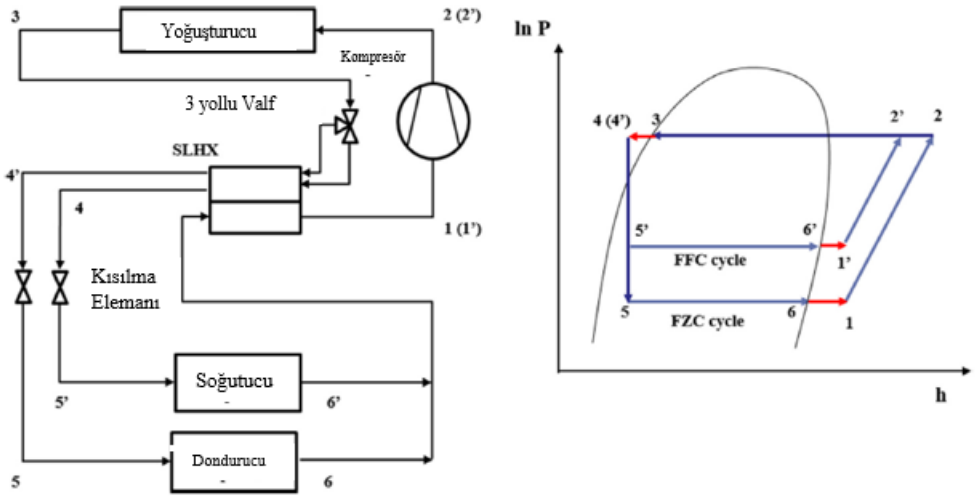
Şekil 1.2'de ise yarı paralel soğutma sistemi ve bu sistemin lnP-h diyagramı gösterilmiştir. Yarı paralel soğutma çevriminde kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan yoğuşturucudan çıktıktan sonra 3 yollu vana sayesinde yönlendirilerek soğutucu ve dondurucu buharlaştırıcılarına girer.



Şekil 1.2 Yarı paralel soğutma sistemi [1]

Soğutucu akışkan dondurucu buharlaştırıcısından geçtiğinde emiş hattı ile kompresöre geri döner. Fakat soğutucu çevrimine giren soğutucu akışkan soğutucu buharlaştırıcısından çıktıktan sonra dondurucu buharlaştırıcısına geçerek emiş hattına bağlanır. Seri sisteme kıyasla daha yüksek soğutucu buharlaşma sıcaklıkları elde edilebilmekte ve bu sayede performans artışı gözlenmektedir. Fakat soğutucu akışkan dondurucu buharlaştırıcısına da girdiği için buharlaşma sıcaklıkları hala istenen daha yüksek değerlerin altında kalmaktadır. Bu da sistemin geliştirmeye açık olması anlamına gelmektedir.

Şekil 1.3'te tam paralel soğutma çevrimi ve bu çevrimin lnP-h diyagramı gösterilmiştir. Tam paralel soğutma çevriminde kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan yoğuşturucudan çıktıktan sonra üç yollu selenoid valf sayesinde yönlendirilerek soğutucu ya da dondurucu buharlaştırıcısına girer.



Şekil 1.3 Tam paralel soğutma sistemi [1]

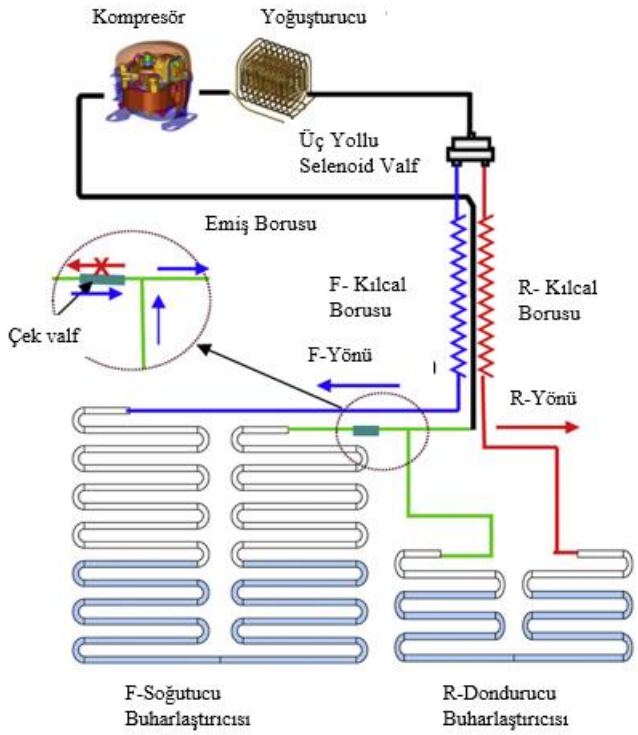
Soğutucu akışkan dondurucu buharlaştırıcısından geçtiğinde emiş hattı ile kompresöre geri döner. Soğutucu akışkan soğutucu buharlaştırıcısından çıktıktan sonra dondurucu buharlaştırıcısının çıkışına bağlanarak emiş hattına geçer. Burada soğutucu akışkanın tekrar dondurucu buharlaştırıcısına girişini engellemek amaçlı tek yönlü akışa müsaade eden bir çek valf kullanılır. Bu çevrimde yarı paralel soğutma sistemine kıyasla daha yüksek soğutucu buharlaşma sıcaklıkları elde edilebilmekte ve bu sayede performans artışı gözlenmektedir.

Bu çalışmada belirtildiği üzere soğutucu ve dondurucu bölmelerine sahip bir buzdolabında, tam paralel soğutma çevrimine geçilerek, soğutucu ve dondurucu bölmeleri için farklı kılcal boruların kullanılmasıyla buharlaşma sıcaklıkları farklılaştırılarak enerji verimliliği arttırılabilmektedir.

Yoon ve arkadaşları 2011 yılındaki Optimization of a Two-Circuit Cycle with Parallel Evaporators for Domestic Ref. [2] isimli araştırmalarında tam paralel ve yarı paralel sistem özelliklerini karşılaştırmışlardır. Yarı paralel sistemin soğutma

sisteminde, dondurucu çevrimine giren akışkan dondurucu (F) buharlaştırıcılarından geçip emiş hattı aracılığıyla kompresöre dönmektedir. Soğutucu çevriminde ise yoğuşturucudan çıkan akışkan soğutucu (R) buharlaştırıcısından geçtikten sonra dondurucu (F) buharlaştırıcısından geçerek emiş hattı aracılığıyla kompresöre döner. Bu çevrimde seri çevrime nispeten daha yüksek soğutucu buharlaştırma sıcaklığı elde edilir. Bu çalışmada seri sistemden yarı paralel sisteme geçilmesiyle ~ %7'lik bir performans artışı elde edilmiştir.

Şekil 1.4'te tam paralel sistemin soğutma şeması yer almaktadır. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan yoğuşturucuya girmektedir.



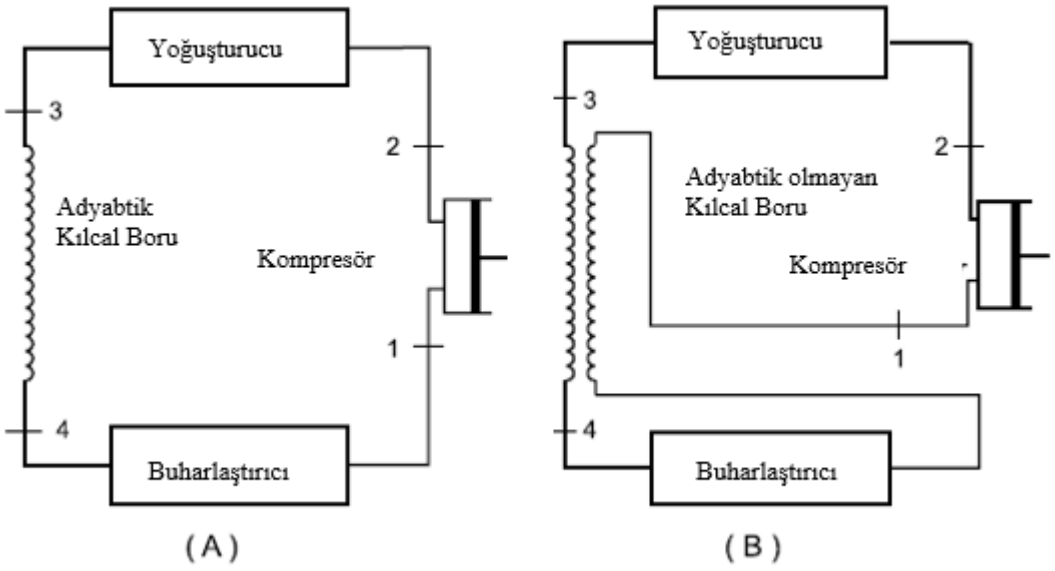
Şekil 1.4 Tam paralel soğutma sistemi ve çek valf kullanımı [2]

Yoğuşturucudan çıkan akışkan üç yollu valf sayesinde dondurucu ve soğutucu çevrimlerine yönlendirilebilmektedir. Dondurucu çevrimine giren akışkan dondurucu (F) buharlaştırıcısından geçip emiş hattı aracılığıyla kompresöre dönmektedir. Soğutucu çevriminde ise yoğuşturucudan çıkan akışkan soğutucu (R) buharlaştırıcısından geçtikten sonra dondurucu (F) buharlaştırıcısı çıkışına bağlanmaktadır. Burada akışkanın dondurucu (F) buharlaştırıcısına girişini

engellemek için tek yönlü akışa izin veren bir valf kullanılmıştır. Böylece akışkan emiş hattı aracılığıyla kompresöre döner.

Bu çevrimde yarı paralel çevrime nispeten daha yüksek soğutucu buharlaşma sıcaklığı elde edilir. Bu sebeple yarı paralel sisteme göre ~%5,5, seri sisteme göre ~%12'lik bir performans artışı elde edilebilmektedir. Bu çalışmada görüldüğü üzere, buharlaşma sıcaklığının kılcal boru çap ve uzunluk değişimlerine bağlı olarak farklılaştırılması önemli enerji tasarrufları sağlayabilecektir.

Adyabatik ve adyabatik olmayan kılcal boru modelleri için çeşitli teorik çalışmalar mevcuttur. B. Xu, P.K. Bansal 2002 yılındaki Nonadiabatic capillary tube flow a homogeneous model and process description [3] isimli makalelerinde adyabatik olmayan kılcal boru modellemesini araştırmışlardır. Sistemde kısılma elemanına bağlanmış bir dönüş hattı ısı değiştiricisi (SLHX) olan kısılma elemanlarına adyabatik olmayan kılcal boru, dönüş hattı ile teması olmayan kısılma elemanlarına adyabatik kılcal boru denir. Adyabatik ve adyabatik olmayan kısılma elemanı resimleri Şekil 1.5'te gösterilmektedir.



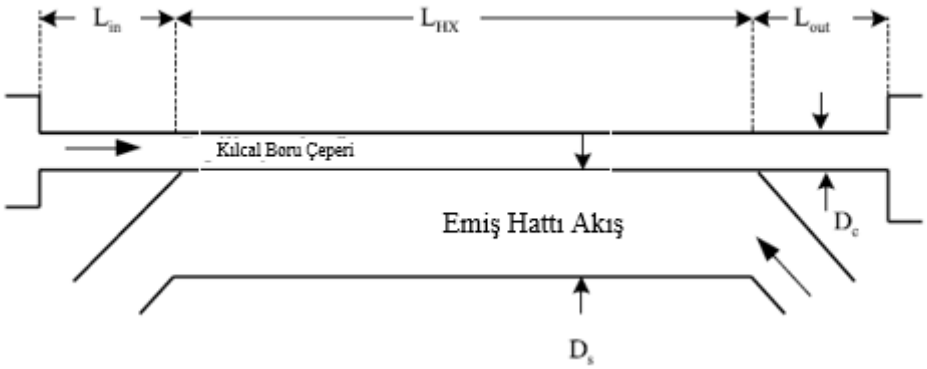
Şekil 1.5 A- Adyabatik B-Adyabatik olmayan kılcal boru [3]

İncelenen makaleye göre teorik bir yaklaşım için aşağıdaki kabuller yapılabilir.

- Emiş hattında ve kılcal boruda sabit iç çap ve değişmeyen yüzey pürüzlülüğü
- Ters akışlı ısı eşanjörü

- Tek bölgede sıkıştırılamaz akış
- Homojen iki fazlı akış
- Saf soğutucu akışkan (yağ yok)
- Kararlı rejimde akış
- Hava ile ısı transferi ihmal edilebilir

Şekil 1.6'da kılcal boru-emiş hattı ısı değiştiricisi gösterilmektedir.



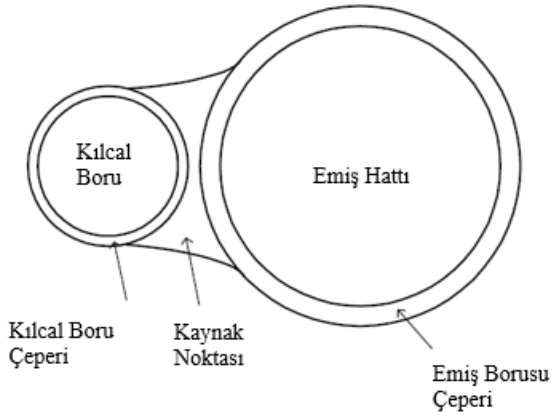
Şekil 1.6 Kılcal boru ve ısı değiştiricisi akışı [3]

Kılcal boru modellemesi:

$$L = L_{in} + L_{HX} + L_{out} \tag{1.1}$$

Süreklilik, momentum korunumu ve enerji korunumu denklemleri kılcal borudaki akışı tanımlamak için yazılır. Burada $L_{in,}$ emiş hattıyla temas etmeyen kılcal boru giriş bölgesini, L_{out} emiş hattıyla temas etmeyen kılcal boru çıkış bölgesini, L_{HX} ise emiş hattı ile temas eden kılcal boru bölgesini göstermektedir.

Şekil 1.7'de, kılcal boru – emiş borusu ısı değiştiricisinin yan kesiti gösterilmektedir. Şekildeki kılcal boru ve emiş hattı arasındaki ısı transfer hızı hesaplanmıştır.



Şekil 1.7 Adyabatik olmayan kılcal boru ve emiş hattı kesiti [3]

Oluşturulan model, adyabatik olmayan kılcal boru içindeki akış özelliklerini incelemek için kullanılmıştır.

Bu makalede çıkarılan model ile akış incelendiğinde, adyabatik olmayan bir kılcal boru içindeki akış özelliklerinin, soğutucu akışının ısı transferi ve basınç düşüşü etkileri arasındaki etkileşim tarafından belirlendiğini ortaya koymaktadır. Isı transferinin etkisi basınç düşüşünden daha güçlü olduğunda, soğutucu akışkan ısı değiştiricisi bölgesinde yoğuşma eğilimi gösterir. Bununla birlikte, basınç düşüşü etkisi daha güçlüyse, soğutucu akışkan ısı değiştiricisi bölgesinde buhar oluşturur. Isı değişim bölgesindeki genel akış özelliği, bu iki etkinin dengesi şeklinde gelişir.

Mehdi Rasti ve arkadaşları 2017 yılındaki Development of a Continuous Empirical Correlation for Refrigerant Mass Flow Rate Through Non-Adiabatic Capillary Tubes isimli makalede [4] soğutma çevrimlerinde kısılma elemanı olarak kullanılan adyabatik olmayan kılcal borunun uzunluğunun, sistem parametrelerine bağlı değişimini inceleyip yeni bir denklem türetmişlerdir.

$$L = 9.834 \times 10^{-8}(\dot{m}^{-2.8506})(D^{7.7029})(P_c{}^{1.9261})(\mu_{fc}{}^{-1.0017})(v_{fc}{}^{-2.9227})(v_{gc}{}^{-0.9965})\left(\frac{C_{p,fc}}{C_{p,gs}}\right)^{4.4817} \qquad (1.2)$$

İfadelerin anlamı;

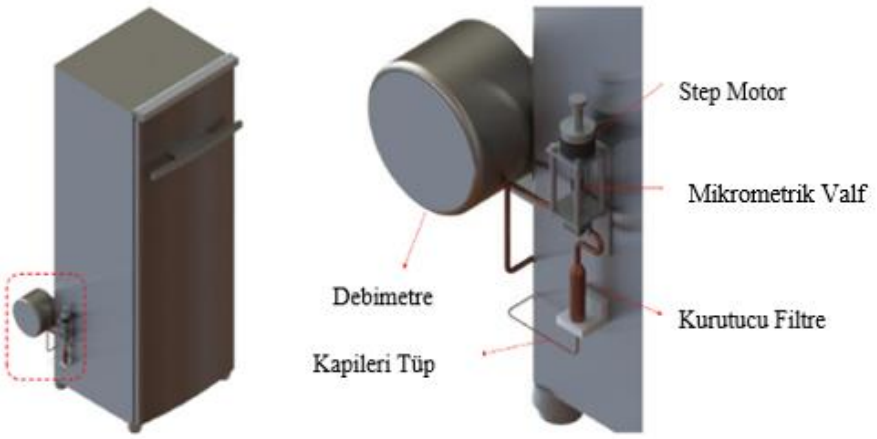
- L: Kılcal boru uzunluğu
- m: Debi
- D: Kılcal Boru iç çapı
- P_c: Kılcal Boru basıncı

- u_{fc}: Kılcal borudaki doymuş sıvının viskozitesi
- v_{fc}: Kılcal borudaki doymuş sıvının özgül hacmi
- v_{gc}: Kılcal borudaki doymuş gazın özgül hacmi
- Cp_{fc}: Kılcal borudaki doymuş sıvının sabit basınçtaki ısı sığası
- Cp_{gs}: Emiş hattındaki doymuş gazın sabit basınçtaki ısı sığası

Yukarıda bahsedilen akışkan değerleri Refprop programından elde edilebilmektedir. İlgili Denklem izobütan (R600a) soğutucu akışkanı için türetilmiştir ve denklemin geçerli olduğu soğutma çevriminde aşırı soğuma miktarı 2 ile 25 °C arasında değişmektedir. Soğutma çevriminde kullanılan kılcal boru boyunu belirleme amaçlı kullanılacak bu denklem, deneysel veriler üzerinde en küçük kareler metodu kullanılarak elde edilmiştir.

Fernando T. Knabben ve arkadaşları 2021 yılındaki Development of Effect of the refrigerant charge, expansion restriction, and compressor speed interactions on the energy performance of household refrigerators [5] çalışmasında; 35 ile 65 gram arasında değişen akışkan şarj miktarı, 0.55 ile 0.85 mm aralığında değişen kılcal boru çapı, 2500, 3600, 4500 dev/dak kompresör hızı ve 16 °C ile 32 °C ortam sıcaklığında yaptıkları deneylerde toplam 294 deney verisi elde etmişlerdir. Şarj, kılcal boru çapı, kompresör hızı ve ortam sıcaklığının, buzdolabı soğutma kapasitesi ve enerji tüketimi üzerinde etkilerini incelemişlerdir.

Telli yoğuşturucu ve alüminyum kanatlı soğutucu buharlaştırıcısı kullanan 228 L dikey bir derin dondurucu buzdolabında, orijinal sabit devirli kompresör yerine değişken devirli kompresör, orijinal kılcal boru yerine orifisli mikrometrik valf yerleştirilmiştir. Genleşme cihazının (kılcal boru), kısılması mikrometrik valf ile kontrol edilen step motor tarafından sağlanmaktadır. Şarj 5 gram artacak şekilde manuel olarak verilmektedir. Deney düzeneği Şekil 1.8'de gösterilmektedir.



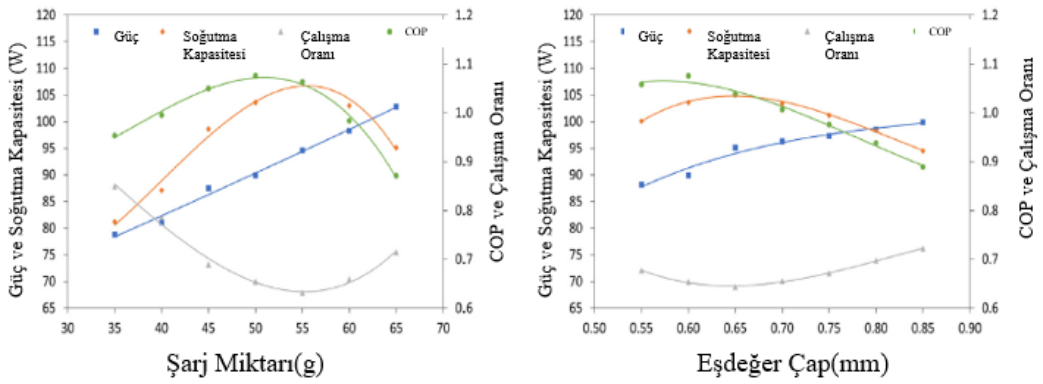
Şekil 1.8 Deney düzeneği [5]

Sıcaklık değerleri her rafa yerleştirilen T tipi ısıl çift (termokupl) ile, güç değeri wattmetre ile, yoğuşma ve buharlaşma basıncı kompresörün emme ve basma hattına yerleştirilen gerilim ölçer basınç transdüserleri ile ve kütlesel debi kompresör basma hattına yerleştirilen coriolis kütlesel debi ölçüm cihazı ile ölçülmektedir.

