



T.C.
NİĞDE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BUHAR SIKIŞTIRMA VE TERMOELEKTRİK TEKNOLOJİLERİNİN
KULLANILDIĞI HİBRİT BİR BUZDOLABINDA SOĞUTMA
PERFORMANSININ İNCELENMESİ

FATİH ŞAHİN

Ekim 2015

T.C.
NİĞDE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BUHAR SIKIŞTIRMA VE TERMOELEKTRİK TEKNOLOJİLERİNİN
KULLANILDIĞI HİBRİT BİR BUZDOLABINDA SOĞUTMA
PERFORMANSININ İNCELENMESİ

FATİH ŞAHİN

Yüksek Lisans Tezi

Danışman

Doç. Dr. Murat GÖKÇEK

Ekim 2015

Fatih ŞAHİN tarafından Doç. Dr. Murat GÖKÇEK'in danışmanlığında hazırlanan "BUHAR SIKIŞTIRMA VE TERMOELEKTRİK TEKNOLOJİLERİNİN KULLANILDIĞI HİBRİT BİR BUZDOLABINDA SOĞUTMA PERFORMANSININ İNCELENMESİ" adlı bu çalışma jürimiz tarafından Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç. Dr. Mahmut ALKAN (Niğde Üniversitesi)



Üye : Doç. Dr. Afşin GÜNGÖR (Akdeniz Üniversitesi)



Üye : Doç. Dr. Murat GÖKÇEK (Niğde Üniversitesi)



ONAY:

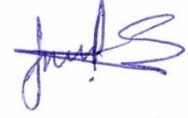
Bu tez, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca belirlenmiş olan yukarıdaki jüri üyeleri tarafından/...../20.... tarihinde uygun görülmüş ve Enstitü Yönetim Kurulu'nun/...../20.... tarih ve sayılı kararıyla kabul edilmiştir.

...../...../20...

Doç. Dr. Murat BARUT
MÜDÜR

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.



Fatih ŞAHİN

ÖZET

BUHAR SIKIŞTIRMA VE TERMOELEKTRİK TEKNOLOJİLERİNİN KULLANILDIĞI HİBRİT BİR BUZDOLABINDA SOĞUTMA PERFORMANSININ İNCELENMESİ

ŞAHİN, Fatih

Niğde Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman

:Doç. Dr. Murat GÖKÇEK

Ekim 2015, 57 sayfa

Bu çalışmada, termoelektrik teknolojilerin ve buhar sıkıştırma teknolojilerinin kullanıldığı hibrit bir buzdolabı tasarlanmıştır. Bu tasarım, buzdolaplarında termoelektrik soğutma bölümü olarak adlandırılan 23, 63 ve 90 litrelik özel hacimler oluşturularak sağlanmıştır. Deneysel çalışmanın ilk aşamasını yalnızca peltier modüllerin kullanılarak hacmin soğutulması, diğer aşamasını ise peltier modüllerle birlikte buzdolabının çalıştırılarak hacmin soğutulması işlemleri oluşturmuştur. Termoelektrik soğutma hacminde soğutmayı etkili bir biçimde sağlamak amacıyla peltier modül sıcak yüzeyine Alüminyum soğutucu blok yerleştirilmiş ve su ile soğutma yöntemi uygulanmıştır. Ayrıca, Peltier modül türü, soğutma suyu debisi, devre gerilimi, soğutma hacminin değişimi gibi soğutmayı etkileyen faktörlerin soğutma performansına etkisi deneysel olarak incelenmiş ve soğutulan hacimde COP hesaplanmıştır. Sayısal sonuçlar, termoelektrik soğutma hacminin azaltılmasıyla sıcaklığın azaldığı, soğutma suyu debisinin ve devre geriliminin arttıkça soğutma hacmindeki sıcaklığın azaldığını göstermiştir. İki saatlik deneysel çalışmalar sonucunda en yüksek COP değeri, 8V, 63l soğutma hacminde TEC1-12709 modüller kullanılarak yaklaşık 0.2 olduğu görülmüştür.

Anahtar sözcükler: Buhar sıkıştırma, termoelektrik soğutma, peltier modül, hibrit buzdolabı, alüminyum soğutucu blok, COP.

SUMMARY

INVESTIGATION OF COOLING PERFORMANCE IN A HYBRID REFRIGERATOR USED THERMOELECTRIC AND VAPOR COMPRESSION TECHNOLOGIES

ŞAHİN, Fatih

Nigde University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Associate Professor Dr. Murat GÖKÇEK

October 2015, 57 pages

In this study, a hybrid refrigerator in which thermoelectric technologies and vapor compression technologies are used has been designed. This design has been made by forming special volumes of 23, 63 and 90 liters called as thermoelectric cooling section in the refrigerator. The first phase of the experimental work consists of cooling of the volume by only using peltier modules and another phase consists of cooling of the volume by operating the refrigerator along with the peltier modules. An Aluminum cooler block has been placed on the hot surface of the peltier module with an objective to provide cooling effectively in the thermoelectric cooling volume and water cooling method has been applied. Furthermore, the effect of factors such as Peltier module, cooling water flow rate, circuit voltage, cooling volume change on the cooling performance have been examined experimentally and COP has been calculated in the cooled volume. The numerical results show that the temperature decreases as the thermoelectric cooling volume decreases and temperature of the cooling volume decreases as the circuit voltage increases. As a result of the two hour experimental work, the highest COP value has been observed as approximately 0.2 by using TEC1-12709 in the 63l cooling volume, 8V.

Keywords: Vapor compression, thermoelectric cooling, peltier module, hybrid refrigerator, aluminum cooler block, COP.

ÖN SÖZ

Bu çalışmada ev tipi ve büro tipi buzdolaplarının temel çalışma prensibi olan buhar sıkıştırma teknolojisi ile termoelektrik teknolojisi birleştirilerek hibrit bir buzdolabı geliştirilmiştir. Oluşturulan bu sistemlerin performans değerleri ve performans değerlerine etki edebilecek olası durumlar deneysel olarak incelenmiştir.

Yüksek lisans tez çalışmam ve bu çalışmanın yürütülmesi esnasında, çalışmalarına yön veren, bilgi ve yardımlarını esirgemeyen ve bana her türlü desteği sağlayan danışman hocam, Sayın Doç. Dr. Murat GÖKÇEK' e en içten teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam esnasında tecrübelerine başvurduğum Arş. Gör. Çağlar SEVİM' e ve Arş. Gör. Şahin SÖNMEZ' e teşekkür ederim.

Bu tezi, tüm öğrenim hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, desteklerini sürekli üzerimde hissettiğim babam, annem ve kardeşime ithaf ediyorum.

Bu çalışmayı FEB 2013/25-BAGEP numaralı proje ile destekleyen ve çalışmaların başarıyla yürütülmesinde her türlü desteği sağlayan Niğde Üniversitesi Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'ne, ayrıca bu projeye olan maddi ve manevi katkılarından dolayı Mühendislik Fakültesi Dekanlığı'na şükranlarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖZET	iv
SUMMARY	v
ÖN SÖZ	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
FOTOĞRAFLAR DİZİNİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR	xiv
BÖLÜM I.....	1
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Taraması.....	3
1.2 Tezin Amacı ve Kapsamı.....	7
BÖLÜM II	8
KURAMSAL TEMELLER	8
2.1 Isı Transfer Mekanizmaları.....	8
2.1.1 İletim	8
2.1.2 Taşınım.....	9
2.1.3 Işınım.....	10
2.2 Yarı İletkenler	11
2.2.1 N tipi yarı iletkenler	11
2.2.2 P tipi yarı iletkenler	12
2.3 Termoelektrik Etkiler.....	13
2.3.1 Seebeck etkisi.....	13
2.3.2 Peltier etkisi.....	14