Enerji tüketim testleri, Hermes ve arkadaşlarının [6] 2013 yılındaki makalelerinde önerdikleri metodolojiye dayanarak gerçekleştirilmiştir. Buzdolabı, %50 bağıl neme sahip bir ısı odasına yerleştirilmiş ve kompresör ve fanlar devamlı çalışacak şekilde ayarlanmıştır. Dolap iç sıcaklığını -18 °C'de tutabilmek için kabin içerisine PID kontrollü elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Gonçalves ve arkadaşlarının [7] 2000 yılındaki makalelerindeki önerdikleri 'Ters Isı Kazancı' testi ile dolabın ısı kazancı bulunmuştur. Dolabın ısı kazancı, fan gücü ve kabini -18 °C 'de tutmak için çalıştırılan ısıtıcının toplamından dolabın soğutma kapasitesi bulunur. Bu soğutma kapasitesi ile ısı kazancının oranlanması ile çalışma oranı, deneydeki kompresör gücü ve elde edilen bu çalışma oranı ile dolabın enerji tüketimi hesaplanır. Boeng ve Melonun 2012 yıllında yayınladıkları makalede uyguladıkları [8] ve Kipp ve Schmidt'in [9] 1961 yılında yayınladıkları makalede duyurdukları nitrojen testine dayandırarak çıkardıkları denklem ile mikrometrik valf açıklığına göre eşdeğer kılcal boru çapı hesaplanır.

Sonuçlar incelendiğinde; şarjı arttırmak ısı değiştiricisindeki kütleyi arttırır, bunun sonucunda buharlaşma ve yoğuşma basıncı artar. Şarj eklenmesi ile aşırı kızdırma

azalır. Kompresör girişindeki özgül hacim düşer ve sistemin debisi artar. Sistemde yetersiz şarj olduğu durumda ise buharlaştırıcıdaki aşırı kızdırılmış buhar soğutma kapasitesini düşürür. Bu noktada enerji tüketimi ve çalışma oranı fazladır. Şarj eklenmesi buharlaştırıcıdaki aşırı kızdırılmış buharı sıfıra yaklaştırır ve buharlaştırıcıyı doldurur, bu sayede soğutma kapasitesi arttırılır. Aşırı kızdırmanın sıfır olduğu noktadan sonra sisteme şarj eklenmesi buharlaşma basıncını arttırır ve sonucunda buharlaşma sıcaklığı ile kabin arasındaki sıcaklık farkını düşürür ve böylece soğutma kapasitesi azalır. Kapasitenin maksimum olduğu bu nokta en iyi performans noktası değildir. Çünkü debinin artmasıyla kompresör gücü de artar. Sonuç olarak, soğutma kapasitesinin maksimumdan biraz düşük olduğu, aşırı kızdırmanın sıfır olmadığı sistem performansını maksimize eden bir nokta vardır. Sonuçlar Şekil 1.9'da gösterilmektedir.



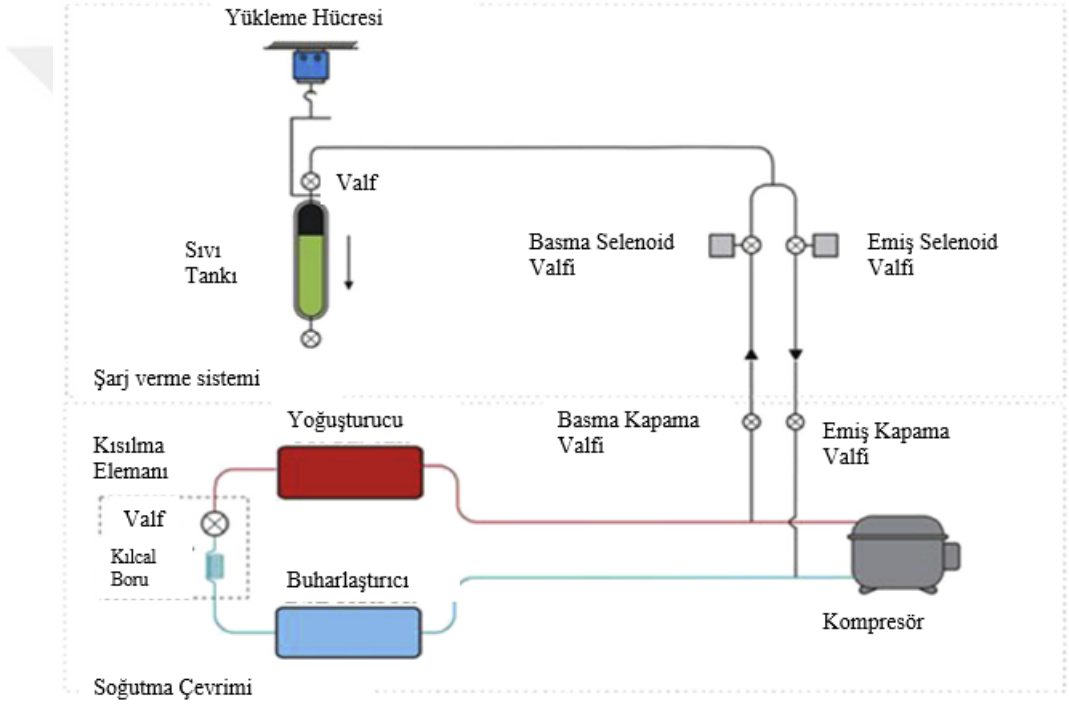
Şekil 1.9 Değişken şarj ve çap miktarında, soğutma kapasitesi değerleri [5]

Kısılmanın sistem çalışması üzerindeki etkisi incelendiğinde, kısılmayı azaltmak, debiyi ve buharlaştırıcıya giden akışkanı arttırır ve buharlaştırıcı çıkışındaki aşırı kızdırmayı azaltır. Debinin tersi eğiliminde, özgül soğutma etkisi azalır, bu da soğutma kapasitesinde tekrar bir maksimuma ve çalışma oranında bir minimuma yol açar. Kısılma etkisi ile şarj etkisi benzer davranır. Kısılmanın düşürülmesi ile güç devamlı olarak artar, soğutma kapasitesi bir maksimuma ulaşır yine aşırı kızdırmanın sıfır olmadığı bu nokta ile çakışmayan en iyi performans katsayısını sağlayan bir nokta vardır.

Joel Boeng ve Claudio Melo 2014 yılındaki Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction [10] çalışmasında hazırladıkları prototip ile 0.62 mm ile 0.83 mm

aralığında değişen kılcal boru çapı ve 36.7 gram ile 64.7 gram aralığında değişen şarj miktarıyla birlikte toplam 94 deney sonucu elde etmişlerdir.

Deney düzeneği, emme ve basma hattı arasına bağlanan kontrol edilebilir şarj cihazını temel almaktadır. Kısılma elemanının çapı valf metre ile kontrol edilmektedir. Valf metre açıklığının değişimine bağlı olarak, eş değer kılcal boru çapı değişmektedir. Deneyde, buharlaştırıcı olarak kanatlı borulu ısı değiştiricisi, yoğuşturucu olarak telli ısı değiştirici, piston kompresör ve kılcal borudan oluşan, 47 gram şarjlı 407 L iki kapılı buzdolabı kullanılmaktadır. Deney düzeneği şeması Şekil 1.10'da gösterilmektedir.



Şekil 1.10 Deney düzeneği ve şarj verme sistemi [10]

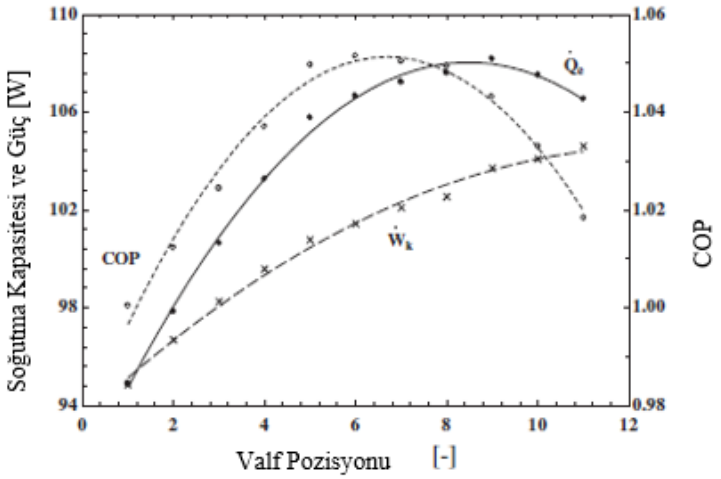
Deneyler, valf metrenin tamamen açık olduğu konum ve tamamen kapalı olduğu konum aralığında değişen kısılma açıklıklarında gerçekleştirilmiştir. Her valf açıklığında sisteme 3 gram şarj ilave edilerek deneyler tekrar edilmiştir. 0 değeri valfin en düşük çap değerini ifade ederken, 11 değeri kısılma elemanı çapının en yüksek olduğu değeri ifade etmektedir. Deneyler taze gıda (soğutucu) bölmesi kabin sıcaklığının 5 °C ve dondurucu bölme sıcaklığının -18 °C olarak sağlanabileceği minimum şarj miktarı ile başlamakta, buharlaştırıcı çıkışında sıvı damlaları görülünceye kadar arttırılarak devam etmektedir. Deney sonuçları

Hermes ve arkadaşlarının 2013 yılında önerdikleri metodolojiye göre elde edilmiştir.

46.9 gram şarj miktarı için yapılan incelemede, kısılma elemanının çapı azaldıkça kompresör işinin arttığı, debinin ise azaldığı görülmüştür. Kısılma etkisinin artmasına bağlı olarak, soğutucu akışkan yoğuşturucuya yığılır, buharlaştırıcı aç kalır, bunun sonucunda buharlaşma basıncı düşer, aşırı kızdırma ve buna bağlı olarak kompresör girişindeki özgül hacim artar böylece debi azalır. Sistem basınç oranının artmasıyla birlikte kompresör işi artar, volumetrik verim ve debi azalmış olur.

Kompresör gücü; kompresör işi ve debinin çarpımıdır. Kompresör gücü kısılma etkisinin artmasıyla birlikte azalır. Sisteme şarj eklenmesi yoğuşma ve buharlaşma basıncını arttırır ve aşırı kızdırmayı azaltır. Bu etkiler ile kompresör girişindeki özgül hacim azalır, böylece kütlesel debi artar.

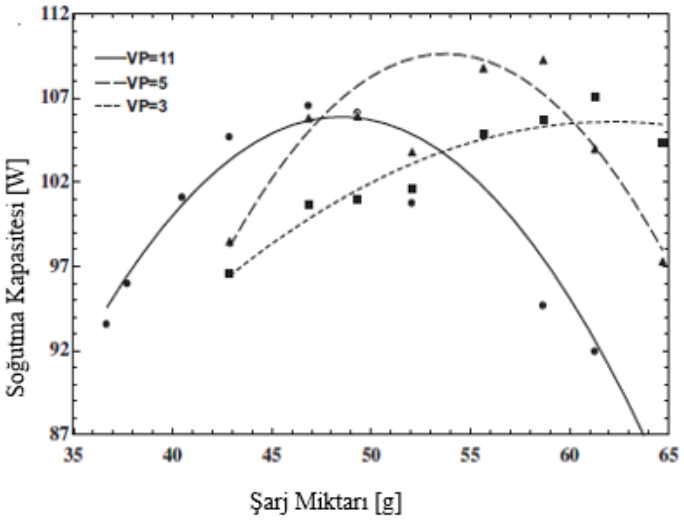
Farklı kısılma değerleri için soğutma kapasitesi değerleri Şekil 1.11'de gösterilmektedir.



Şekil 1.11 Farklı valf pozisyonları için soğutma kapasitesi ve güç değerleri [10]

En düşük kısılma değeri için sonuçlar incelendiğinde, 36.7 gramın üzerine bir miktar şarj eklendiğinde buharlaştırıcı daha düzgün dolar ve soğutma kapasitesi artar. Fakat limit değere ulaştıktan sonra yoğuşturucuda yığılan soğutucu akışkan miktarı artar ve böylece sistem basıncı artar bunun sonucunda da kompresör gücü artar ve soğutma kapasitesi azalır. Kısılmanın artmasıyla birlikte maksimum kapasite için gerekli şarj miktarı artar.

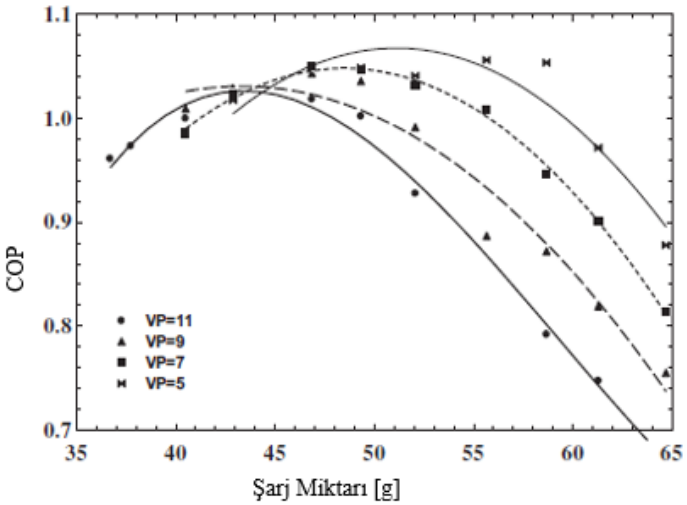
Değişen şarj miktarı için soğutma kapasitesinin değişimi Şekil 1.12'de gösterilmektedir.



Şekil 1.12 Farklı şarj miktarları için soğutma kapasitesi değerleri [10]

Aşırı kızdırma minimum değere ulaşana kadar sisteme şarj eklemek soğutma kapasitesini arttırır. Bu değerden sonra sisteme şarj eklemek buharlaşma basıncını arttırır ve soğutma kapasitesini düşürür. Bu nedenle sisteme şarj eklendiğinde, soğutma kapasitesinde maksimumda tutabilmek adına buharlaşma basıncını arttırmak için kısılma arttırılmalıdır. Ayrıca kısılma arttıkça, maksimum performans katsayısı elde etmek için verilmesi gereken şarj miktarı da artar. Bunun nedeni şöyle açıklanabilir; yüksek kısılma kütlesel debiyi azaltır, kompresör basınç oranı düşer, soğutma kapasitesi düşer. Maksimum noktaya kadar düşük kompresör basınç oranı soğutma kapasitesini düşürmekte etkiliyken, bu noktadan sonra tam tersi bir etki gösterir. Knabben'nin 2021 yılındaki makalesiyle benzer şekilde, Maksimum performans katsayısı ile maksimum soğutma kapasitesi noktası çakışmaz. Belirli bir şarj miktarı için performans katsayısını maksimize eden kısılma değeri, soğutma kapasitesini maksimize eden kısılma değerinden düşüktür. Diğer bir deyişle belirli bir kısılma için performans katsayısını maksimize eden şarj miktarı soğutma kapasitesini maksimize eden şarj miktarından düşüktür.

Farklı kısılma elemanı çapları için değiştirilen şarj miktarlarına bağlı performans katsayısı değerleri Şekil 1.13'te gösterilmektedir.

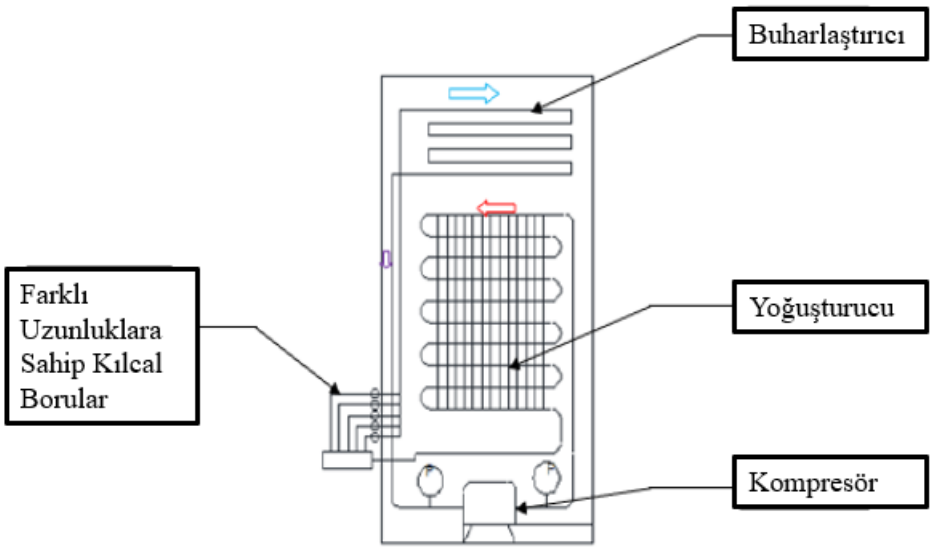


Şekil 1.13 Farklı şarj ve kısılma miktarları için COP değerleri [10]

Yüksek sıkıştırma bölgesinde iken (0-4), sıkıştırmayı daha da arttırmak akışkanın yoğuşturucuya yığılmasına ve buharlaştırıcıda az akışkan kalmasına sebep olur. Bunun sonucunda aşırı kızdırma artar, buharlaşma basıncı ve sistem performansı düşer. Bu etkiyi azaltmak için sisteme şarj eklemek gerekmektedir. Diğer bir açıdan, şarjı arttırmak buharlaştırıcıda akışkan yığılmasına ve dönüş sıcaklığının düşmesine sebebiyet verir ve sistem performansını olumsuz etkiler. Bu etkiyi düzeltmek için kısılma arttırılmalıdır. Düşük kısılmalarda sistem şarj değişikliğine daha az tepki verir. 0-4 yüksek kısılma, 4-11 düşük kısılma için bu durum akışkanın kılcal boruya giriş durumu ile açıklanabilir.

Reddy ve arkadaşları 2018 yılında Experimental evaluation of the effect of refrigerant charge and capillary tube length on the performance of household refrigerator with different configurations of R290 and R600a [11] isimli çalışmalarında R134a gazdan daha çevreci bir buzdolabı gazına geçme çalışmaları için, hazırladıkları prototipi 4 ile 6 m arasında değişen beş farklı kılcal boru uzunluğunu ve 60 gram ile 100 gram arasında değişen beş farklı gaz şarjı miktarını, 3 farklı gaz cinsi (R134a, R436 ve R290/R600 gaz karışımı) ile soğuma testine tabi tutmuşlardır.

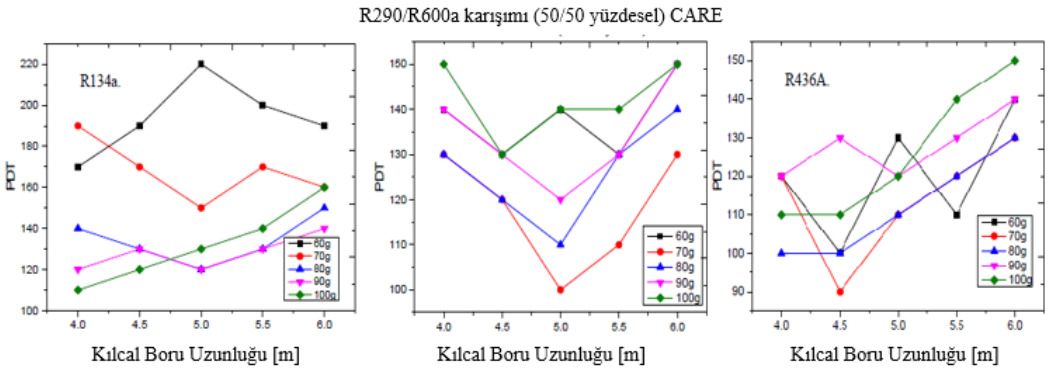
Deneyler, hava soğutmalı yoğuşturucuya sahip, piston kompresörlü, 175 L soğutucu üniteli bir buzdolabında gerçekleştirilmiştir. Kullanılan prototip Şekil 1.14'te gösterilmektedir.



Şekil 1.14 Deneyde kullanılan prototip [11]

R134'a gazı için en iyi sonuç; 100 g şarj miktarı ve 4 m kılcal boru uzunluğunda 110 dak olarak, karışım için; 70 g şarj miktarı ve 5 m kılcal boru uzunluğunda 100 dak olarak, R436 gazı için; 70 g şarj miktarı ve 4.5 m kılcal boru uzunluğunda 90 dak olarak en iyi sonuçlar elde edilmiştir.

R600a'lı karışımda 70, 80, 90 gram şarj miktarında 5 m uzunluğunda; 60 ve 100 gram şarj miktarında 4.5 m kılcal boru uzunluğunda en iyi sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar Şekil 1.15'te gösterilmektedir.

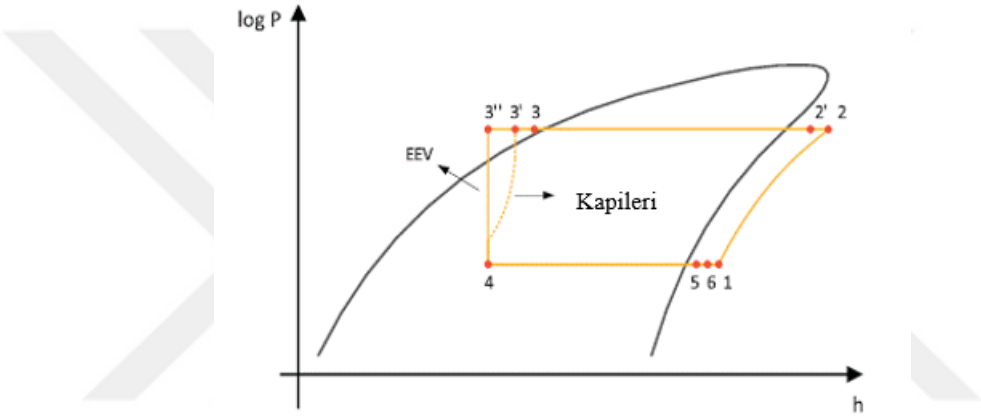


Şekil 1.15 Farklı gazlar için kılcal boru uzunluğuna bağlı soğuma değişimi [11]

R600a'lı karışımda belirli bir şarj değerinde, en iyi soğutma hızı süresini veren kılcal boru uzunluğuna ulaşıldıktan sonra kılcal boruyu uzatmak yani kısılmayı arttırmak soğuma hızını olumsuz etkilemektedir. Bu değerden daha düşük bir kılcal boru uzunluğu kullanmak yani kısılmayı azaltmakta soğuma hızı süresini

olumsuz etkiler. Ayrıca, belirli bir kılcal boru uzunluğunda iken sisteme şarj ilave etmek, yine soğuma hızı süresini olumsuz etkilemektedir.

Knabben ve arkadaşları 2020 yılındaki Application of Electronic Expansion Valves in Domestic Refrigerators [12] isimli makalelerinde, ev tipi bir buzdolabı üzerinde kılcal boru ve elektronik kısılma valfinin, kısılma elemanı olarak kullanıldığı testler gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca, sistem performansı üzerinde, şarj miktarının ve kısılmanın etkilerini simüle eden bir matematiksel model geliştirmişlerdir. Şekil 1.16'da kılcal boru (kapileri) ve elektronik kısılma valfi (EEV), ln P-h diyagramı üzerinde gösterilmektedir.



Şekil 1.16 Kısılma elemanını gösteren ln P-h diyagramı [12]

Elektronik kısılma valfli buzdolabı çoğu durumda, kılcal borulu buzdolabından daha yüksek bir enerji tüketimine sahiptir. Bu durum valf tarafından üretilen ekstra termal yük ile ilgilidir. Bununla birlikte, ısı eşanjörü uzunluğunu artırarak ve elektronik kısılma valfinin yaydığı ısıyı azaltarak, elektronik kısılma valfli sistemin, kılcal borulu sistemden farklı çalışma koşullarında %4 ile %9 arasında daha az enerji tükettiği sonuçlar elde edilmiştir.

Elektronik kısılma valfinin potansiyelini değerlendirmek için, farklı koşullar altında sistemin performansını tahmin etmek için matematiksel model kullanılmıştır. Elektronik kısılma valfi monte edilen sistemin performansını haritalamak için, 16 ve 32 °C ortam sıcaklıkları için 35 ile 65 g arasında soğutucu akışkan şarj değişimleri ve %25 ile %95 arasında açılma oranları dahil olmak üzere kompresör hızları 2500 ile 3600 dev/dak olacak şekilde testler gerçekleştirilmiştir. Benzer şekilde, kılcal boru ile monte edilen sistem için iç çapı

0.55 ile 0.85 mm arasında değiştirerek ve kılcal boru uzunluğunun analiz boyunca sabit tutulduğu bir test parametresi oluşturulup bu sayede prototipsel olarak zaman alacak birçok alternatif konfigürasyon direkt model üzerinden çalışılarak hızlı bir şekilde sonuçlar elde edilmiştir. Sonrasında iyileşme görülen durumlar için deneysel çalışmalar yapılmıştır. Kılcal borulu sistemde, kompresör hızını 3600 dev/dak'dan 2500 dev/dak'a düştüğü zaman ortam sıcaklığından bağımsız olarak kısılma valfi daha büyük kısılmalara doğru kayma eğilimindedir.

Elektronik kısılma valfli sistem için, 16 °C 'lik bir ortam sıcaklığı, 60 g'lık bir soğutucu şarj miktarı ve 3600 dev/dak' lık bir hız dikkate alındığında, %55'lik bir optimum valf açıklığı vardır. Hız 2500 dev/dak'a düşürüldüğünde, yeni optimum açıklık %50 olur, bu, orijinal açıklığın sürdürülmesi durumunda elde edilecek enerji tüketimine kıyasla %10'luk bir azalmayı temsil eder.

Kılcal boru monte edilen sistemlerde mümkün olmayan kısılma oranın değiştirilmesi, ortam sıcaklığı veya hız değiştiğinde elektronik kısılma valfi (EEV) kullanarak enerji tüketiminin azaltılabileceği bulunmuştur. Ayrıca, bu çalışmada kullanılan belirli bir buzdolabı modeli için, oldukça etkili bir dahili ısı eşanjörüne sahip bir sistemde ısı üretimi olmayan bir EEV kullanımının, %4 ile %9 arasında enerji tüketimine neden olabileceği fark edilmiştir. Son olarak yapılan analizlerin ürüne bağlı olduğu yani burada elde edilen enerji tüketimindeki farklılıkların başka bir buzdolabında farklı olabileceği vurgulanmıştır.

Erik Bjork ve Bjorn Palm 2006 yılındaki Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature [13] isimli çalışmalarında ev tipi bir buzdolabında, farklı şarj kapasitesi, farklı kısılma kapasitesi ve farklı ortam sıcaklıklarına bağlı olarak enerji tüketimi değerini hesaplamak için bilgisayar kontrollü bir deney düzeneği hazırlamışlardır. Deney prototipinde kılcal boru uzunluğu sabit tutularak, kurutucu ile dönüş borusu arasına iğne valfli motor bağlanarak kısılma kapasitesi kontrol edilmiştir. Ayrıca, soğutucu akışkan tankı servis borusuna bağlanarak, akışkan şarj miktarı kontrol edilebilmektedir. 16 °C, 25 °C ve 31 °C ortam sıcaklıklarında testler gerçekleştirilmiştir. Kabin için sıcaklığı ise 5 °C 'de sabit tutulmuştur. Yukarıda belirtilen üç değişkene bağlı olarak toplamda 600 adet

deney verisi elde edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, düşük kısılma kapasitesi; yüksek buharlaştırıcı dolma zamanı, yüksek aşırı kızdırma ile yüksek aşırı soğumaya neden olmakta ve bu etkilerle birlikte düşük buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı elde edilmektedir. Soğutucu akışkan şarj miktarını arttırmak ise, düşük buharlaştırıcı dolma zamanı, düşük aşırı kızdırma miktarı ve yüksek buharlaşma sıcaklığı ile yüksek yoğuşma sıcaklığına neden olmaktadır. Deney verileri incelendiğinde, düşük ortam sıcaklıklarında optimum enerji tüketimini sağlayan şarj miktarı arttığı gözlemlenmiştir. Bu çalışmada enerji tüketimini düşürmek için kısılma kapasitesi ile akışkan şarj miktarının kesin bir kombinasyonunun sağlanması gerektiği ortaya konulmuştur.

Alessandro Pisano ve arkadaşları 2015 yılındaki Optimal design of a light commercial freezer through the analysis of the combined effects of capillary tube diameter and refrigerant charge on the performance [14] isimli çalışmalarında ticari dondurucu ürününün enerji tüketimi optimizasyonu çalışmalarının modelleme temelli incelenmesi için bir modelleme metodolojisi geliştirmişlerdir. Geliştirilen modelleme aracı ile, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, kılcal boru çapı ve akışkan şarj miktarı değişimi fonksiyonu olarak COP ve enerji tüketim değerleri haritalandırılmıştır. Model incelendiğinde, ortam sıcaklığı değişimine bağlı olarak optimum soğutucu akışkan şarjı miktarı da değişmektedir. Bununla birlikte, soğutucu akışkan şarjı yalnızca bir çalışma koşulu için optimize edildiğinden, COP, ortam sıcaklığının her 1 °C değişimi için yaklaşık %5'lik bir değişiklik göstermektedir. Bu nedenle, soğutma kapasitesi ve güç tüketimi eğilimleri göz önüne alındığında, verimlilik açısından, yüksek akışkan şarj miktarına sahip bir sistem, emme sıcaklığının çiğlenme noktası sınırının üzerinde olması koşuluyla daha kararlıdır.

Jackson B. Marcinichen ve Claudio Melo, 2006 yılındaki Comparative Analysis Between a Capillary Tube and an Electronic Expansion Valve in a Household Refrigerator [15] isimli çalışmalarında, iki bölmeli bir buzdolabında, kılcal boru ve elektronik kısılma valfi performanslarını karşılaştırmak amacıyla, 3 farklı ortam sıcaklığı (18°C, 32°C ve 43°C) ve 3 farklı kompresör hızı (2000 dev/dak, 3600 dev/dak ve 4500 dev/dak) parametrelerine bağlı olarak soğuma hızı ve enerji tüketimi değerlerini elde etmek için deneyler gerçekleştirmişlerdir. Kılcal boru

herhangi bir hareketli parçaya sahip olmayıp, basit ve daha düşük bir maliyete sahipken, soğutma sistemini değişken yüklere karşı adapte edememektedir. Elektronik kısılma valfi ise, geri beslemeli yapasıyla daha yüksek maliyete sahipken sistemi değişken soğutma yüklerine adapte edebilmektedir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, elektronik kısılma valfine sahip sistemde, kılcal borulu sisteme kıyasla daha düşük enerji tüketimi değerleri sadece yüksek soğutma yüklerinde elde edilmiştir. İki sistemde tüm ortam sıcaklıkları için soğuma hızları farkları ise ± %3 olarak gerçekleşmiştir.

Joel Boeng ve Claudio Melo 2020 yılındaki An innovative charge optimization process for capillary tube based cooling systems [16] isimli çalışmalarının ilk bölümünde farklı soğutucu akışkan şarj miktarları ve farklı kısılma değerleri için, ev tipi bir buzdolabının enerji tüketimini haritalamak amacıyla deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışmalar, optimum enerji tüketimi sağlayan kılcal boru ile şarj miktarı ikilisini elde etmek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın ikinci fazında, kılcal boru tarafından sağlanan kısılma etkisini, eşdeğer kısılma çapı olarak sağlamak amacıyla kuru nitrojen akışı ve matematiksel modelleme çalışması gerçekleştirilmiştir. Kılcal boru iç çapına ve soğutucu akışkan şarj miktarına bağlı olarak enerji tüketimini tahmin etmek için ampirik bir korelasyon geliştirmişlerdir. Geliştirilen ampirik model ile enerji tüketimi optimizasyon sürecinin yakınsamasını sağlamak için üç farklı soğutucu akışkan şarj miktarı ile toplanan en az 14 veri noktasının gerekli olduğunu bulmuşlardır. Bu çalışmanın deneysel sonuçları, farklı buzdolaplarını konu almalarına rağmen, Bjork ve Palm'ın 2006 yılındaki çalışmaları ve Pisano ve arkadaşlarının 2015 yılındaki çalışmalarıyla paralellik göstermektedir. Bu nedenle elde edilen davranışların çoğu buzdolabı için benzer olduğu sonucuna varılabilmektedir. İncelenen buzdolabı, 0,70 mm iç çaplı kılcal boru ile monte edilmiş ve 47g ile şarj edilmekte olup 50,9 kWh enerji tüketimi sağlamaktadır. Burada önerilen metodoloji ile 0,70 mm iç çaplı bir kılcal boru, 51,2 g soğutucu şarj miktarı ile 50,7 kWh enerji tüketimi sağlayabilmektedir.

Yukarıda incelendiği şekilde, farklı soğutma sistemlerini Seyoung Choi ve arkadaşları [1] incelemişledir. Yoon ve arkadaşları [2] ise, klasik seri soğutma sisteminden tam paralel soğutma çevrimine geçilmesiyle beraber enerji

tüketiminin %12 iyileştirilebildiğini belirlemişlerdir. Bu enerji iyileştirilmesinin temel nedeni buharlaştırma sıcaklığının soğutucu ve dondurucu bölmeleri için farklılaştırılabiliyor olmasıdır. Farklı buharlaşma sıcaklıkları farklı kılcal borular ile sağlanabilmektedir. B. Xu ve Bansal [3] adyabatik ve adyabatik olmayan kılcal boru durumlarını tanımlayarak akış gelişimini incelemişlerdir. Mehdi Rasti ve arkadaşları [4] ise adyabatik olmayan kılcal borunun uzunluğunun, sistem parametrelerine bağlı değişimini incelemişlerdir ve yeni bir denklem türetmişlerdir. Kısılma etkisinin sistem performansı üzerine etkilerini inceleyen çalışmalarda ise, Fernando T. Knabben ve arkadaşları [5]; şarj, kılcal boru çapı, kompresör hızlarının farklı ortam sıcaklıklarında, buzdolabı soğutma kapasitesi ve enerji tüketimi üzerinde etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada kısılmanın düşürülmesi ile güç devamlı olarak artar, soğutma kapasitesi bir maksimuma ulaşır yine aşırı kızdırmanın sıfır olmadığı bu nokta ile çakışmayan en iyi performans katsayısını sağlayan bir sistem çalışma noktası bulunur. Joel Boeng ve Claudio Melo [10], farklı kılcal boru çap ve akışkan şarj miktarları için sistem performansını incelemişlerdir. Knabben'nin 2021 yılındaki makalesiyle benzer şekilde, maksimum performans katsayısı ile maksimum soğutma kapasitesi noktasının çakışmadığı sonucuna ulaşmışlardır. Bu çalışmaya göre, belirli bir şarj miktarı için performans katsayısını maksimize eden kısılma değeri, soğutma kapasitesini maksimize eden kısılma değerinden düşüktür. Reddy ve arkadaşları [11] farklı akışkan cinsleri için kılcal boru boyunu ve şarj miktarlarını değiştirerek, soğuma hızlarını incelemişlerdir. R600a'lı karışımda belirli bir şarj değerinde, en iyi soğutma hızı süresini veren kılcal boru uzunluğuna ulaşıldıktan sonra kılcal boruyu uzatmanın yani kısılmayı arttırmanın soğuma hızını olumsuz etkilediğini gözlemlemişlerdir. Yine bu değerden daha düşük bir kılcal boru uzunluğu kullanmak başka bir deyişle kısılmayı azaltmanın da soğuma hızı süresini olumsuz etkilediğini tespit etmişlerdir.

Yoon ve arkadaşlarının [2] dondurucu ve soğutucu bölmelerdeki buharlaşma sıcaklığını farklılaştırarak %12 enerji tasarrufu elde edilebildiğini ortaya koymuşlardır. Bu tez çalışması kapsamında ise, literatürdeki çalışmalardan farklı olarak, 16 °C, 25 °C ve 32 °C olmak üzere 3 farklı ortam sıcaklığında, aynı kabin içinde çevrim performansının arttırılması üzerine deneysel ve istatiksel modelleme

çalışması yapılmıştır. Çalışmada 0.66 mm ile 0.80 mm olmak üzere iki farklı çap, 42 g, 47 g ve 52 g olmak üzere üç farklı akışkan şarjı miktarı ve 2100 mm, 2800 mm ve 3500 mm olmak üzere 3 farklı kılcal boru uzunluğu için testler gerçekleştirilerek 36 farklı deney sonucu elde edilmiştir. Son olarak ortalama akışkan şarj miktarı için 16 °C ortam sıcaklığında tekrar edilerek toplamda 42 adet deney sonucuna ulaşılmıştır. Bu çalışmada Fernando T. Knabben 'in [5] ve Joel Boeng ile Claudio Melo' nun [10] çalışmalarına ek olarak kılcal boru uzunluğunun değişimine bağlı olarak buzdolabı prototipinin günlük enerji tüketimi değişimi incelenmiştir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde; kompresör çıkış sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı, aşırı soğuma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı ve aşırı kızdırma sıcaklığı değerleri incelenerek, buzdolabının enerji tüketimi istatistiksel olarak değerlendirilmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Tez çalışması kapsamında, ev tipi buzdolaplarında kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, kılcal borularda çap ve uzunluk değişiminin, farklı çevre sıcaklıklarında ve soğutucu akışkan şarj miktarlarında buzdolabı enerji tüketimi etkileri üzerine deneysel çalışma yapılarak, istatiksel bir model kurulması amaçlanmaktadır.

Deneysel çalışmada farklı çap ve uzunluk değerlerindeki 6 farklı kılcal boruya sahip, tek kapılı dondurucu üniteli buzdolabı prototipi hazırlanarak, 3 farklı çevre şartı ve 3 farklı akışkan şarjı için testler yapılmıştır. Deneysel çalışmada kılcal boru çapı, kılcal boru uzunluğu, ortam sıcaklığı ve şarj miktarı parametrelerine bağlı olarak, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde; kompresör çıkış sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı, aşırı soğuma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı ve aşırı kızdırma sıcaklığı değerleri incelenerek, buzdolabının enerji tüketimi değerlendirilmiştir. Çalışmada farklı çevre sıcaklıklarına bağlı olarak, en iyi enerji tüketimini sağlayan kılcal boru çap ve uzunluklarının istatistiksel olarak analiz edilmesi amaçlanmaktadır.

1.3 Hipotez

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ile çalışan ev tipi buzdolaplarında, kısılma elemanı olarak kullanılan kılcal borunun boyu ve çapı değiştirilerek, farklı akışkan şarj miktarı ve farklı ortam sıcaklıklarında, değişen sistem sıcaklıklarına bağlı olarak günlük enerji tüketimi değiştirilir. Farklı ortam sıcaklıklarında farklı kılcal boru boyu veya çapı kullanılmasını sağlamak amacıyla, tek bir buharlaştırıcıya iki farklı kılcal boru girişi yapılarak sistem esnekliği arttırılabilir.

2
BUZDOLABI SOĞUTMA ÇEVRİMİ TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

2.1 Enerji Tüketimi

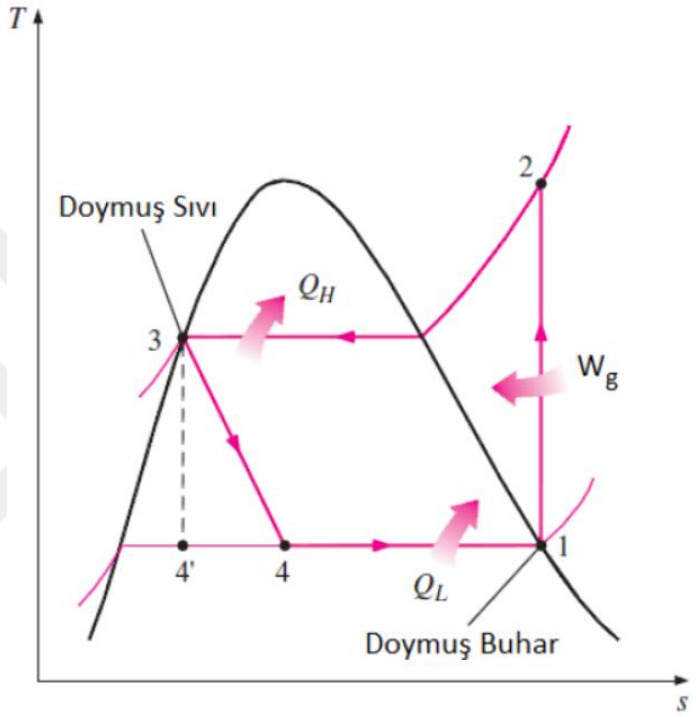
Dünyada artan nüfus ve sınırlı enerji kaynakları nedeniyle mevcut enerji kaynaklarının verimli kullanılmasının önemi her geçen gün artmaktadır. İklimlendirme ve gıda saklanması için kullanılan ürünlerdeki buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerine bağlı enerji tüketimi, toplam enerji tüketiminde önemli bir paya sahiptir. Ev tipi buzdolapları ise, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin en çok kullanıldığı alanların başında gelmektedir ve günümüzde artan konfor ihtiyaçları ile her evin vazgeçilmezi haline gelmiştir. Pandemi etkisiyle birlikte ev aletleri kullanımı artış göstermiştir ve ev tipi buzdolabı enerji verimliliği daha da ön plana çıkmıştır. Ev tipi buzdolapları, küresel elektrik tüketiminin %6'sında pay sahibidir [1]. Bu nedenle, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki enerji verimliliğini arttırmaya yönelik çalışmaların sayısı giderek artmaktadır. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki komponentlerin ve çevrim veriminin iyileştirilmesiyle, enerji verimliliği iyileştirilebilmektedir. Soğutma çevriminin verimliliğini artırmak için başlıca etken çevrim bileşenlerini daha verimli hale getirmektir. Bu çalışmada, ev tipi buzdolaplarında kısılma elemanı olarak kullanılan kılcal boruya odaklanılarak, çoklu kısılma elemanı (kılcal borular) kullanımıyla farklı çalışma koşulları altında farklı kılcal borular için çevrim noktaları ve enerji tüketim değerleri incelenmiştir. Elde edilen 46 farklı deney noktası ile istatistiksel bir model çıkarılmıştır.

2.2 İdeal Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

Isı transferi yüksek sıcaklıktaki ortamdan daha düşük sıcaklıktaki bir ortama doğru gerçekleşir. Bir ortamdan, daha yüksek bir sıcaklığa sahip başka bir ortama ısı geçişi kendiliğinden gerçekleşemez ve bu durumun olması için soğutma makinası

kullanımı gerekir. Soğutma makinası soğutma çevrimi esasına göre çalışır. Soğutma çevriminde kullanılan akışkanlara soğutucu akışkanlar denir.

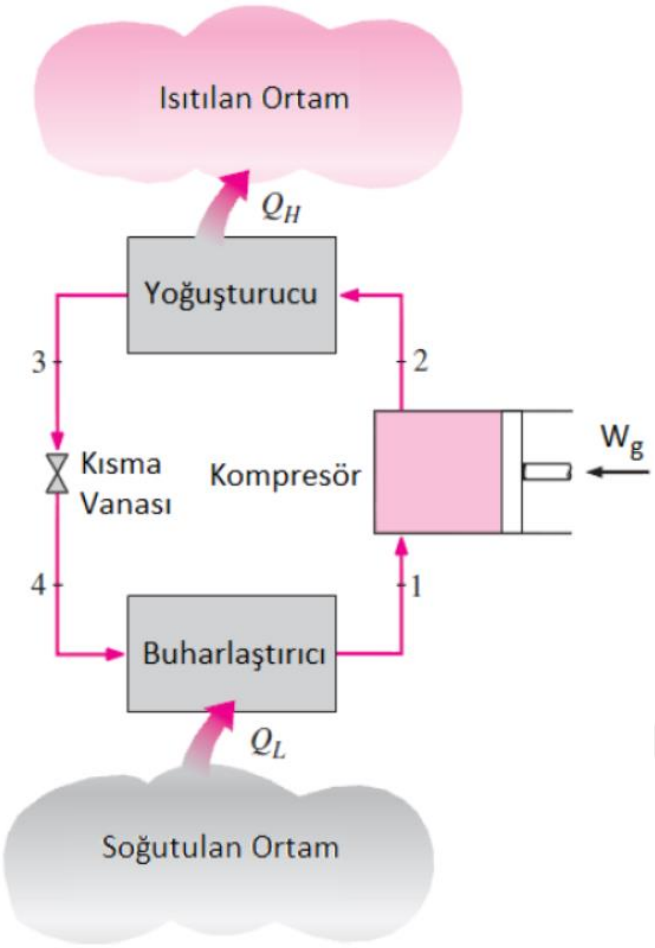
Soğutma çevrimleri içerisinde en yaygın kullanılan, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. İdeal buhar sıkıştırmalı çevrime ait T-s diyagramı Şekil 2.1'de verilmiştir. Burada Q_H yoğuşturucudan atılan ısıyı, Q_L soğutulan ortamdan çekilen ısıyı, W_g ise kompresörde harcanan işi ifade etmektedir [17].