2.3.3 Thomson etkisi	15
2.3.4 Joule etkisi.....	15
2.3.5 Fourier etkisi	15
2.4 Soğutma Yöntemleri	17
2.4.1 Termoelektrik soğutma	17
2.4.2 Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma.....	18
2.4.2.1 İdeal buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi.....	19
2.4.2.2 Gerçek buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi	20
2.4.3 Buhar-jet soğutma	21
2.4.4 Hava ile soğutma	22
2.4.5 Vorteks tüpü ile soğutma.....	22
2.4.6 Absorbsiyonlu soğutma.....	23
2.4.7 Adsorbsiyonlu soğutma.....	24
2.4.8 Paramanyetik soğutma	25
2.4.9 Sterling soğutma.....	26
BÖLÜM III.....	27
MATERYAL VE METOD.....	27
3.1 Deneysel Çalışma	27
3.1.1 Deney setinin hazırlanması ve kurulumu	27
3.1.2 Buzdolabı	27
3.1.3 Peltier modül ve soğutucu	28
3.1.4 Diğer elemanlar	30
3.2 Deney Seti ve Ölçüm Sistemleri.....	32
3.3 Yapılan Kabuller ve Denklemler	33
3.3.1 Transmisyon yükü	34
3.3.2 İç yük.....	35

3.3.3 Malzeme yükü	36
3.3.4 COP değerinin belirlenmesi	36
3.4 Soğutma maliyeti	36
BÖLÜM IV	38
ARAŞTIRMA BULGULARI.....	38
4.1 Soğutulan Ortam Hacminin Soğutma Performansına Etkisi	38
4.2 Soğutma Suyu Debisinin Soğutma Performansına Etkisi.....	40
4.3 Modül Türünün Soğutma Performansına Etkisi	44
4.4 Devre Geriliminin Soğutma Performansına Etkisi	47
4.5 Soğutma Maliyeti Analizi	48
BÖLÜM V	50
SONUÇLAR VE TARTIŞMA	50
KAYNAKLAR	52
ÖZ GEÇMİŞ	56
TEZ ÇALIŞMASINDAN ÜRETİLEN ESERLER	57

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Buzdolabı modeline göre teknik özellikleri.....	27
Çizelge 3.2. Peltier modüllerin performans özellikleri.....	29
Çizelge 3.3. Mini pompa teknik özellikleri	30
Çizelge 4.1. 23 l hacimli modül türüne göre ‘T’ ve ‘COP’ değerleri (2. saat)	47
Çizelge 4.2. 23 l hacimli hibrit dolabın modül türüne göre ‘T’ ve ‘COP’ değerleri	47
Çizelge 4.3. Termoelektrik sistem enerji tüketim değerleri.....	49
Çizelge 4.4. Soğutma maliyeti özeti	49

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Ozon tabakası tahribatı ve etkileri (Anonymous, 2015).....	1
Şekil 2.1. Bir duvardan iletimle ısı geçişi (Incropera ve Dewitt, 2007)	9
Şekil 2.2. Taşınım ile ısı geçişinde sınır tabaka gelişimi (Incropera ve Dewitt, 2007)	9
Şekil 2.3. Bir yüzeyde ışınlama ile ısı alışverişi.....	10
Şekil 2.4. N tipi yarı iletkenin oluşumu	12
Şekil 2.5. P tipi yarı iletkenin oluşumu.....	12
Şekil 2.6. Termoelektrik modül	13
Şekil 2.7. Termoelektrik soğutucu modül (Bulut, 2011)	18
Şekil 2.8. İdeal buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi çalışma şekli ve T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2008)	19
Şekil 2.9. Gerçek buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi çalışma şekli ve T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2008)	20
Şekil 2.10. Buhar- jet soğutma sistemi (Aktoprakoğlu, 2006)	21
Şekil 2.11. Hava soğutma sistemi (Bulut 2011)	22
Şekil 2.12. Vorteks tüpü çalışma prensibi (Karakuş, 2015)	23
Şekil 2.13. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma prensibi (Bulut 2011).....	24
Şekil 2.14. Adsorbsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma prensibi (Esen, 2008).....	25
Şekil 2.15. Paramanyetik soğutma.....	25
Şekil 2.16. Sterling soğutma makinesi.....	26
Şekil 3.1. Çalışmada oluşturulan ev tipi (a) ve büro tipi (b) hibrit dolap konfigürasyonları	28
Şekil 3.2. n katmanlı bir duvardan ısı geçişi.....	34
Şekil 4.1. Ortam hacmi değişiminin sıcaklığa etkisi	39
Şekil 4.2. Ortam hacminin değişiminin COP değerine etkisi	39
Şekil 4.3. 63 l'lik soğutma hacminde soğutma suyu debisinin sıcaklığa etkisi.....	40
Şekil 4.4. 63 l'lik soğutma hacminde soğutma suyu debisinin COP değerine etkisi	41
Şekil 4.5. 90 l'lik soğutma hacminde soğutma suyu debisinin sıcaklığa etkisi.....	41
Şekil 4.6. 90 l'lik soğutma hacminde soğutma suyu debisinin COP değerine etkisi	42
Şekil 4.7. 90 l' lik soğutma hacminde hibrit şekilde çalışan sistemde soğutma suyu	43
Şekil 4.8. 90 l' lik soğutma hacminde hibrit şekilde çalışan sistemde soğutma suyu	44