Şekil 2.1 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [17]

Basit bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, bir kompresör, bir yoğuşturucu, bir buharlaştırıcı ve bir kısılma elemanı içerir. Günümüzde buzdolaplarında soğutucu akışkan olarak izobütan (R600a) yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 1.1 de de görüldüğü üzere, soğutucu akışkan kompresörde sıkıştırılır. Sıkıştırma aşamasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı kompresör tarafından artırılır (T2, P2). Sıcaklığı ve basıncı artan soğutucu akışkan yoğuşturucuya giriş yapar. Bu aşamada soğutucu akışkan, ısısını çevre ortama vererek yoğuşur. Yoğuşan sıvı akışkan (T3), kısılma cihazından geçer. Soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı azalır (T4) ve sıvı fazdan gaza, faz değişimi başlar. Düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda ortamdan ısı çekerek buharlaşır (T1, P1). Taze gıda ve dondurucu bölmelerinin soğutulması bu şekilde gerçekleştirilir.

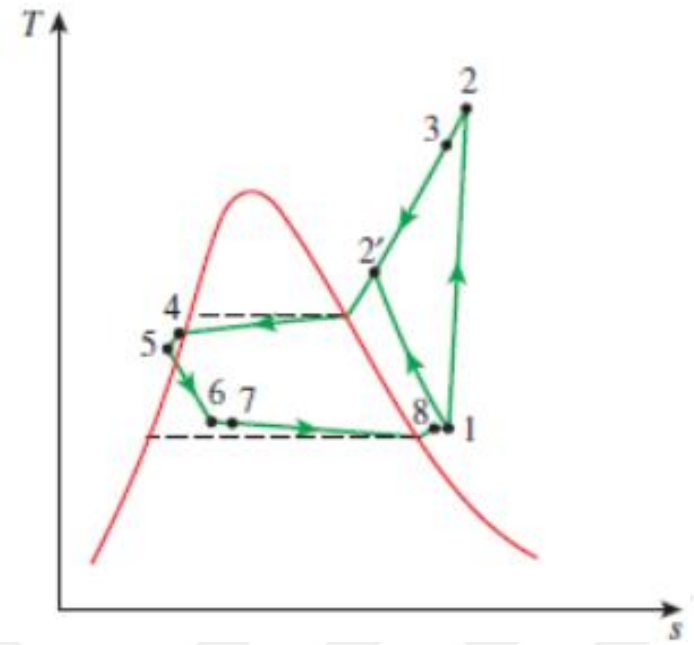
Buharlaştırıcının ardından soğutucu akışkan gaz fazında kompresöre girer ve çevrim tamamlanır. Şekil 2.2'de soğutma makinası genel şeması verilmiştir.



Şekil 2.2 Soğutma çevrimi genel yapısı [17]

2.3 Gerçek Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi ve Ev Tipi Buzdolapları

Gerçek durumdaki tersinmezlik sebebiyle, gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ideal buhar sıkıştırmalı buhar çevriminden biraz daha farklıdır. Bu farkın ana sebepleri akıştaki viskoz kayıpların yok edilememesi ve adyabatik durumun gerçek çevrimde gerçekleşememesidir. Şekil 2.3'te gerçek buhar sıkıştırmalı çevrimin T-s diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 2.3 İdeal olmayan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [17]

Soğutma çevriminde verim, etkinlik katsayısı COP olarak ifade edilir. Denklem 2.1'de görüldüğü gibi COP, soğutma etkisinin kompresör tarafından harcanan işe oranıdır [17].

$$COP = \frac{Soğutma\ etkisi}{\text{İş}\ girişi} = \frac{Q_L}{W_g} \tag{2.1}$$

İdeal çevrimden farklı olarak kompresörde izantropik sıkıştırma durumu gerçek çevrimde gerçekleştirilemez. İdeal çevrimde buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın doymuş buhar olarak kompresöre girmesi gerçek çevrimde kontrol edilemeyeceğinden emniyetli seviyede kalmak için kompresöre kızgın buhar fazında akışkanın girmesi sağlanmalıdır. Gerçek çevrimde kompresör işinin ideal çevrime göre fazla olmasının sebebi bu farklılıklardır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda ideal çevrimden farklı olarak akış sürtünmesi sebebiyle basınç kaybı vardır.

Buzdolapları enerji tüketim çalışmalarında ise, ideal çevrim yaklaşımı kullanılarak optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Denklem 2.2'de görüldüğü şekilde kompresör çıkış basıncı, yoğuşma basıncı olarak kabul edilir.

$$Kompresör\ Çıkış\ Basıncı\ =\ Yoğuşma\ Basıncı \tag{2.2}$$

Sabit basınçta gerçekleşen yoğuşma prosesinin ardından, soğutucu akışkan aşırı soğutularak kısılma elemanına giriş yapar. Kısılma prosesinde basınç ve sıcaklığı düşen soğutucu akışkan, sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşır. Buharlaşma prosesinin ardından aşırı kızdırılarak kompresöre giriş yapar. Denklem 2.3'te kompresör giriş basıncının buharlaşma basıncına eşit olduğu gösterilmektedir.

$$Kompresör\ Giriş\ Basıncı\ =\ Buharlaşma\ Basıncı \tag{2.3}$$

Sistemde kullanılan kısılma elemanı, soğutucu akışkanın basıncını yoğuşma basıncından buharlaşma basıncına düşürmek için kullanılmaktadır. Geleneksel ev tipi buzdolaplarında kısılma vanası yerine kılcal boru kullanılır.

2.4 Kısılma Elemanı ve Kılcal Boru Kullanımı

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, yoğuşturucudan çıkan akışkanın, sıcaklık ve basıncını buharlaşma basıncına düşürmek amacıyla, kısılma elemanı kullanılır. Ev tipi buzdolaplarında, kısılma elemanlarına göre daha ucuz maliyetli olan kılcal borular kullanılmaktadır. Şekil 2.4'te buzdolabında kullanılan kılcal boru demeti görülmektedir.

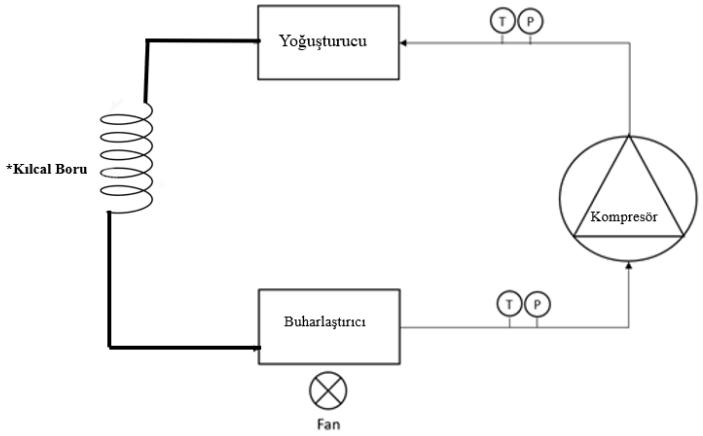


Şekil 2.4 Ev tipi buzdolabında kullanılan kılcal boru demeti

Sistem tasarımı yapılırken kılcal boru çap ve uzunluğu belirlenerek, kılcal boru (bakır) kesilip, yoğuşturucu çıkışı ile buharlaştırıcı girişi arasına kaynak işlemi ile bağlantısı yapılır.

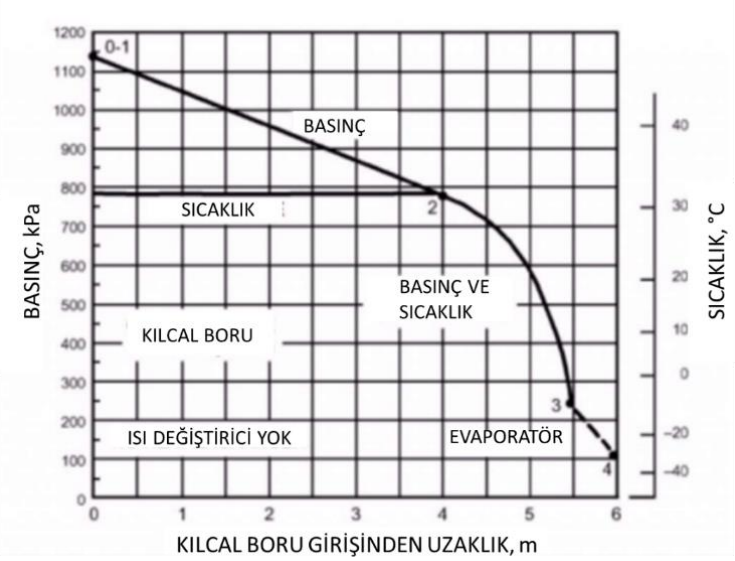
Sıcaklığı ve basıncı yüksek soğutucu akışkan (R600a), yoğuşturucudan sonra kılcal boruya girer. Kılcal boruda, basıncı ve sıcaklığı düşen soğutucu akışkan

buharlaştırıcıya gönderilir. Kılcal borunun buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki konumu Şekil 2.5'te gösterilmektedir.



Şekil 2.5 Soğutma çevriminde kılcal boru konumu

Kılcal boruya aşırı soğutulmuş sıvı girdiğinde, boru boyunca basınç dağılımı Şekil 2.6'daki duruma benzer şekilde gerçekleşir. Kılcal borunun girişinde (bölüm 0-1), soğutucu akışkan sıvı fazda olduğundan küçük bir basınç düşüşü meydana gelir. 1. noktadan 2. noktaya kadar olan bölümde basınç düşüşü doğrusal olarak gerçekleşir. 0-1 ve 1-2 bölümlerinde, soğutucu akışkan tamamen sıvı fazdadır ve 2. noktada ilk buhar kabarcığı oluşmaya başlar. 2. noktadan kılcal borunun sonuna kadar olan kısımda gerçekleşen basınç düşüşü doğrusal değildir ve kılcal borunun sonuna doğru birim uzunluk başına gerçekleşen basınç düşüşü artar. Kılcal borunun bu kısmında akış yönünde artan buhar hacmi ile hem doymuş sıvı hem de doymuş buhar fazları mevcuttur. Son olarak, soğutucu akışkanın kılcal borudan buharlaştırıcıya geçişi (bölüm 3-4) esnasında basınç düşüşü devam etmektedir. [18]



Şekil 2.6 Kılcal boru boyunca sıcaklık ve basınç dağılımı [18]

Kılcal boru uzunluğu ve çapındaki değişime bağlı olarak, kılcal boru çıkışındaki ve dolayısıyla buharlaştırıcı girişindeki düşük basınç değeri değiştirilebilmektedir. Buzdolaplarında, kılcal boru çıkışı, buharlaştırıcı ve kompresör dönüş boruları toplamı düşük basınç hattını oluşturur. Kılcal boru çap ve uzunluğunda yapılacak bu değişiklik ile, çevrimin buharlaştırıcı basıncı değiştirilerek, soğutma kapasitesi ve enerji tüketim değerleri optimize edilebilmektedir.

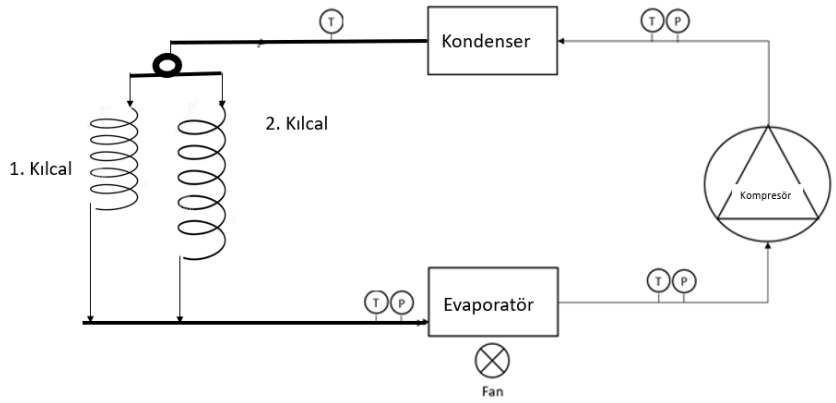
Bu tez çalışması kapsamında, kılcal boru çap ve uzunluk değişiminin, farklı ortam ve soğutucu akışkan şarj miktarlarında, sistemin düşük basınç çalışma değerine, yüksek basınç çalışma değerine, aşırı kızdırma ve aşırı soğuma değerlerine olan etkisi ve bu değerlerdeki değişimlerle birlikte, buzdolabı soğutma kapasitesine ve enerji tüketimine olan etkileri incelenmiştir.

3
DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1 Deney Hazırlığı

Buzdolaplarında kısılma elemanı olarak kullanılan kılcal boru tasarımı için 3 farklı ortam sıcaklığında ve 3 farklı şarj miktarında test edilmek üzere 6 farklı kılcal boruya sahip bir buzdolabı prototipi hazırlanmıştır. Bu prototip ile, farklı ortam ve şarj miktarları için kompresör devri, buharlaştırıcı fan debisi, yoğuşturucu fan debisi sabit tutularak enerji tüketimi, buharlaşma sıcaklığı ve diğer çevrim sıcaklıkları ölçülmüştür. Optimum kılcal boru çap ve uzunluk değerini elde ederek istatistiksel modelleme çalışmasına veri oluşturulmuştur.

Deneysel çalışmaların sonucunda, farklı çalışma koşulları için en iyi enerji ve kapasite değerini sağlayan kılcal boru tasarımları elde edilmiştir. Deneysel çalışma yapılarak, Şekil 3.1'de örnek olarak gösterildiği üzere, tek bir buharlaştırıcı için ortam sıcaklığı değişimine bağlı olarak, algoritma kontrolü ile soğutucu akışkanın kılcal boru 1'i veya kılcal boru 2'yi kısılmasını sağlayabilmek hedeflenmiştir. Buzdolabının, sıcaklık sensörü yardımıyla çevre sıcaklığını ölçüp, minimum enerji tüketimini elde etmek için en optimum kılcal boruyu algoritmik olarak seçmesi amaçlanmaktadır.



Şekil 3.1 Deneysel çalışmalar sonucunda ulaşılması hedeflenen ürün şeması

Enerji tasarrufu sağlayan tam paralel buzdolaplarının kullanımının artmasıyla beraber, taze gıda bölmesi ve dondurucu bölmesindeki buharlaştırıcılar için 3 yollu selenoid valf yardımıyla iki farklı kılcal boru kullanımı yaygınlaşmaktadır. Dört yollu selenoid valfler ise 1 giriş ile 3 farklı kılcal boru çıkışına olanak sağlamaktadır.

Üç yollu selenoid valften, dört yollu selenoid valfe geçilerek, taze gıda bölmesinde ve dondurucu bölmesinde kullanılan bir adet kılcal boru yerine iki farklı opsiyon sağlayacak şekilde tek bir buharlaştırıcıya 2 farklı kılcal boru girişi yapılabilmektedir. Kurulan deney ile farklı ortam sıcaklıklarında, farklı kısılmalara sahip kılcal boruların kullanılması ve bununla birlikte enerji sarfiyatının azaltılma potansiyeli araştırılacaktır.

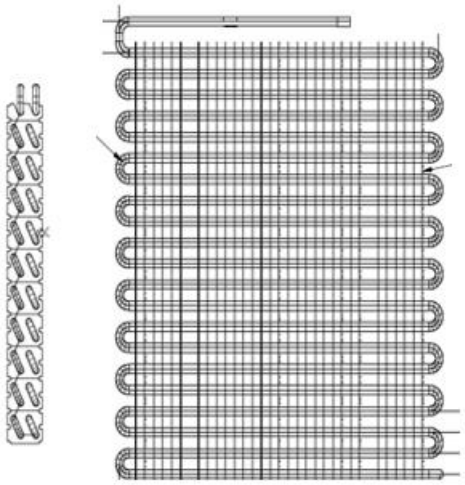
3.2 Deneyde Kullanılan Ekipmanlar

Deneylerde kullanılan buzdolabı prototipinde değişken devirli kompresör 1600 dev/dak sabit devirde çalıştırılmıştır. Şekil 3.2'de gösterilen ev tipi sadece dondurucu ünitesine sahip 250 litre tek kapılı ve 60 cm genişliğindeki buzdolabı prototipi belirlenen ortam, şarj ve kısılma değerlerinde testlere tabi tutulmuştur.



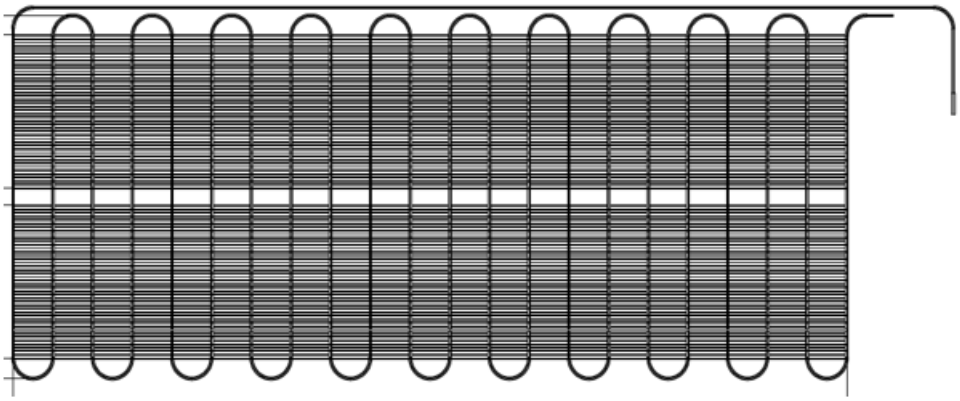
Şekil 3.2 Prototip ön ve arka görünüş

Dolapta iki sıralı kanatlı borulu ısı değiştirici tipi buharlaştırıcı, bölme içerisinde kullanılmıştır. Buharlaştırıcının önden ve üstten görünüşü Şekil 3.3'te gösterilmektedir.



Şekil 3.3 Prototipte kullanılan buharlaştırıcı

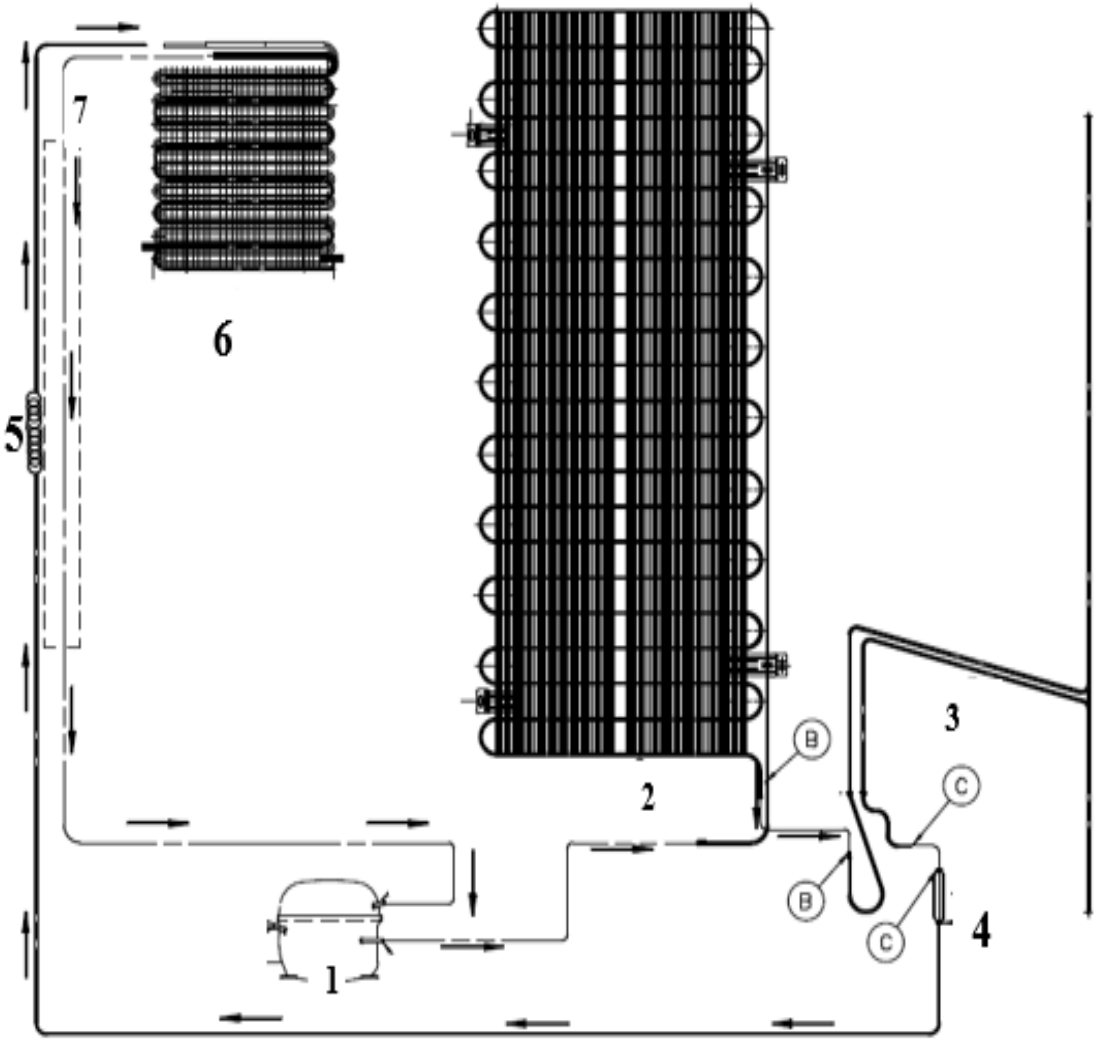
Yoğuşturucu elemanı olarak ise, Şekil 3.4'te gösterilen arka duvara monte edilmiş, doğal taşınımlı telli ısı değiştirici kullanılmıştır.