Şekil 4.9. Farklı modül çeşitlerinin 23 l soğutma hacminde sıcaklığa etkisi.....	45
Şekil 4.10. Farklı modül çeşitlerinin 23 l soğutma hacminde COP değerine etkisi	45
Şekil 4.11. Hibrit sistemde farklı modül çeşitlerinin 23 l soğutma hacminde sıcaklığa etkisi	46
Şekil 4.12. Hibrit sistemde farklı modül çeşitlerinin 23 l soğutma hacminde COP değerine etkisi.....	46
Şekil 4.13. Değişen devre gerilimlerinin sıcaklığa etkisi	47
Şekil 4.14. Değişen devre gerilimlerinin COP değerine etkisi	48

FOTOĞRAFLAR DİZİNİ

Fotoğraf 3.1. Termoelektrik Peltier modül çeşitleri	29
Fotoğraf 3.2. Alüminyum soğutucu blok.....	29
Fotoğraf 3.3. Güç kaynağı	30
Fotoğraf 3.4. Mini dalgıç pompa (a), soğutucu sistem (b), radyatör (c), soğutucu sistem	31
Fotoğraf 3.5. Fanlar ve soğutucu kanatlar (a), termal gres (b) görünümü	31
Fotoğraf 3.6. Arçelik 1050 büro tipi buzdolabı ile oluşturulan deney seti	32
Fotoğraf 3.7. Arçelik 5223 ev tipi buzdolabı ile oluşturulan deney seti.....	32
Fotoğraf 3.8. Veri toplama modülü ve termokupl bağlantıları	33
Fotoğraf 3.9. Skylab 9032 güç analizörü	33
Fotoğraf 4.1. Dolap içinde oluşturulan 23 l'lik hacim ve dolap içi fan	43

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklama
Q	Birim zamanda açığa çıkan ısı miktarı
Q_{Th}	Thompson ısısı
Q_J	Joule ısısı
Q_{Fr}	Fourier ısısı
q''	Isı akısı
E	Yayma gücü
ϵ	Yayma oranı
π	Peltier sabiti
σ	Stefan - Boltzmann sabiti
I	Devreden geçen akım
R	Elektriksel direnç
ρ	Özdirenç
α	Seebeck katsayısı
i_{Th}	Thompson katsayısı
T	Mutlak sıcaklık
T_s	Yüzey sıcaklığı
T_∞	Çevre sıcaklığı
U	Isı geçiş katsayısı
k	Isı iletim katsayısı
h	Isı taşınım katsayısı
L_i	Döşeme kalınlığı
Nu	Nusselt sayısı
Re	Reynold sayısı
Pr	Prandtl sayısı
A	Alan
Q_f	İç yük
Q_m	Malzeme yükü
Q_T	Toplam ısı kazancı

P_s	Kaynaktan çekilen güç
m	Kütle
c_p	Özgül ısı
t_s	Zaman
T_t	Termoelektrik soğutma sistemindeki ortam sıcaklığı
T_h	Peltier modülün sıcak yüzeyi
i	Faiz oranı