Şekil 3.4 Prototipte kullanılan yoğuşturucu

Soğutucu akışkan olarak kullanılan izobütan (R600a), 1600 dev/dak sabit devir ile dönen kompresörde sıkıştırılarak sıcaklığı ve basıncı arttırılır. Yüksek basınçtaki sıcak akışkan önce kapı flanş borularından geçerek yoğuşturucuya giriş yapar. Telli arka duvar yoğuşturucusunda hal değişimine uğradıktan sonra önce kurutucuya ardından kısılma elamanı olarak kullanılan kılcal boruya giriş yapar. Kılcal boruda akışkanın sıcaklığı ve basıncı düşürülür ve düşük basınçtaki soğuk akışkan kanatlı borulu buharlaştırıcıya girer ve burada zorlanmış taşınım etkisiyle

hal değişimine uğrar. Buharlaştırıcıdan çıkan düşük basınçtaki akışkan, kompresöre girerek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimini tamamlar. Prototipin soğutma sistem şeması Şekil 3.5'te gösterilmektedir. Şekildeki numaralar sırasıyla: 1- Kompresör, 2- Yoğuşturucu, 3- Flanş Isıtıcı, 4- Kurutucu, 5- Kılcal Boru, 6- Buharlaştırıcı, 7-Emiş Hattı olarak geçmektedir.



Şekil 3.5 Prototip soğutma sistemi

Deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere, soğutma sisteminde kısılma elemanı olarak kullanılan kılcal boru yerine sistemde 6 farklı boyutta kılcal boru denemesi yapılmıştır.

Deneyler sırasında sıcaklığın yanı sıra gerilim, akım, güç ve enerji değerleri de ölçülmüştür. Her bir ölçüm durumu için belirsizlik değerleri Tablo 3.1'de gösterilmiştir.

Tablo 3.1 Ölçüm Durumları için belirsizlik değerleri

Ölçüm	Belirsizlik
Sıcaklık	± 0.4 °C
Basınç	± %0.1
Güç	± %0.7
Enerji	± %0.9
Voltaj	± %0.5
Akım	± %0.5

T tipi Termokupl: Ev tipi buzdolabı, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki belirlenen noktalardaki sıcaklıkları ölçmek için yerleştirilen ölçüm elemanıdır.

Sistemin düşük ve yüksek basınç noktalarını ölçmek için kullanılan basınç transdüseri Şekil 3.6'da gösterilmektedir.



Şekil 3.6 Basınç transdüseri

Basınç transdüserleri, kompresör emiş ve kompresör basma hatlarına bağlanarak, soğutma çevrimindeki buharlaşma (evaporasyon) ve yoğuşma (kondensasyon) basınç değerlerini ölçmek için kullanılır.

Prototip üzerinde ölçülmesi gereken sıcaklık, basınç, akım, voltaj büyüklükleri kaydetmek için Şekil 3.7'de gösterilen Agilent marka veri toplayıcı kullanılmıştır.

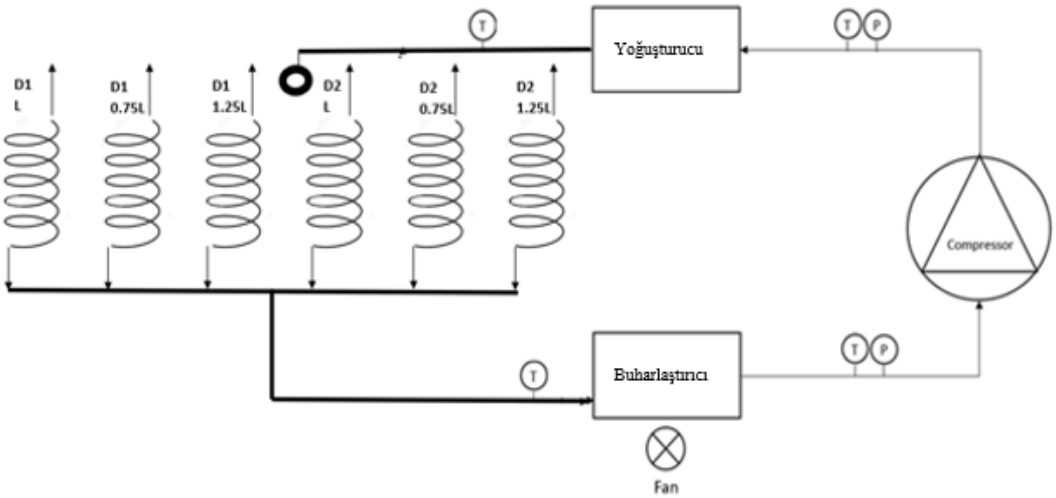


Şekil 3.7 Veri toplayıcı

3.3 Deneysel Yöntem

Buzdolabında kullanılan kısılma elemanı yerine, yoğuşturucu çıkışına (her birine erkek valf ucu eklenmiş) farklı boyutta 6 farklı kılcal boru bağlantısı yapılarak ayrı ayrı denenmiştir. Yoğuşturucu çıkışındaki kılcal borular kurutucudaki dişi valfe entegre edilerek buharlaştırıcıya bağlantı sağlanabilmektedir. Sistemin genel görünümü Şekil 3.8'de gösterilmektedir. Her bir ortam sıcaklığı ve şarj miktarı için, bu 6 kılcal boru manuel olarak değiştirilerek testler tekrar edilmiştir.

Mevcuttaki gaz akış şemasındaki kullanılan 3000 mm uzunluğunda 0.66 mm çapındaki kılcal boru yerine: 1- 2800mm/0.66D, 2- 2800mm/0.80D, 3- 2100mm/0.66D, 4- 2100mm/0.80D, 5- 3500mm/0.66D, 6- 3500mm/0.80D, olmak üzere, 6 farklı kılcal boru yerleşimi gerçekleştirilmiştir.

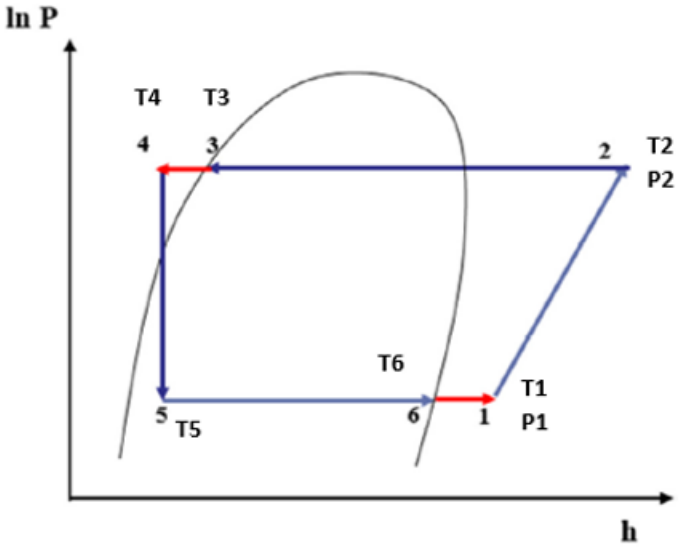


Şekil 3.8 Prototip şeması

Prototip soğutma çevrimi ölçümü için termokupl ve basınç ölçer yerleşim kodlaması aşağıda verilmiştir.

- Kompresör Giriş Sıcaklığı -T1
- Kompresör Giriş Basıncı -P1
- Kompresör Çıkış Sıcaklığı -T2
- Kompresör Çıkış Basıncı -P2
- Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı - T2
- Yoğuşturucu Giriş Basıncı - P2
- Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı – T3
- Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı - T5
- Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı -T6

Şekil 3.9'da teorik lnP-h diyagramında ölçüm noktalarının yerleri gösterilmiştir.



Şekil 3.9 Prototip soğutma sisteminde ideal ln p-h diyagramı

Kompresör giriş ve çıkışındaki basınç değerleri aynı zamanda sistemin düşük ve yüksek basınç çalışma koşullarını oluşturmaktadır.
Kabin içerisinde her bir rafın geometrik orta noktasına bir adet paket yerleştirilerek kabinin ortalama paket sıcaklığına ulaşılır. Prototip ölçüm paketlerinin resmi; 1. raf – Tpaket1, 2. raf – Tpaket2, 3. raf – Tpaket3, 4. raf – Tpaket4, 5. raf – Tpaket5, 6. raf – Tpaket6, 7. raf – Tpaket7 olacak şekilde Şekil 3.10'da gösterilmektedir.



Şekil 3.10 Deney düzeneğindeki paket ölçüm noktaları

7 Paketin ortalama sıcaklığı alınarak paket ortalama sıcaklığı bulunur ve EN-62252 standartına göre kabinin sağ ve solundan alınan sıcaklık ölçümleri ile ortam sıcaklığı hesaplanır.

Tablo 3.2'de gösterildiği üzere, öncelikli olarak 16 °C, 25 °C ve 32 °C ortam sıcaklıklarında 42, 47 ve 52 g akışkan şarj miktarı için deneyler gerçekleştirilmiştir. Her iki ortam koşulu için de soğutucu akışkan şarj miktarı, kılcal boru uzunluğu ve kılcal boru çapı değiştirilerek enerji sonuçları elde edilmiştir. Kompresör gücü, aşırı kızdırma sıcaklığı, aşırı soğuma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı, çalışma oranı ve enerji tüketimi istikrarlı bir rejim için tespit edilmiştir. Deneyin veri toplama sistemi, kompresörün çektiği voltaj ve akım değerini verir, böylece tüketilen güç ve buna bağlı olarak enerji tüketimi hesaplanması mümkündür.

Tablo 3.2 16, 25 ve 32 °C ortam sıcaklığı; 42, 47 ve 52 g şarjda deney planlaması

Kılcal Boru Çapı	Kılcal Boru Boyu
D1= 0.66 mm	L=2800 mm
D1= 0.66 mm	L=2100 mm
D1= 0.66 mm	L=3500 mm
D2= 0.80 mm	L=2800 mm
D2= 0.80 mm	L=2100 mm
D2= 0.80 mm	L=3500 mm

Deney düzeneğinde kısılma elemanı olarak kullanılan 6 farklı kılcal boru, 3 farklı gaz şarjı miktarı için ayrı ayrı manuel olarak değiştirilerek, 25 °C'de 18 deney sonucu ve 32 °C'de 18 deney sonucu olmak üzere toplam 36 adet deney verisi elde edilmiştir. Ortalama gaz gramajı için, Tablo 3.2'de gösterildiği gibi, 16 °C'de kılcal boru kısılma etkileri değiştirilerek deneyler tekrar edilmiştir.

Her bir deney noktasında paket sıcaklıklarının ortalaması ve sağ sol ortam sıcaklığı ortalamaları alınarak karşılaştırma verisi için kullanılmıştır. Paket ortalama sıcaklığı -sıcaklığı -19.5 °C ± 0.5 °C olacak şekilde veriler karşılaştırılmıştır.

3.4 Deneyden Alınan Sonuçlar

Deneysel çalışmalar için hazırlanan 6 farklı kılcal boruya sahip prototip (0.66 mm ve 0.80 mm çap için 2100 mm, 2800 mm, 3500 mm uzunluk) 3 farklı sıcaklığa (16 °C, 25 °C, 32 °C) şartlandırılan ısı odasında soğutucu akışkan şarj miktarı değiştirilerek (42g, 47 g, 52g) testlere tabi tutulmuştur.

Öncelikle, kontrol odası 32 °C sıcaklığına sabitlenmiş ve 42 gramda 6 farklı kısılma değerine sahip kılcal borular değiştirilerek testler gerçekleştirilmiştir. Aynı ortam şartında buzdolabı prototipine 5 gram soğutucu akışkan ilavesi yapılmış ve testler

47 gramda tekrar edilmiştir. Son olarak 5 gram soğutucu akışkan şarj ilavesi daha yapılarak 52 gramda testler gerçekleştirilmiştir. Toplamda 32 °C ortam sıcaklığında 18 adet deney sonucu elde edilmiştir.

Testlerin ikinci aşamasında kontrol odası 25 °C'ye sabitlenerek testlerin tamamı tekrar edilerek 18 adet yeni deney sonucu elde edilmiştir.

Son olarak 47 gram soğutucu akışkan şarjı için testler 16 °C'de tekrar edilerek 6 adet deney sonucu olmak üzere, toplamda 42 adet deney sonucu elde edilmiştir.

3.4.1 32 °C Ortam Sıcaklığında Gerçekleştirilen Testler

Hazırlanan prototip 32 °C sıcaklığına şartlandırılmış kontrol odasına alınarak testler gerçekleştirilmiştir.

3.4.1.1 42 g Soğutucu Akışkan Şarj Miktarı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

42 gram şarj ve 32 °C ortam sıcaklığında ve 0.66 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru uzunluğuna yapılan testlerdeki sistem sıcaklık ve basınç değişimleri Tablo 3.3'te gösterilmiştir.

Tablo 3.3 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 42 Gram

Sistem Sıcaklıkları	2100/0.66 mm	2800/0.66 mm	3500/0.66 mm
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-22.4	-22.8	-22.7
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-20.9	-19.6	-21.4
Düşük Basınç [bar]	0.60	0.63	0.58
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24.4	-23.3	-25.2
Aşırı Kızdırma [°C]	3.5	3.7	3.8

Tablo 3.3 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 42 Gram (devamı)

Yoğuşturucu Giriş [°C]	46.9	48.1	46.0
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	41.1	40.9	40.5
Yüksek Basınç [bar]	5.76	5.69	5.68
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	43.1	42.6	42.6
Aşırı Soğuma [°C]	2.0	1.7	2.1
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-20.8	-20.4	-21.2
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19.2	-18.8	-19.5
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19.4	-19.1	-19.8
Kompresör Güç [W]	47.9	49.7	47.0
Ortam Sıcaklığı [°C]	32.2	31.5	32.1
Çalışma Oranı [-]	1.0	1.0	1.0
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	1150	1193	1128

Doyma basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı değerleri REFPROP programı kullanılarak elde edilmiştir.0.80 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru boyu uzunluğuna bağlı sistem sıcaklık ve basınç değişimleri Tablo 3.4'te gösterilmektedir.

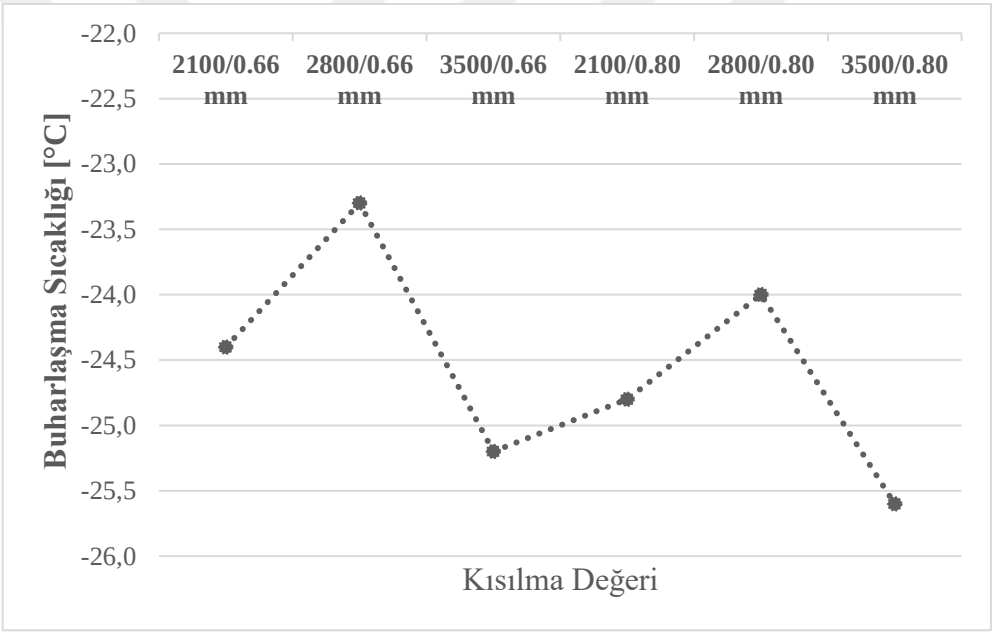
Tablo 3.4 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 42 Gram

Sistem Sıcaklıkları	**2100/0.80 mm**	**2800/0.80 mm**	**3500/0.80 mm**
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-22.7	-22.1	-23.2
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-21.2	-20.3	-21.9
Düşük Basınç [bar]	0.59	0.61	0.57
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24.8	-24.0	-25.6
Aşırı Kızdırma [°C]	3.6	3.7	3.7
Yoğuşturucu Giriş [°C]	46.6	47.2	45.3
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	41.1	41.1	40.2
Yüksek Basınç [bar]	5.70	5.72	5.58
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	42.7	42.8	41.9
Aşırı Soğuma [°C]	1.6	1.7	1.7
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21.1	-20.5	-21.5
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19.4	-18.8	-19.9
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19.7	-19.0	-20.2
Kompresör Güç [W]	47.3	48.4	46.3
Ortam Sıcaklığı [°C]	32.3	32.5	31.5

Tablo 3.4 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 42 Gram (devamı)

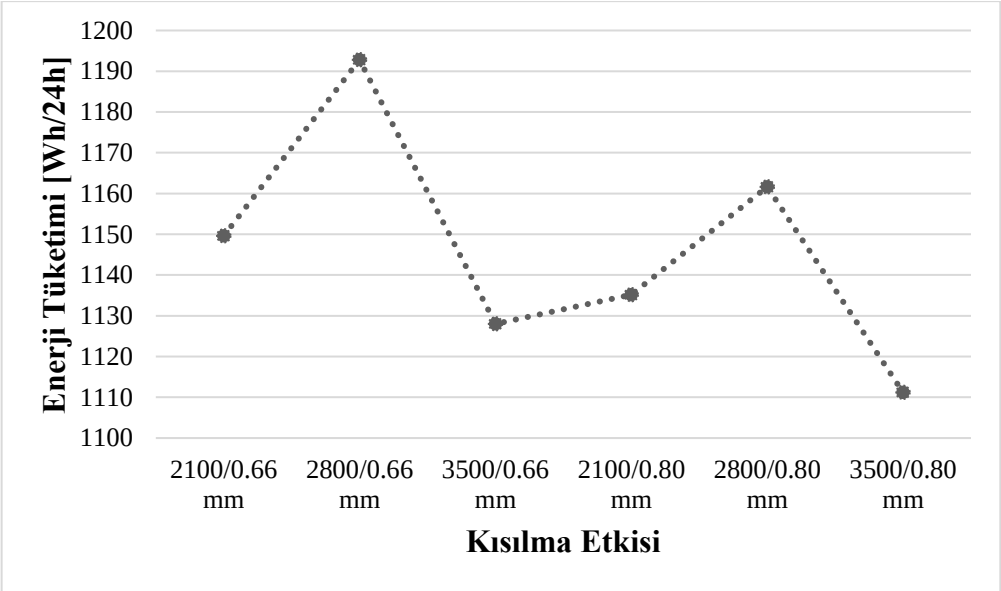
Çalışma Oranı [-]	1.0	1.0	1.0
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	1135	1162	1111

42 gram soğutucu akışkan miktarı için en düşük buharlaşma sıcaklığı kılcal boru çapının 0.8 mm ve uzunluğunun 3500 mm olduğu kısılma değeri için -25.6 °C olarak elde edilmiştir. Buharlaşma sıcaklıklarının kısılma değerlerine bağlı değişimi Şekil 3.11'de gösterilmektedir.



Şekil 3.11 Buharlaşma sıcaklığı 42 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi

Kısılma oranın enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi Şekil 3.12'de gösterilmektedir. En düşük enerji tüketim 1111 Wh / 24h değeri ile 3500 mm uzunluk ve 0.80 mm çapta elde edilmiştir.



Şekil 3.12 Enerji tüketimi 42 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi

3.4.1.2 47 g Soğutucu Akışkan Şarj Miktarı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

47 gram şarj ve 32 °C ortam sıcaklığında ve 0.66 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru uzunluğuna yapılan testlerdeki sistem sıcaklık ve basınç değişimleri Tablo 3.5'te gösterilmektedir.

Tablo 3.5 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 47 Gram

Sistem Sıcaklıkları	2100/0.66 mm	2800/0.66 mm	3500/0.66 mm
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-23,4	-22,9	-23,4
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-20,6	-20,0	-20,8
Düşük Basınç [bar]	0,61	0,67	0,60
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24,0	-21,9	-24,4

Tablo 3.5 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 47 Gram (devamı)

Aşırı Kızdırma [°C]	3,4	1,9	3,6
Yoğuşturucu Giriş [°C]	48,2	48,8	47,6
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	41,5	41,6	42,2
Yüksek Basınç [bar]	5,99	5,93	5,99
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	44,6	44,2	44,6
Aşırı Soğuma [°C]	3,1	2,6	2,4
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,1	-20,5	-21,3
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,4	-18,9	-19,6
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19,7	-19,1	-20,2
Kompresör Güç [W]	49,2	50,0	48,6
Ortam Sıcaklığı [°C]	32,0	32,0	31,9
Çalışma Oranı [-]	1,0	1,0	1,0
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	1181	1200	1166

0.80 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru boyu uzunluğuna bağlı sistem sıcaklıklarının değişimi Tablo 3.6'da gösterilmektedir.