Kısaltmalar

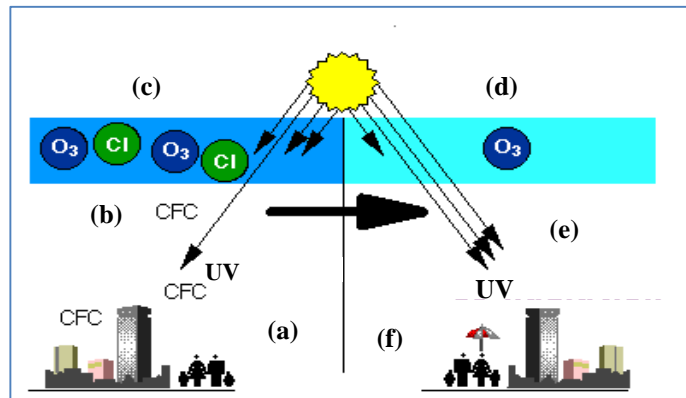
Açıklama

UNEP	United Nations Environment Programme
CCD	Charge Coupled Device
COP	Coefficient of Performance
UV	Ultraviole
CPU	Central Processing Unit
CFC	Kloroflorokarbon
Cl	Klor
CH ₄	Metan
CO ₂	Karbondioksit
W	Watt
V	Volt
A	Amper
s	Entropi
SM	Soğutma maliyeti
BM	Buzdolabı maliyeti
TM	Termoelektrik sistem maliyeti
AF	Amortisman faktörü
YBM	Yıllık buzdolabı maliyeti
YTM	Yıllık termoelektrik sistem maliyeti
YET	Yıllık enerji tüketimi
YTE	Yıllık tüketilen enerji maliyeti

BÖLÜM I

GİRİŞ

Isının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilip yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarılmasına soğutma adı verilmektedir. Soğutma gıda sektöründen elektronik cihazların soğutulmasına kadar uzanan geniş bir alanda soğutma gereksinimlerinin karşılanmasıyla uğraşan ve çoğu zaman makine, kimya, gıda mühendisliği gibi mühendislik dallarını bir araya getiren mühendislik uygulama alanıdır (Dinçer ve Kanoğlu, 2010). Soğutma işlemini gerçekleştiren cihazlara soğutma makinaları, çalıştıkları çevrimlere de soğutma çevrimleri adı verilmektedir (Çengel ve Boles, 2008). Soğutma sistemleri, buhar sıkıştırımlı, absorpsiyonlu, adsorpsiyonlu, buhar-jet (ejektör), hava soğutma, vortex tüpü, termoelektrik soğutma, paramagnetik soğutma ve stirling soğutma sistemleri olarak sıralanabilir (Yamankaradeniz vd., 2009). Bu sistemlerin birçoğu hareketli ve karmaşık sistemlerden oluşur ve soğutkan adı verilen soğutucu bir akışkan kullanır. Buhar sıkıştırımlı soğutma teknolojilerinde kullanılan gazlar, küresel ısınmaya neden olma potansiyeli açısından önemli etkilere sahiptir ve ozon tabakasının tahribatında büyük rol oynamaktadır. Ozon, Güneşten gelen mor ötesi ışınların atmosferde oksijen moleküllerinin ayrışması sonucu bir dizi tepkime sonucu, oksijen moleküllerinin dönüşmesi ile oluşur. Ozonun yaşamımızdaki en büyük faydası mor ötesi ışınlarını yeryüzüne ulaşmasını engellemesi olayıdır.



Şekil 1.1. Ozon tabakası tahribatı ve etkileri (Anonymous, 2015)

Ozon tabakasının tahribatı ilk olarak 1974 yılında fark edilmiş ve bu tahribat üzerinde kloroflorokarbon (CFC) esaslı soğutucu akışkanların içerdiği Klor'un büyük etkisi

olduğu anlaşılmıştır. Bir klor molekölü 100.000 ozon molekölünü yok edebilmektedir (Anonymous, 2015).

şekil 1.1’de ozon tabakasının yok olma işlemi ve etkileri görölmektedir. şekil 1.1’ de (a), (b), (c) durumlarında sırasıyla kloroflorokarbon (CFC) yayılımı, ozon tabakasında CFC’nun yayılımı ve Güneş’den gelen ultraviyole işınların CFC’dan Cl’un ayrılması görölmektedir. Bunun sonucunda, şekil 1.1’de (d), (e) ve (f) durumlarında göröldüğü gibi ozon tabakası tahribata uğramakta ve Güneşten gelen ultraviyole işınları absorbe edemeyerek artış meydana gelmektedir.