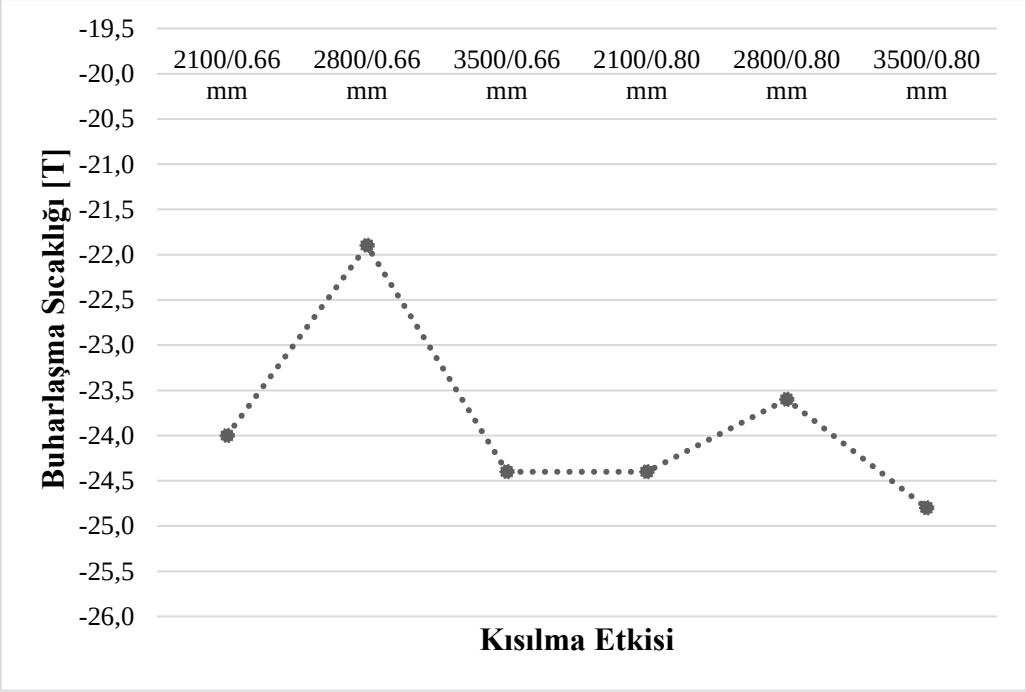
Tablo 3.6 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 47 Gram

Sistem Sıcaklıkları	**2100/0.80 mm**	**2800/0.80 mm**	**3500/0.80 mm**
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-23,5	-23,0	-23,7
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-20,8	-20,2	-21,4
Düşük Basınç [bar]	0,60	0,62	0,59
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24,4	-23,6	-24,8
Aşırı Kızdırma [°C]	3,6	3,4	3,4
Yoğuşturucu Giriş [°C]	47,7	48,6	46,8
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	41,3	41,6	40,1
Yüksek Basınç [bar]	5,95	5,94	5,87
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	44,4	44,3	43,9
Aşırı Soğuma [°C]	3,1	2,7	3,8
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,3	-20,7	-21,7
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,5	-19,0	-20,0
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-20,1	-19,7	-20,3
Kompresör Güç [W]	48,5	49,6	47,8

Tablo 3.6 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 47 Gram (devamı)

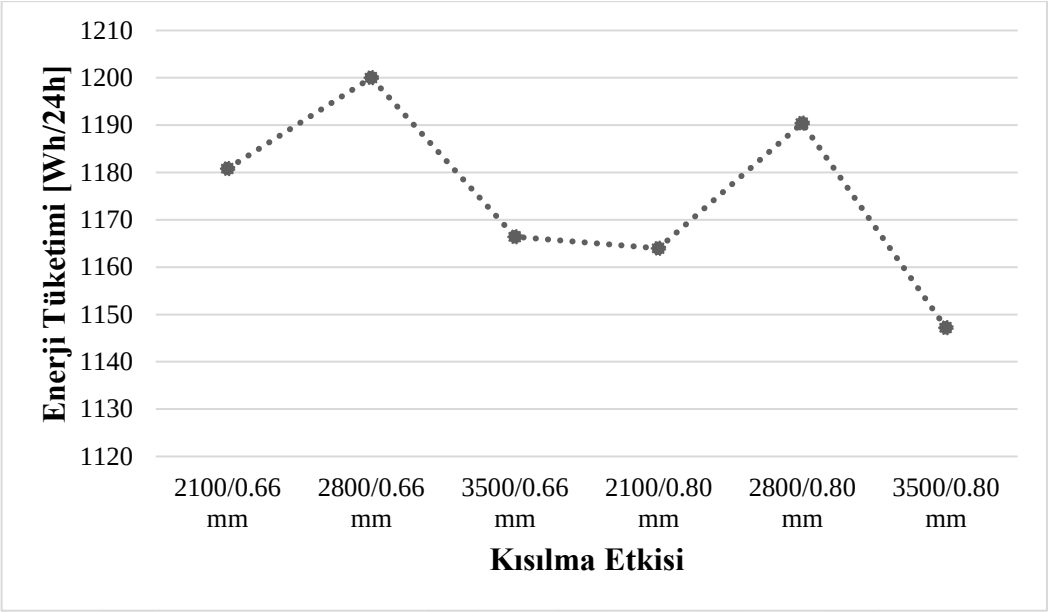
Ortam Sıcaklığı [°C]	31,9	32,0	32,1
Çalışma Oranı [-]	1,0	1,0	1,0
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	1164	1190	1147

47 gram soğutucu akışkan miktarı için en düşük buharlaşma sıcaklığı kılcal boru çapının 0.8 mm ve uzunluğunun 3500 mm olduğu değerde -24.8 °C olarak elde edilmiştir. Buharlaşma sıcaklıklarının kısılma değerlerine bağlı değişimi Şekil 3.13'te gösterilmektedir.



Şekil 3.13 Buharlaşma sıcaklığı 47 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi

Kısılma oranın enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi Şekil 3.14'te gösterilmektedir. En düşük enerji tüketim 1147 Wh/24h değeri ile 3500 mm uzunluk ve 0.80 mm çapta elde edilmiştir.



Şekil 3.14 Enerji tüketimi 47 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi

3.4.1.3 52 g Soğutucu Akışkan Şarj Miktarı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

52 gram şarj ve 32 °C ortam sıcaklığında ve 0.66 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru uzunluğuna yapılan testlerdeki sistem sıcaklık ve basınç değişimleri Tablo 3.7'de gösterilmiştir.

Tablo 3.7 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 52 Gram

Sistem Sıcaklıkları	2100/0.66 mm	2800/0.66 mm	3500/0.66 mm
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-23,6	-22,5	-24,0
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-20,8	-19,6	-21,2
Düşük Basınç [bar]	0,61	0,65	0,60
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24,0	-22,6	-24,4

Tablo 3.7 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 52 Gram (devamı)

Aşırı Kızdırma [°C]	3,2	3,0	3,2
Yoğuşturucu Giriş [°C]	46,5	47,4	46,3
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	39,9	40,6	39,4
Yüksek Basınç [bar]	5,85	5,88	5,87
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	43,7	43,9	43,8
Aşırı Soğuma [°C]	3,8	3,3	4,4
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,4	-20,3	-21,7
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,7	-18,6	-20,0
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-20,0	-18,9	-20,2
Kompresör Güç [W]	49,2	50,8	48,7
Ortam Sıcaklığı [°C]	31,9	32,0	32,0
Çalışma Oranı [-]	1,0	1,0	1,0
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	1181	1219	1169

0.80 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru boyu uzunluğuna bağlı sistem sıcaklıklarının değişimi Tablo 3.8'de gösterilmektedir.

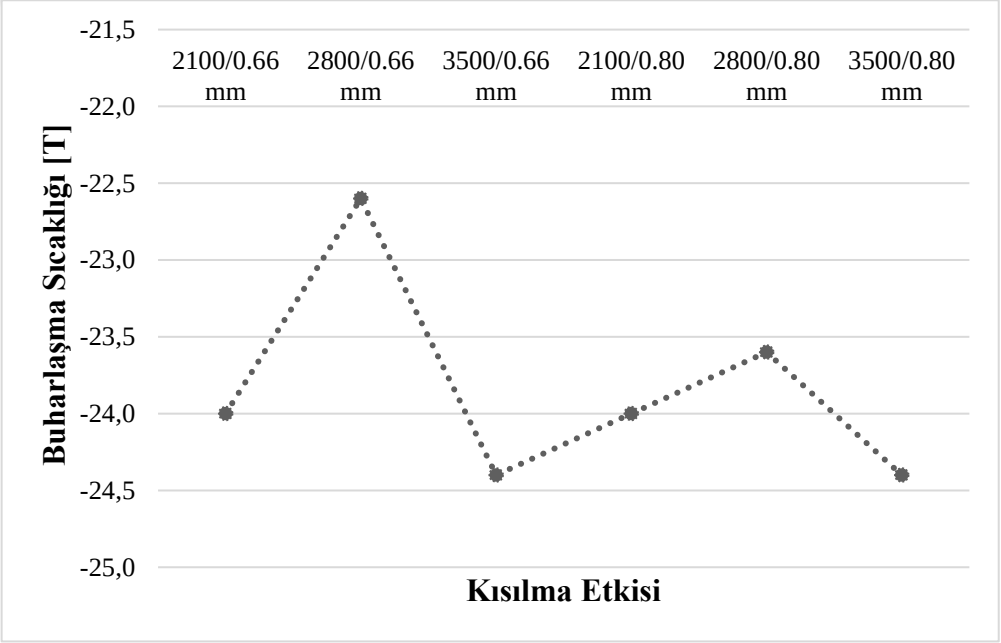
Tablo 3.8 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 52 Gram

Sistem Sıcaklıkları	**2100/0.80 mm**	**2800/0.80 mm**	**3500/0.80 mm**
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-23,7	-23,5	-24,0
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-21,0	-20,9	-21,2
Düşük Basınç [bar]	0,61	0,62	0,60
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24,0	-23,6	-24,4
Aşırı Kızdırma [°C]	3,0	2,7	3,2
Yoğuşturucu Giriş [°C]	49,0	46,7	46,5
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	41,3	39,9	39,8
Yüksek Basınç [bar]	6,23	5,80	5,89
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	46,2	43,4	44,0
Aşırı Soğuma [°C]	4,9	3,5	4,2
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,3	-21,3	-21,5
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,6	-19,6	-19,7
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19,9	-19,9	-19,9
Kompresör Güç [W]	49,4	49,3	48,7
Ortam Sıcaklığı [°C]	31,8	32,1	32,0

Tablo 3.8 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 52 gram (devamı)

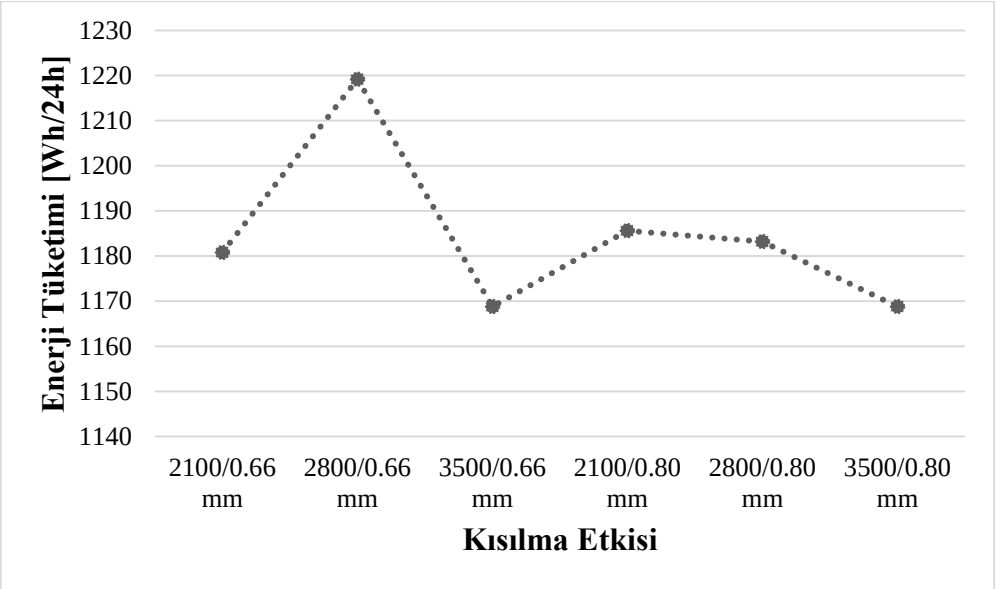
Çalışma Oranı [-]	1,0	1,0	1,0
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	1186	1183	1169

52 gram soğutucu akışkan miktarı için en düşük buharlaşma sıcaklığı kılcal boru çapının 0.8 mm hem de 0.66 mm ve uzunluğunun 3500 mm olduğu değerde -24.4 °C olarak elde edilmiştir. Buharlaşma sıcaklıklarının kısılma değerlerine bağlı değişimi Şekil 3.15'te gösterilmektedir.



Şekil 3.15 Buharlaşma sıcaklığı 52 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi

Kısılma oranın enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi Şekil 3.16'da gösterilmektedir. En düşük enerji tüketim 1169 Wh/24h değeri ile 3500 mm uzunluk ve 0.80 mm çapta elde edilmiştir. 3500/0.66 mm ile 3500/0.80 mm enerji tüketim değerlerinin çok yakın olduğu Şekil 3.16 da elde edilen sonuçlardan anlaşılmaktadır.



Şekil 3.16 Enerji tüketimi 52 g şarj ve 32 °C ortam şartlarında değişimi

3.4.2 25 °C Ortam Sıcaklığında Gerçekleştirilen Testler

32 °C ortam testlerinin tamamlanmasının ardından, 25 °C sıcaklığındaki kontrol odasında testler gerçekleştirilmiştir.

3.4.2.1 42 g Soğutucu Akışkan Şarj Miktarı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

42 gram şarj ve 25 °C ortam sıcaklığında ve 0.66 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru uzunluğuna yapılan testlerdeki sistem sıcaklık ve basınç değişimleri Tablo 3.9'da gösterilmiştir.

Tablo 3.9 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 42 Gram

Sistem Sıcaklıkları	2100/0.66 mm	2800/0.66 mm	3500/0.66 mm
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-23,0	-23,6	-24,0
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-21,7	-21,3	-21,8

Tablo 3.9 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 42 Gram (devamı)

Düşük Basınç [bar]	0,57	0,58	0,57
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-25,6	-25,2	-25,6
Aşırı Kızdırma [°C]	3,9	3,9	3,8
Yoğuşturucu Giriş [°C]	40,2	40,4	39,8
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	35,0	35,0	34,6
Yüksek Basınç [bar]	5,00	4,95	4,94
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	37,7	37,3	37,3
Aşırı Soğuma [°C]	2,7	2,3	2,7
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,1	-21,0	-21,1
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,4	-19,3	-19,4
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19,5	-19,4	-19,5
Kompresör Güç [W]	46,0	46,4	45,7
Ortam Sıcaklığı [°C]	25,1	25,1	24,9
Çalışma Oranı [-]	0,78	0,80	0,78
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	861	891	856

0.80 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru boyu uzunluğuna bağlı sistem sıcaklıklarının değişimi Tablo 3.10'da gösterilmektedir.

Tablo 3.10 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 42 Gram

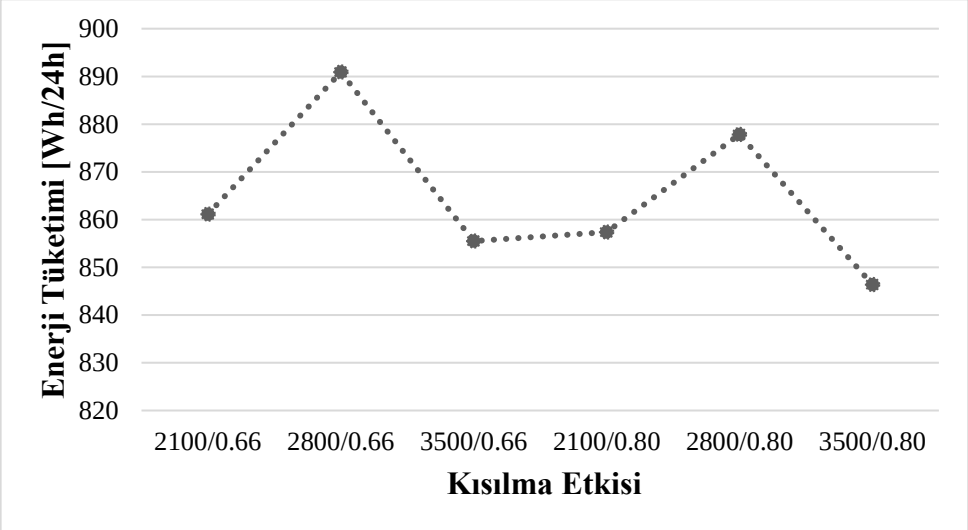
Sistem Sıcaklıkları	**2100/0.80 mm**	**2800/0.80 mm**	**3500/0.80 mm**
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-23,9	-23,6	-24,0
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-21,9	-21,5	-22,0
Düşük Basınç [bar]	0,57	0,58	0,57
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-25,6	-25,2	-25,6
Aşırı Kızdırma [°C]	3,7	3,7	3,6
Yoğuşturucu Giriş [°C]	39,9	40,3	39,9
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	34,7	34,9	34,4
Yüksek Basınç [bar]	4,98	4,95	5,00
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	37,6	37,3	37,7
Aşırı Soğuma [°C]	2,9	2,4	3,3
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,1	-21,0	-21,1
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,4	-19,3	-19,4
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19,5	-19,5	-19,6

Tablo 3.10 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 42 Gram (devamı)

Kompresör Güç [W]	45,8	46,3	45,8
Ortam Sıcaklığı [°C]	25,1	25,1	25,1
Çalışma Oranı [-]	0,78	0,79	0,77
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	857	878	846

42 gram soğutucu akışkan miktarı için buharlaşma sıcaklıkları -25.2 °C ile -25.6 °C arasında değişerek ortalama -25.5 °C sabit değer elde edilmiştir. Yoğuşma sıcaklıkları ise 37.7 °C ile 37.3 °C arasında ortalama 37.5 °C sabit sıcaklıkta elde edilmiştir.

En düşük enerji tüketim değeri ise 3500 mm uzunluk ve 0.80 mm çaplı kılcal boru değeri için 846 Wh/24h olarak sağlanmıştır. Bu değer aynı zamanda çalışma oranının en düşük olduğu kısılma değeridir. Enerji tüketim değerleri Şekil 3.17'de gösterilmektedir.



Şekil 3.17 Enerji tüketimi 42 g şarj ve 25 °C ortam şartlarında değişimi

3.4.2.2 47 g Soğutucu Akışkan Şarj Miktarı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

47 gram şarj ve 25 °C ortam sıcaklığında ve 0.66 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru uzunluğuna yapılan testlerdeki sistem sıcaklık ve basınç değişimleri Tablo 3.11'de gösterilmiştir.

Tablo 3.11 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 47 Gram

Sistem Sıcaklıkları	2100/0.66 mm	2800/0.66 mm	3500/0.66 mm
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-24,1	-23,8	-24,0
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-23,2	-23,2	-23,4
Düşük Basınç [bar]	0,59	0,60	0,59
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24,8	-24,4	-24,8
Aşırı Kızdırma [°C]	1,6	1,2	1,4
Yoğuşturucu Giriş [°C]	39,2	39,6	39,8
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	34,0	34,5	34,2
Yüksek Basınç [bar]	4,96	4,95	4,96
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	37,4	37,3	37,4
Aşırı Soğuma [°C]	3,4	2,8	3,2
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,1	-21,0	-21,1
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,4	-19,2	-19,3

Tablo 3.11 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 47 Gram (devamı)

Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19,5	-19,4	-19,5
Kompresör Güç [W]	46,6	47,1	47,0
Ortam Sıcaklığı [°C]	25,0	25,1	24,9
Çalışma Oranı [-]	0,75	0,77	0,76
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	839	870	857

0.80 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru boyu uzunluğuna bağlı sistem sıcaklıklarının değişimi Tablo 3.12'de gösterilmektedir.

Tablo 3.12 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 47 Gram

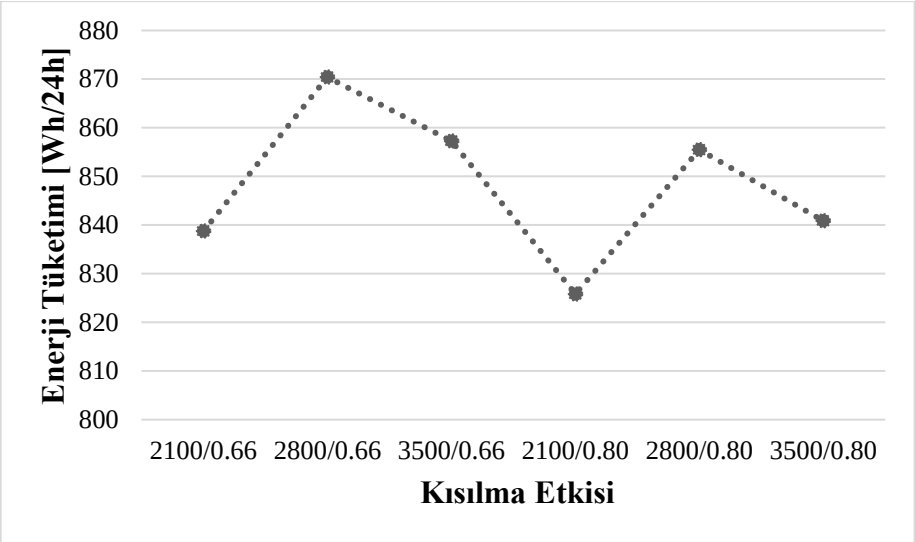
Sistem Sıcaklıkları	**2100/0.80 mm**	**2800/0.80 mm**	**3500/0.80 mm**
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-24,4	-24,0	-24,3
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-23,3	-23,4	-21,5
Düşük Basınç [bar]	0,58	0,59	0,58
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24,8	-24,8	-25,2
Aşırı Kızdırma [°C]	1,5	1,4	3,7
Yoğuşturucu Giriş [°C]	39,3	39,7	39,0

Tablo 3.12 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 47 Gram (devamı)

Yoğuşturucu Çıkış [°C]	33,8	34,1	34,5
Yüksek Basınç [bar]	4,97	4,95	4,95
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	37,5	37,3	37,3
Aşırı Soğuma [°C]	3,7	3,2	2,8
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,2	-21,1	-21,2
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,4	-19,3	-19,4
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19,5	-19,5	-19,6
Kompresör Güç [W]	46,5	46,9	46,1
Ortam Sıcaklığı [°C]	25,0	24,8	24,9
Çalışma Oranı [-]	0,74	0,76	0,76
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	826	855	841

47 gram soğutucu akışkan miktarı için buharlaşma sıcaklıkları -24.4 °C ile -25.2 °C arasında değişerek ortalama -24.8 °C de sabit olarak elde edilmiştir. Yoğuşma sıcaklıkları ise 37.3 °C ile 37.5 °C arasında değişerek ortalama 37.4 °C de sabit olarak elde edilmiştir.