Ozon tabakasının incelenmesi konusu ilk kez 1976 yılında Birleşmiş Milletler Çevre Programı (UNEP)’nin Yönetim Konseyi’nde tartışılmıştır. Ozon tabakasına zarar veren maddelerin azaltılmasına ilişkin olarak ilk hükümetler arası temaslar ise 1981 yılında başlamış ve bu girişim Mart 1985’de Ozon Tabakasının Korunması için Viyana Sözleşmesi’nin kabulü ile neticelenmiştir. Viyana Sözleşmesi, araştırma, ozon tabakasının sistematik gözlenmesi, CFC üretiminin izlenmesi ve bilgi paylaşımı hususlarında hükümetler arası işbirliğinin sağlanmasını teşvik etmiştir. Sözleşme, tarafları ozon tabakasının yapısını değiştiren insan kaynaklı faaliyetlere karşı çevre ve insan sağlığını korumaya yönelik olarak genel önlemler almakla görevlendirmektedir. Yasal bağlayıcılığı olan kontrolleri veya hedefleri içermeyen bir çerçeve sözleşmedir. Sözleşme üzerindeki anlaşmayı takiben, ozon tabakasını incelten maddelerin kullanımının ve üretiminin kontrol altına alınmasını sağlayacak olan bir protokol üzerinde çalışmalar başlatılmış ve Eylül 1987’de Ozon Tabakasına Zarar Veren Maddelere İlişkin Montreal Protokolü kabul edilmiştir. Bu protokolle kloroflorokarbonların kullanımı azaltılmış ve aşama aşama ozon tabakasına daha az zarar veren hidrokloroflorokarbon kullanımına geçilmiş ve daha sonra da klor içermeyen hidrokloroflorokarbonlar kullanılmaya başlanmıştır. Ozon tabakasını yok etme potansiyeli yanında, bu gazların (florlu gazlar) atmosfer üzerinde sera gazı olarak etkisi de bulunmaktadır. Sera gazları atmosferde sıcaklık artışına neden olan enfraruj radyasyonu absorbe etme özelliğine sahiptir (Zink vd., 2010).

Doğaya zarar veren soğutucu akışanların kullanılmadığı ve karmaşık hareketli parçalara gerek duyulmadan sadece elektrik enerjisi ve yarı iletken teknolojisi kullanarak soğutma etkisinin elde edildiği sistemler olan termoelektrik soğutma sistemlerine ilgi giderek

artmaktadır. Bu tür soğutma sistemlerinde ısı taşıyıcı olarak soğutucu akışkan yerine elektrik enerjisi görev yapmaktadır. Termoelektrik sistemler taşınabilir buzdolaplarında, su ısıtıcı-soğutucularda, havacılık sektöründe, uzay araştırmalarında, bilimsel cihazların soğutulmasında, şarj eşleştirmeli (CCD) kameralarda, lazer diyotlarda, mikro işlemcilerde ve kan analiz cihazlarında kullanılmaktadır (Dinçer ve Kanoğlu, 2010). Bu sistemlerin avantajları; zararlı soğutucu akışkan kullanılmaması, hareketli parça içermemeleri, kompakt, sessiz ve katı hal sistem oluşları, bakım gereksinimlerinin az oluşu, kolay sıcaklık kontrolü ve uzun ömürlülük olarak sıralanabilir. Termoelektrik soğutucularda etkinlik katsayısı (COP) değerleri düşük olmasına rağmen, buhar sıkıştırma teknolojisinin kullanıldığı konvansiyonel sistemlerde kompresörün sürekli çalışma-durma çevrimi gerçekleştirmesi nedeniyle iç sıcaklığın değişken bir karakteristik sergilemesi önemli bir dezavantaj oluşturmakta, kolay bozulan gıdaların uzun süre saklanılmasını zorlaştırmaktadır. Bu gibi nedenlerle termoelektrik sistemlerin soğutma uygulamalarında kullanılması artmakta ve yaygınlaşmaktadır.