En düşük enerji tüketim değeri aynı zamanda çalışma oranının en düşük sıcaklığa sahip olduğu 2100 mm uzunluk ve 0.80 mm çap değeri için 826 Wh/24 h sağlanmıştır. Enerji tüketim değerleri Şekil 3.18'de gösterilmektedir.



Şekil 3.18 Enerji tüketimi 47 g şarj ve 25 °C ortam şartlarında değişimi

3.4.2.3 52 g Soğutucu Akışkan Şarj Miktarı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

52 gram şarj ve 25 °C ortam sıcaklığında ve 0.66 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru uzunluğuna yapılan testlerdeki sistem sıcaklık ve basınç değişimleri Tablo 3.13'te gösterilmiştir.

Tablo 3.13 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 52 Gram

Sistem Sıcaklıkları	2100/0.66 mm	2800/0.66 mm	3500/0.66 mm
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-23,9	-23,6	-23,9
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-21,6	-21,6	-21,6
Düşük Basınç [bar]	0,61	0,62	0,60
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24,0	-23,7	-24,4
Aşırı Kızdırma [°C]	2,4	2,1	2,8
Yoğuşturucu Giriş [°C]	40,9	39,9	40,6

Tablo 3.13 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 52 Gram (devamı)

Yoğuşturucu Çıkış [°C]	33,5	33,2	32,3
Yüksek Basınç [bar]	5,29	5,13	5,21
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	39,8	38,7	39,3
Aşırı Soğuma [°C]	6,3	5,5	7,0
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,2	-21,1	-21,2
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,5	-19,4	-19,5
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19,7	-19,6	-19,6
Kompresör Güç [W]	48,4	48,5	48,0
Ortam Sıcaklığı [°C]	25,7	24,9	25,2
Çalışma Oranı [-]	0,78	0,77	0,75
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	906	896	864

0.80 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru boyu uzunluğuna bağlı sistem sıcaklıklarının değişimi Tablo 3.14'te gösterilmektedir.

Tablo 3.14 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 52 Gram

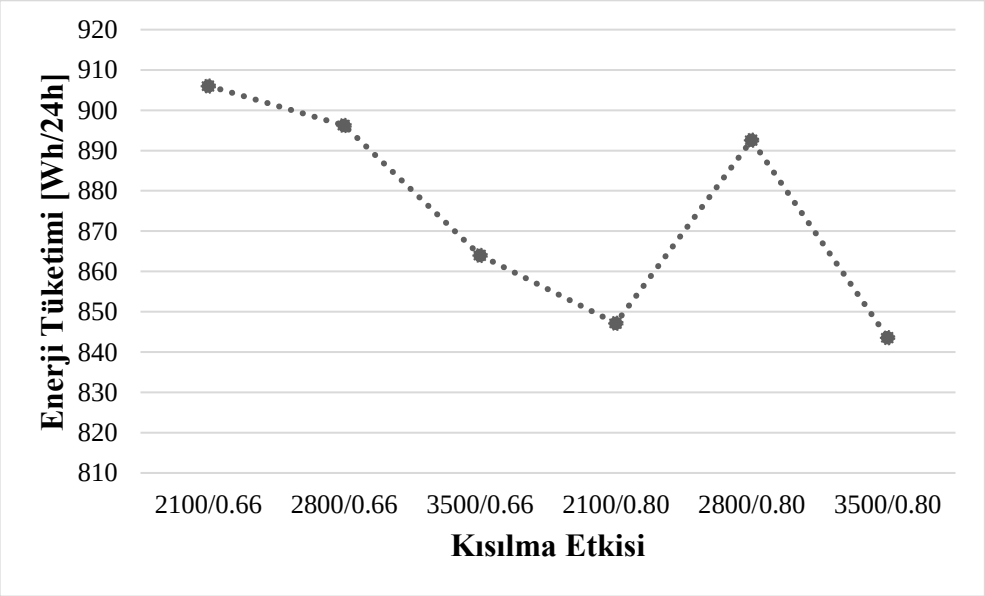
Sistem Sıcaklıkları	**2100/0.80 mm**	**2800/0.80 mm**	**3500/0.80 mm**
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-24,0	-23,8	-24,0
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-21,9	-21,8	-21,8
Düşük Basınç [bar]	0,60	0,61	0,60
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24,4	-24,0	-24,4
Aşırı Kızdırma [°C]	2,5	2,2	2,6
Yoğuşturucu Giriş [°C]	40,4	39,8	40,5
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	32,8	33,0	32,1
Yüksek Basınç [bar]	5,16	5,13	5,17
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	38,9	38,7	39,0
Aşırı Soğuma [°C]	6,1	5,7	6,9
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,3	-21,1	-21,3
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,5	-19,5	-19,6
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19,7	-19,6	-19,7
Kompresör Güç [W]	47,7	48,3	47,5

Tablo 3.14 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 52 Gram (devamı)

Ortam Sıcaklığı [°C]	25,1	25,0	25,0
Çalışma Oranı [-]	0,74	0,77	0,74
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	847	893	844

52 gram soğutucu akışkan miktarı için buharlaşma sıcaklıkları-23.8 °C ile -24.8 °C arasında değişerek ortalama -24.2 °C de sabit olarak elde edilmiştir. Yoğuşma sıcaklıkları ise 37.3 °C ile 37.5 °C arasında değişerek ortalama 37.4 °C de sabit olarak elde edilmiştir.

En düşük enerji tüketim değeri kılcal boru çapının 0.8 mm, kılcal boru uzunluğunun 3500 mm olduğu kısılma değeri için 844 Wh / 24h sağlanmıştır, sonuçlar Şekil 3.19'da gösterilmektedir.



Şekil 3.19 Enerji tüketimi 52 g şarj ve 25 °C ortam şartlarında değişimi

3.4.3 16 °C Ortam Sıcaklığında Gerçekleştirilen Testler

Hazırlanan prototip 16 °C sıcaklığındaki kontrol odasına alınarak 47 gram soğutucu akışkan miktarı için testler tekrar edilmiştir. 0.66 mm kılcal boru çapı

için 3 farklı kılcal boru uzunluğuna bağlı sistem sıcaklıklarının değişimi Tablo 3.15'te gösterilmiştir.

Tablo 3.15 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 47 Gram

Sistem Sıcaklıkları	**2100/0.66 mm**	**2800/0.66 mm**	**3500/0.66 mm**
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-24,8	-24,6	-24,9
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-22,5	-22,4	-22,5
Düşük Basınç [bar]	0,58	0,59	0,58
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-25,2	-24,8	-25,2
Aşırı Kızdırma [°C]	2,7	2,4	2,7
Yoğuşturucu Giriş [°C]	28,7	28,8	28,9
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	20,9	22,5	20,2
Yüksek Basınç [bar]	3,90	3,90	3,91
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	28,7	28,7	28,8
Aşırı Soğuma [°C]	7,8	6,2	8,6
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,5	-21,4	-21,5
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,7	-19,7	-19,7
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19,7	-19,6	-19,7

Tablo 3.15 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.66 mm kılcal boru çapı, 47 Gram (devamı)

Kompresör Güç [W]	44,8	44,9	44,6
Ortam Sıcaklığı [°C]	15,8	15,9	15,8
Çalışma Oranı [-]	0,5	0,5	0,5
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	538	539	546

0.80 mm kılcal boru çapı için 3 farklı kılcal boru boyu uzunluğuna bağlı sistem sıcaklıklarının değişimi Tablo 3.16'da gösterilmektedir.

Tablo 3.16 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 47 Gram

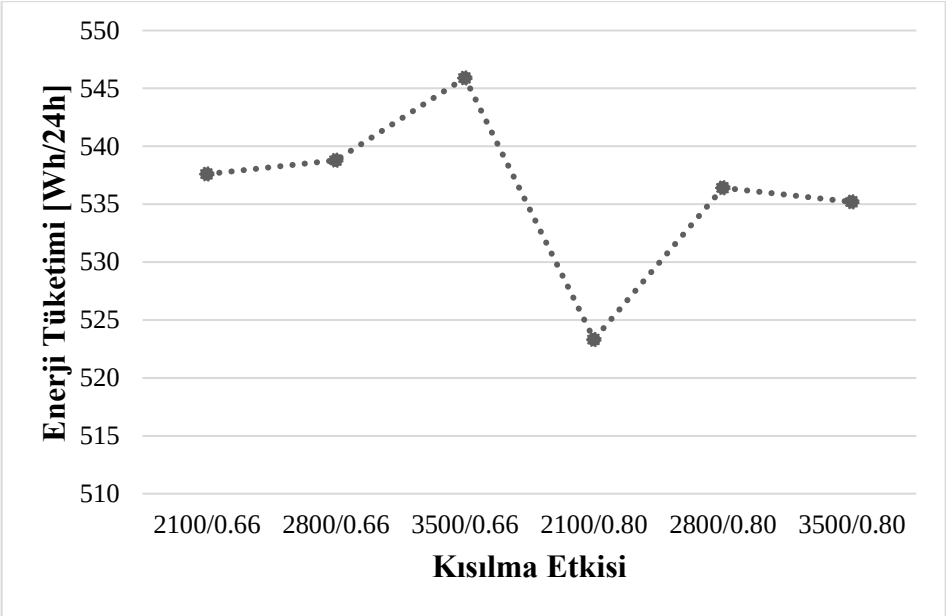
Sistem Sıcaklıkları	**2100/0.80 mm**	**2800/0.80 mm**	**3500/0.80 mm**
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-25,0	-24,7	-24,9
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-22,8	-22,6	-22,6
Düşük Basınç [bar]	0,57	0,58	0,57
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-25,6	-25,2	-25,6
Aşırı Kızdırma [°C]	2,8	2,6	3,0
Yoğuşturucu Giriş [°C]	28,8	28,4	29,2
Yoğuşturucu Çıkış [°C]	21,1	22,3	20,3

Tablo 3.16 Sistem sıcaklıkları değişimi 0.80 mm kılcal boru çapı, 47 Gram (devamı)

Yüksek Basınç [bar]	3,90	3,86	3,94
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	28,7	28,3	29,1
Aşırı Soğuma [°C]	7,6	6,0	8,8
Hava Üfleme Sıcaklığı [°C]	-21,6	-21,5	-21,5
Hava Emme Sıcaklığı [°C]	-19,7	-19,7	-19,7
Paket Ortalama Sıcaklığı [°C]	-19,7	-19,7	-19,7
Kompresör Güç [W]	44,5	44,7	44,6
Ortam Sıcaklığı [°C]	15,8	15,8	16,1
Çalışma Oranı [-]	0,5	0,5	0,5
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	523	536	535

47 gram soğutucu akışkan miktarı için buharlaşma sıcaklıkları -24.8 °C ile -25.6 °C arasında değişerek ortalama -25.3 °C de sabit olarak elde edilmiştir. Yoğuşma sıcaklıkları ise 28.3°C ile 29.1 °C arasında değişerek ortalama 28.7 °C de sabit olarak elde edilmiştir.

En düşük enerji tüketim değeri kılcal boru çapının 0.8 mm, kılcal boru uzunluğunun 2100 mm olduğu kısılma değeri için 523 Wh / 24h sağlanmıştır. Sonuçlar Şekil 3.20'de gösterilmektedir.



Şekil 3.20 Enerji tüketimi 47 g şarj ve 16 °C ortam şartlarında değişimi

3.5 İstatistiksel Analiz ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

3.5.1 İstatiksel Analiz

İstatiksel analiz elde edilen verinin altında yatan kalıpları ve eğilimleri keşfetmek için büyük miktarlarda veri toplama, keşfetme ve sunma bilimi olarak tanımlanmaktadır. Uygun istatistiksel metot kullanarak, toplanan büyük miktarda verinin anlamlandırılması için istatiksel analiz yönteminin kullanımı sunduğu kolaylıklar nedeniyle yaygındır. İstatiksel analiz, veri ile bilgi arasındaki kritik boşluğu doldurur.

Bu çalışmada istatiksel analiz için Minitab 2021 programı kullanılmıştır. Minitab, veri analizi için kullanılan bir yazılım paketidir. Sağlık, üretim ve eğitim gibi çeşitli sektörlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Minitab, kullanıcılara hipotez testi, regresyon analizi ve ANOVA dahil olmak üzere çeşitli istatistiksel analiz yapma araçları sunmaktadır. Buna ek olarak Minitab, veriye dayalı karar vermeyi mümkün kılmak için istatistiksel analiz, görselleştirme ve tahmine dayalı iyileştirme analitiği sağlar. Kullanıcılara istatistiksel verileri girmeleri, bu verileri manipüle etmeleri, kalıpları ve eğilimleri belirlemeleri ve ardından eldeki problemleri çözmek için verileri analiz etmeleri için uygun yollar sunar ve istatistiksel yorumlamada kullanım için basitleştirilmiş veri analizi sağlar.

Bu çalışmada elde edilen deneysel veriler regresyon analizine tabi tutularak, sonuçlar pareto ve çok değişkenli grafik diyagramlarında incelenmiştir. Regresyon analizi, araştırmacıların bir değişkendeki varyasyonu başka bir değişkene dayalı olarak tahmin etmesine veya açıklamasına olanak tanır. Açıklanmaya çalışılan değişkene yanıt değişkeni veya bağımlı değişken denir. Genellikle bir grafikte ifade edilen yöntem ile, bağımlı bir değişken ile bağımsız değişkenler arasındaki ilişki test edilir.

Standartlaştırılmış etkiler, etkinin 0 olduğu sıfır hipotezini test eden t-istatistikleridir. Noktalar, tüm etkilerin 0 olduğu durum için bir referans çizgisine göre gösterilir. X ekseninde 0'dan daha uzak olan etkilerin büyüklüğü daha büyüktür. 0'dan sonraki etkiler istatistiksel olarak anlamlıdır. Pareto şeması, en büyük etkiden en küçük etkiye kadar standartlaştırılmış etkilerin mutlak değerlerini gösterir. İstatistiksel anlamlılık için referans çizgisi, anlamlılık düzeyine bağlıdır (α veya alfa ile gösterilir).

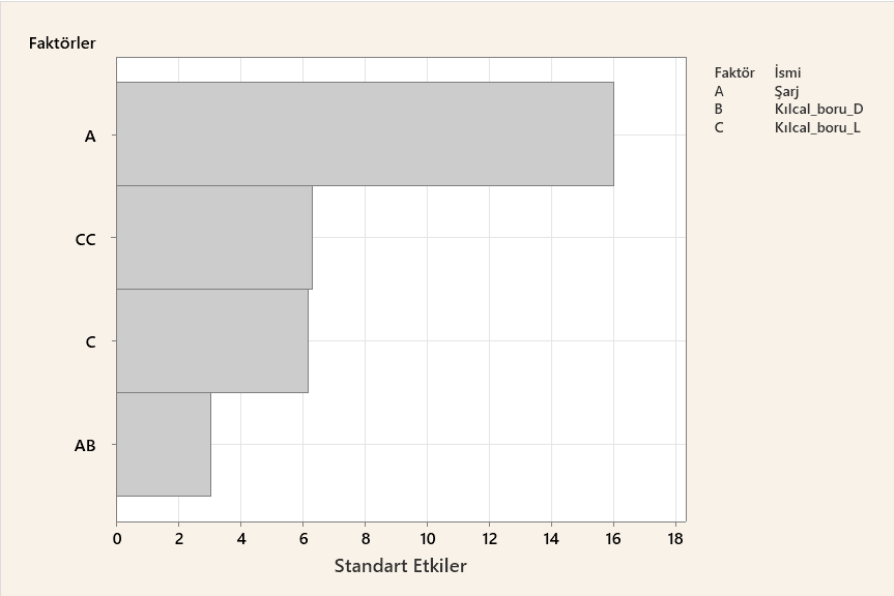
Çok değişkenli grafik, faktörler ve bir yanıt arasındaki ilişkilerin grafiksel bir temsilidir. Verileri, olası ilişkileri ve varyasyonun temel nedenlerini görüntülemek için özellikle veri analizinin ön aşamalarında varyans verilerinin analizini grafiksel biçimde sunmak için çok değişkenli grafik kullanılır.

3.5.2 Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

6 farklı kılcal boru (0.66 mm ve 0.80 mm çap için 2100 mm, 2800 mm, 3500 mm uzunluk), 3 farklı ortam sıcaklığı (25 °C, 32 °C, 16 °C) ve 3 farklı soğutucu akışkan şarj miktarı (42 gr, 47 gr, 52 gr) parametrelerine bağlı olarak buharlaşma sıcaklıkları ve enerji tüketim değerleri değişimleri üzerine deneysel çalışmalar yapılmış ve sonuçlar irdelenmiştir.

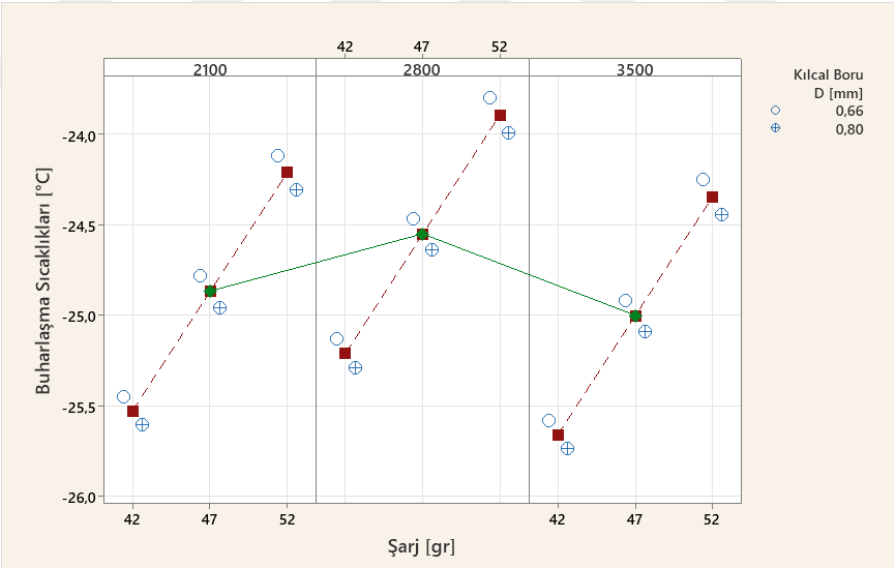
25 °C ortam sıcaklığında gerçekleştirilen testlerde, enerji tüketiminin en düşük olduğu değere 0.80 mm kılcal boru çapı ve 2100 mm kılcal boru uzunluğunda ve 47 gram akışkan şarj miktarında ulaşılmıştır.

Deneyden alınan buharlaşma sıcaklığı ve enerji tüketim sonuçları istatiksel olarak analiz edilmiştir. Şekil 3.21'de pareto diyagramında ve Şekil 3.22'de çoklu değişken grafiğinde, deney parametrelerinin buharlaşma sıcaklığına etkileri gösterilmektedir.



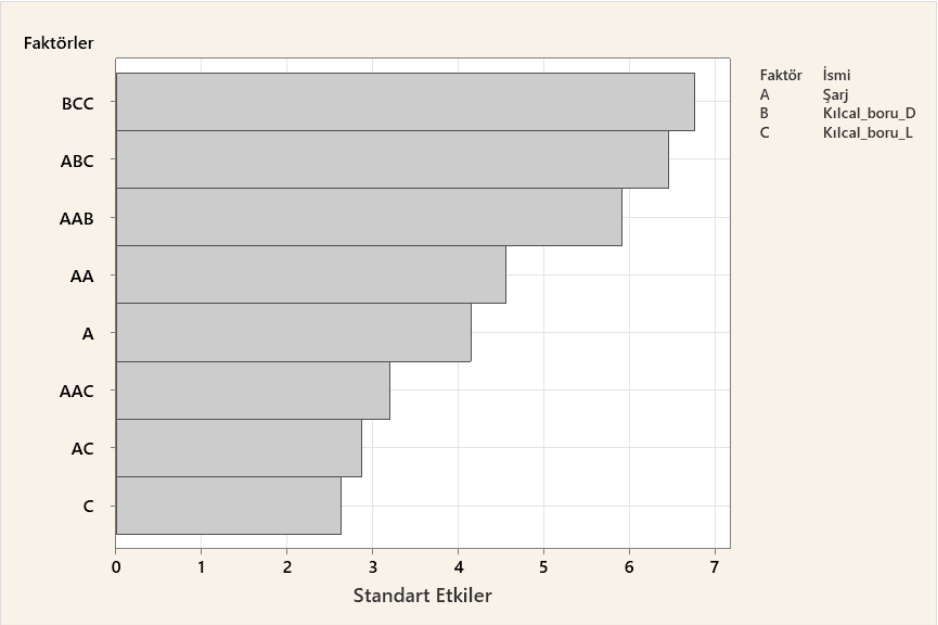
Şekil 3.21 Buharlaşma sıcaklığını etkileyen parametrelerin etki grafiği (25 °C) -1

Şekil 3.21 ve 3.22'de görüldüğü üzere 25 °C ortam sıcaklığında buharlaşma sıcaklığı üzerinde şarj değişimi etkisinin, diğer parametrelere göre daha etkili olduğu sonucuna varılmıştır.



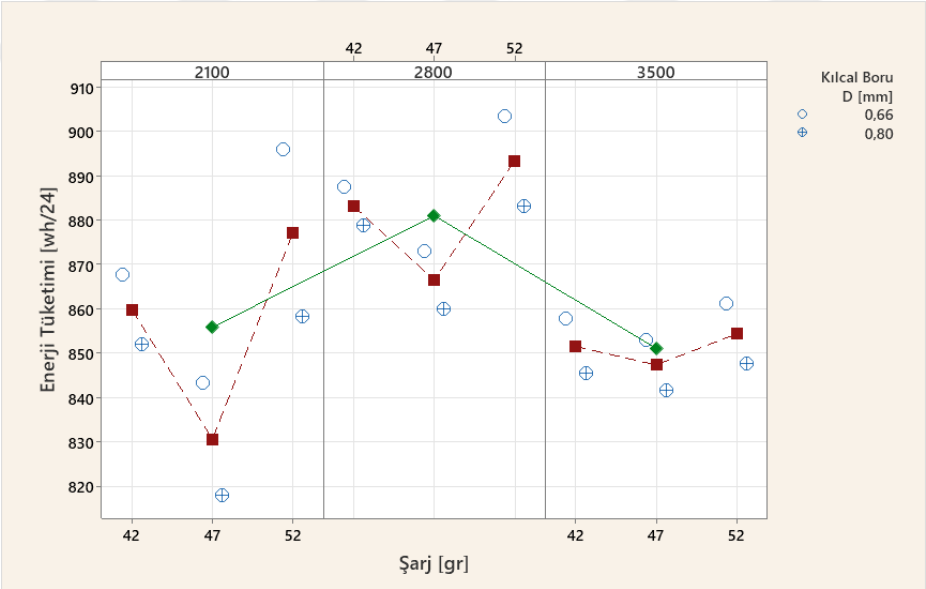
Şekil 3.22 Buharlaşma sıcaklığını etkileyen parametrelerin etki grafiği (25 °C) -2

Enerji tüketimi üzerine parametrelerin etkileri Şekil 3.23'te pareto diyagramında ve Şekil 3.24'te de parametrelerin etkileşimleri gösterilmektedir.



Şekil 3.23 Enerji tüketimini etkileyen parametrelerin etki grafiği (25 °C) -1

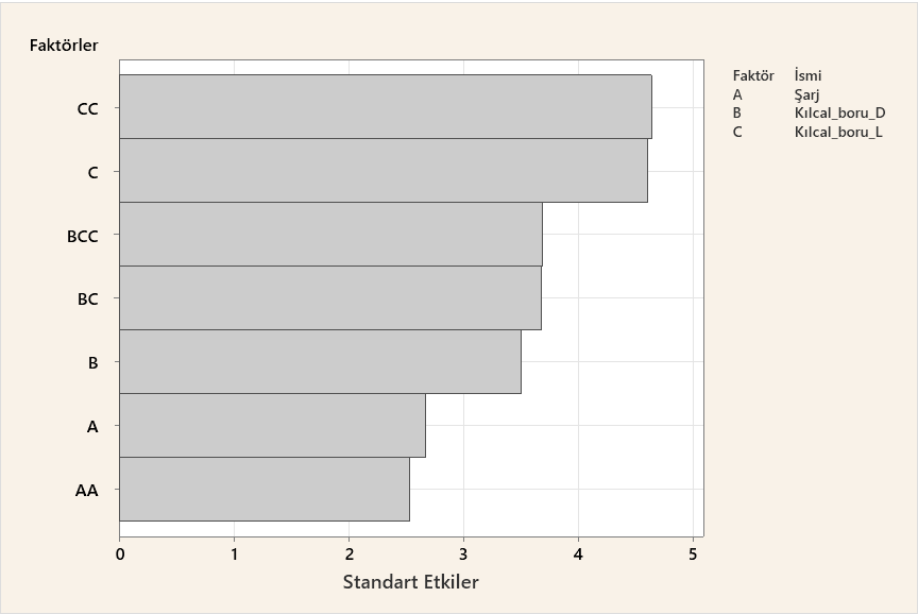
Şekil 3.23 ve Şekil 3.24'te görüldüğü üzere, enerji tüketimi sonuçlarında ise kılcal boru çapı, kılcal boru uzunluğu, akışkan şarj miktarı parametrelerinin üçlü etkileşimlerinin baskın olduğu görülmektedir.



Şekil 3.24 Enerji tüketimini etkileyen parametrelerin etki grafiği (25 °C) -2

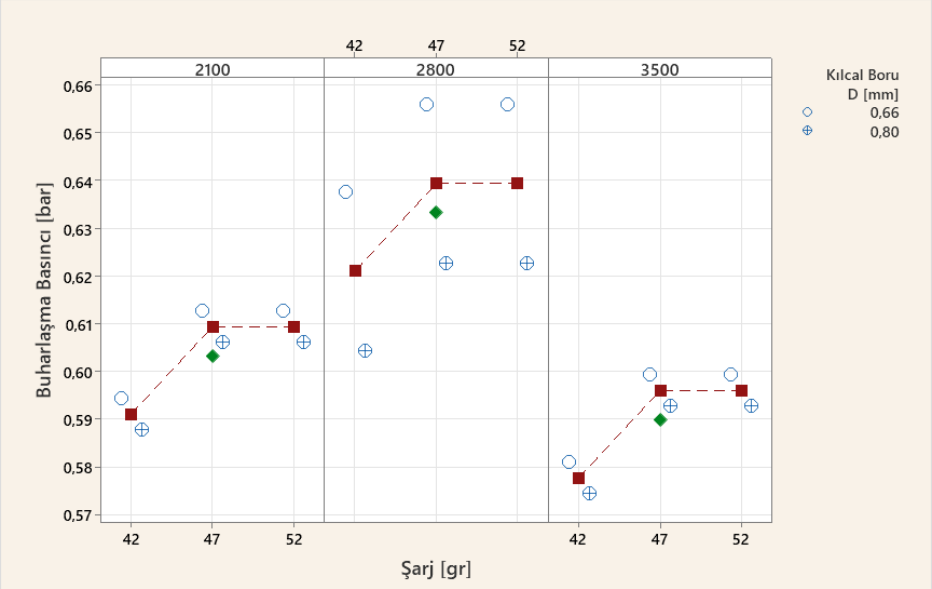
32 °C ortam sıcaklığında gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda, enerji tüketiminin en düşük olduğu değere 0.80 mm kılcal boru çapı ve 3500 mm kılcal boru uzunluğu için 42 gram akışkan şarj miktarında ulaşılmıştır. Buharlaşma sıcaklığı

üzerinde kılcal boru uzunluğu değişimi etkisinin Şekil 3.25'te pareto diyagramı ile ve Şekil 3.26'da da parametrelerin etkileşimleri gösterilmektedir.



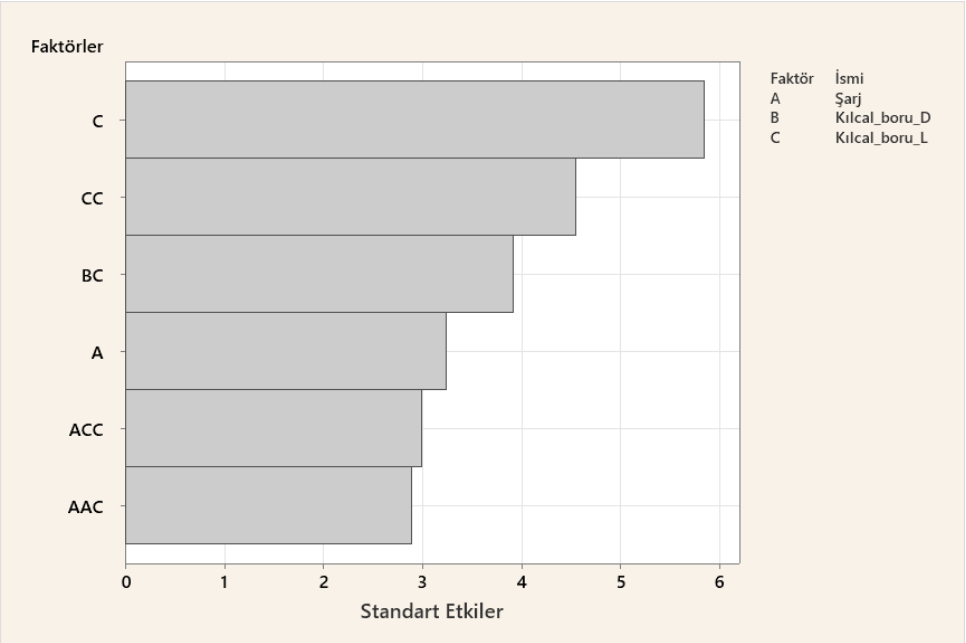
Şekil 3.25 Buharlaşma sıcaklığını etkileyen parametrelerin etki grafiği (32 °C) -1

Şekil 3.25 ve Şekil 3.26'da görüldüğü üzere, 32 °C ortam sıcaklığında buharlaşma sıcaklığı üzerinde kılcal boru uzunluğunun diğer parametrelere göre daha etkili olduğu sonucuna varılmıştır.



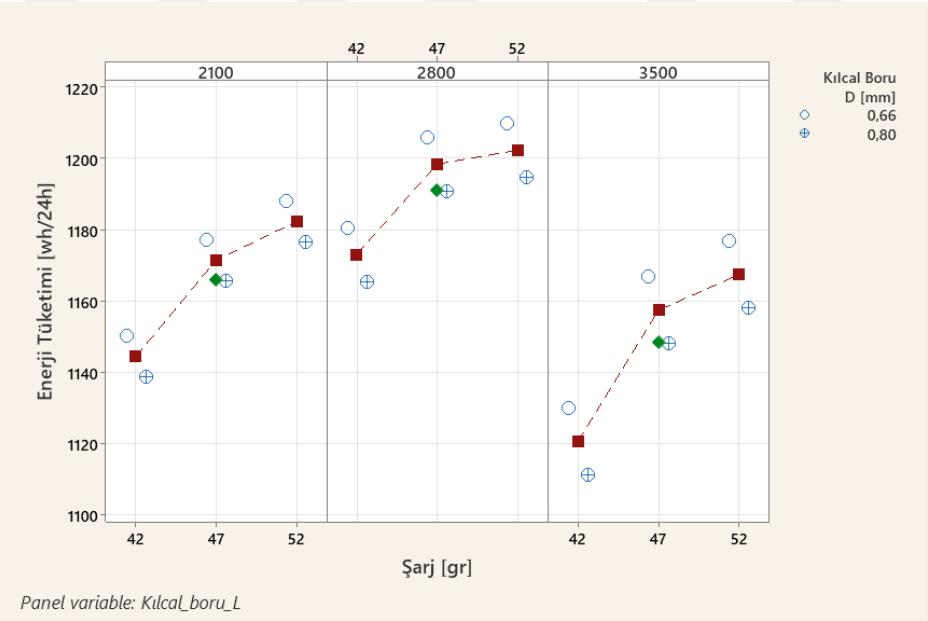
Şekil 3.26 Buharlaşma sıcaklığını etkileyen parametrelerin etki grafiği (32 °C) -2

Enerji tüketimi üzerine parametrelerin etkileri Şekil 3.27'de pareto diyagramı üzerinde ve Şekil 3.28'de gösterilmektedir.



Şekil 3.27 Enerji tüketimini etkileyen parametrelerin etki grafiği (32 °C) -1

Şekil 3.27 ve Şekil 3.28'de görüldüğü üzere, enerji tüketimi sonuçlarında ise buharlaşma sıcaklığındaki sonuçlara paralel olarak kılcal boru boyu uzunluğu etkisinin diğer parametrelere göre etkili olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 3.28 Enerji tüketimini etkileyen parametrelerin etki grafiği (32 °C) -2

16 °C ortam sıcaklığında, 47 gram soğutucu akışkan miktarı için yapılan testlerde ise en düşük enerji tüketimi, 25 °C ortam sıcaklığında elde edilen sonuca benzer şekilde 2100 mm uzunluk, 0.80 mm çap değeri için elde edilmiştir.

4
SONUÇ VE ÖNERİLER

16 °C ve 25 °C ortam sıcaklıklarında en iyi enerji tüketimi değeri, 47 gram akışkan şarj miktarında 2100 mm kılcal boru uzunluğu ve 0.8 mm kılcal boru çapı için elde edilmişken, 32 °C ortam sıcaklığında 47 gram akışkan şarj miktarında en iyi enerji tüketim değeri 3500 mm kılcal boru uzunluğu ve 0.80 mm kılcal boru çap değerinde elde edilmiştir. Farklı ortam sıcaklıkları için en iyi enerji tüketimini veren deney parametreleri Tablo 4.1'de gösterilmektedir.

Tablo 4.1 Farklı ortamlarda en iyi enerji tüketimini veren deney parametreleri

Ortam Sıcaklığı [°C]	Şarj Miktarı [g]	Kılcal Boru D [mm]	Kılcal Boru L [mm]	Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	Enerji Tüketimi [Wh/24h]
32	52	0.80 / 0.66	3500	-24.4	1169
32	47	0.80	3500	-24.8	1147
32	42	0.80	3500	-25.6	1111
25	52	0.80	3500	-24.2	844
25	47	0.80	2100	-24.8	826
25	42	0.80	3500	-25.5	846
16	47	0.80	2100	-25.3	523

16 °C ve 25 °C gibi düşük ortam sıcaklıklarında, buharlaşma sıcaklığını düşürmek için parametrelerden akışkan şarj miktarını değiştirmek, kılcal boru çap ve

uzunluk değerini değiştirmeye kıyasla daha etkili bir parametre olduğu sonucu yapılan deneylerden ve istatiksel çalışmadan elde edilmiştir. Soğutma sisteminde en az enerji tüketimi değerini veren, optimum bir buharlaşma sıcaklığı ve bu optimum buharlaşma sıcaklığını sağlayan optimum bir şarj miktarı olduğu görülmüştür. Yüksek ortam sıcaklıklarında, buharlaşma sıcaklıklarını farklılaştırabilmek ve enerji tüketimini azaltabilmek için kılcal boru boy değişimi, akışkan şarj miktarına ve kılcal boru çapına göre daha etkili bir parametre olduğu deneysel ve istatiksel çalışmalar ile gözlemlenmiştir.

32 °C ortam sıcaklığında enerji tüketimini düşük tutmak için kılcal boru uzunluğunu arttırırken, şarj miktarını da düşürmek gerektiği gözlemlenmiştir. Buharlaştırıcıdaki soğutma kapasitesini arttırmak için, buharlaşma sıcaklığı ile kabin sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkını arttırmak gerekmektedir. Bu sıcaklık farkını arttırmak için buharlaştırıcının içindeki soğutucu akışkanın düşük şarjda çalıştırılması gerektiği ve buharlaştırıcı çıkışında akışkanın tek faz olması koşulu sağlanması gerektiği deneysel çalışmalardan elde edilmiştir.

25 °C ve 16 °C ortam sıcaklıklarında en düşük enerji tüketimi değeri, 47 gram şarj miktarında 2100 mm kılcal boru uzunluğu ve 0.80 mm kılcal boru çapı değerinde sağlanıyor iken, 32 °C ortam sıcaklığında en iyi enerji tüketimi değeri, 42 gram şarj, 3500 mm kılcal boru uzunluğu ve 0.80 mm kılcal boru çapı değerinde sağlandığı deneysel ve istatiksel çalışma sonucu elde edilmiştir. 32 °C ortam sıcaklığında, 47 gram şarj miktarında, düşük ortam sıcaklığında en iyi enerji tüketimi değerini veren 2100 mm kılcal boru uzunluğu kullanımı yerine, 3500 mm kılcal boru uzunluğu kullanıldığı durumda % 1.4 enerji tasarrufu sağlanmıştır. Tek dondurucu bölmeli prototipte, toplam enerji tüketimi değerini belirli bir akışkan şarj miktarında en düşük değerde elde etmek için düşük ortam sıcaklığı ile yüksek ortam sıcaklığında iki farklı kılcal boru uzunluğu kullanmak gerektiği tespit edilmiştir. Tek bir buharlaştırıcı ünitesine sahip üründe, iki farklı kılcal boru tasarımı yapılarak buharlaşma sıcaklıkları farklılaştırılmış ve enerji tüketimi optimizasyonuna imkân sağladığı çalışma sonucu görülmüştür.

Bu durum geleneksel ev tipi buzdolaplarında, tek bir buharlaştırıcı için tek bir kılcal boru kullanılması yerine, çoklu kılcal boru kullanılarak enerji tüketimi

azaltılabileceği sonucuna varılmıştır. Çoklu kılcal boru kullanımıyla, ortam sıcaklığı değişimine bağlı olarak sistemin optimum basınçlarda çalışması sağlanarak optimum enerji tüketimi değerleri elde edilebilmektedir.

Bu çalışmada, farklı soğutucu akışkan şarj miktarlarında ve farklı ortam sıcaklıklarında, kılcal boru çap ve uzunluk değişime bağlı olarak gerçekleştirilen deneysel ve istatiksel çalışmalar ile, farklı kılcal boru kullanımının, enerji tüketimine getirdiği faydaları ortaya konmaktadır. Bu tez kapsamında yapılan deneysel ve istatiksel çalışmalara ek olarak, farklı kompresör devirleri ve farklı kabin hava debileri için yapılacak çalışmalar ile, kompresör devri ve hava debisi etkilerinin kılcal boru ve şarj etkilerine göre enerji tüketimini azaltma potansiyeli çalışmaları genişletilebilir.

KAYNAKÇA

[1] S. Choi, U. Han, H. Cho, H. Lee, " Review: Recent advances in household refrigerator cycle Technologies," in Applied Thermal Engineering, 132, 560-574, 2018.

[2] Won Jae Yoon, Hae Won Jung, Hyun Joon Chung, Yongchan Kim, "Performance optimization of a two-circuit cycle with parallel evaporators for a domestic refrigeratorefreezer," in International Journal of Refrigeration, 34, 216-224, 2011.

[3] B. Xu, P.K. Bansal, "Non-adiabatic capillary tube flow: a homogeneous modeland process description," in Applied Thermal Engineering, 22, 1801-1819, 2002.

[4] Mehdi Rasti, Jeong Ho Ban, Ji Hwan Jeong, "Development of a continuous empirical correlation for refrigerant mass flow rate through non-adiabatic capillary tubes," in Applied Thermal Engineering, 127, 547-558, 2017.

[5] Fernando T. Knabben, Adriano F. Ronzoni, Christian J.L. Hermes, "Effect of the refrigerant charge, expansion restriction, and compressor speed interactions on the energy performance of household refrigerators," in International Journal of Refrigeration, 130, 347–355, 2021.

[6] C.J.L. Hermes, C. Melo, F.T. Knabben, "Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances," in Applied Thermal Engineering, 50, 1029–1034, 2013.

[7] J.M. Gonçalves, C. Melo, L.A.T. Vieira, "Experimental study of 'frost-free' refrigerators, Part I: heat transfer through the cabinet walls, " in Proceedings of the 1st National Congress of Mechanical Engineering, RN, 2000.

[8] J. Boeng, C. Melo, "A capillary tube-refrigerant charge design methodology for household refrigerators Part II: equivalent diameter and test procedure," In Proceedings of the 14th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, IN, 2013.

[9] E. Kipp, H. Schmidt. “Bemessung Von Kapillarrohren als Drosselorgan” in Kaltesatze, Heft 2, 1961.

[10] Joel Boeng, Claudio Melo, “Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction,” in International Journal of Refrigeration, 42, 37-44. 2014.

[11] D.V. Raghunatha Reddy, P. Bhramara, K. Govindarajulu, “Experimental evaluation of the effect of refrigerant charge and capillary tube length on the performance of household Refrigerator,” in Materials Today: Proceeding, 5, 11845-11852, 2018.

[12] Fernando T. Knabben, Adriano F. Ronzoni, Christian J.L. Hermes, “Application of electronic expansion valves in domestic refrigerators,” in International Journal of Refrigeration, 119, 227-237, 2018.

[13] Erik Björk, Björn Palm, “Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature,” in International Journal of Refrigeration, 29, 789-798, 2006.

[14] Alessandro Pisano, Santiago Martinez-Ballester, J.M. Corberan, Alfonso Mauro, “Optimal design of a light commercial freezer through the analysis of the combined effects of capillary tube diameter and refrigerant charge on the performance,” in International Journal of Refrigeration, 51, 1-10, 2015.

[15] Jackson B. Marcinichen, Claudio Melo, “Comparative Analysis Between a Capillary Tube and an Electronic Expansion Valve in a Household Refrigerator,” in International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 838, 2006.

[16] Joel Boeng, Claudio Melo, “An innovative charge optimization process for capillary tube based cooling systems,” in International Journal of Refrigeration, 118, 202-209, 2020.

[17] Y. A. Çengel, M. A. Boles. Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla (A. Pınarbaşı, Çev.), Güven Bilimsel, 2008.

[18] T. Apaydın. “ R600a Soğutkan Kullanılan Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevriminde Diyabatik Kılcal Boru İçerisindeki Akışın Modellenmesi,” Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2016.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. H. Cura, D. B. Özkan, “The Effect of Capillary Tube Parameters and Use of Multi Capillary on Energy Consumption In Vapor Compression Cycle,” Cukurova 9th Internatıonal Scıentıfıc Researches Conference, 2022, pp 448-460.