1.1 Literatür Taraması

Termoelektrik soğutucu tasarımı ve soğutma sistemlerinde termoelektrik modül kullanımı ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Riffat vd. (2001), termoelektrik soğutma için faz değiştiren malzemeler ve ısı borularının uygulanabilme potansiyellerini araştırmışlardır. Dizayn ettikleri soğutma sisteminin performansını iki farklı konfigürasyon için incelemişlerdir. İlk konfigürasyonda termoelektrik modülün soğuk tarafında konvansiyonel ısı yayıcı (kanatlı yüzey) kullanılmıştır. Diğer konfigürasyonda ise kanatlı yüzey yerine faz değiştiren malzeme kullanılmıştır. Her iki konfigürasyonda sıcak taraf üzerinde ısı yayıcı olarak kanatlar üzerine yerleştirilmiş ısı borusu kullanılmıştır. Faz değiştiren malzeme kullanımının termoelektrik soğutucunun performansını artırdığı görülmüştür. Soğutucunun kapısının açıldığı ve enerji kesintisi olduğu durumlarda oluşan kayıpların giderilmesi ve pik yük durumlarının oluşturulmasında faz değiştiren malzeme kullanımının etkili olduğu tespit edilmiştir.

Chen vd. (2002), çalışmalarında iki ve tek basamaklı termoelektrik soğutma sisteminin performanslarını karşılaştırmışlardır. Etkinlik katsayısı, soğutma hızı ve güç girişi gibi üç

önemli performans parametresi için ifadeler türetmişlerdir. Çalışmada iki basamaklı sistemin maksimum etkinlik katsayısı değerinin tek basamaklı sisteme göre daha büyük olduğu, buna karşın tek basamaklı soğutma sisteminin soğutma hızının iki basamaklı sisteme göre daha büyük olduğu belirlenmiştir. Soğutulacak boşluğa göre ısı dağıtıcısının sıcaklık oranı küçük olduğunda tek basamaklı sistem kullanımının uygun olduğu, ama bu oran büyük olduğunda iki basamaklı sistemin maksimum etkinlik katsayısının ve soğutma hızının tek basamaklı sisteme göre daha büyük olduğu böyle durumlarda iki basamaklı sistem kullanılması gerektiği önerilmiştir.

Dai vd. (2003), güneş paneliyle beslenen termoelektrik buzdolabının performans analizini deneysel olarak incelemişlerdir. Araştırmada gün ışığı şartları altında sistem performansının araştırılmasına odaklanılmıştır. Sistem performansının güçlü bir şekilde radyasyona ve termoelektrik modülün soğuk ve sıcak yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkına bağlı olduğu bildirilmiştir. Çalışmada oluşturdukları buzdolabında soğutulan ortam sıcaklığı 5-10 °C civarında değişirken, COP değeri 0.3 olarak belirlenmiştir.

Astrain vd. (2005), termoelektrik soğutucunun ısı ve elektriksel performansını simüle eden bir hesaplama modeli geliştirmişlerdir. Bu model, elektrik tüketimi, ısı akışı, etkinlik katsayısı için gerekli termoelektrik denklemler ve ısı iletimi denklemlerinden oluşan doğrusal olmayan denklemleri çözmektedir. Konveksiyon katsayıları için yarı deneysel denklemler ve denklem sistemi sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Aynı zamanda $55 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ hacminde ve 50 W gücünde termoelektrik soğutucu tasarlanmış ve farklı şartlar için test edilmiş, model sonuçlarıyla karşılaştırılarak kabul edilebilir doğrulukta sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Ahıska ve Ahıska (2007), iki fazlı ısı transfer sistemli termoelektrik CPU soğutucusunun özelliklerini araştırmışlardır. Testler boyutları 3,1cm x 3,1cm olan 1.70 GHz INTEL Pentium 4 CPU'nun bulunduğu bilgisayar üzerinde yapılmış, iki fazlı sistem, tek fazlı ve fanlı sistemlerle kıyaslanmıştır. İki fazlı sistemin fanlı sisteme kıyasla yaklaşık 5 kat daha fazla soğutma sağladığını göstermiştir.

Hasan ve Toh (2007), bir işlemcinin soğutulması amacıyla fan bağlanmış kanatlı ısı yayıcı ve termoelektrik modül kullanılarak geliştirilmiş sistemlerde soğutma sınırlarını araştırmışlardır. İki farklı sistem kullanılarak soğutucuların performansını değerlendiren

bir yöntem önermişlerdir. Çalışmalarında soğutma sistemlerinin performansı, iki kriter kullanarak karakterize edilmiştir. Bu kriterler, daha düşük jonksiyon sıcaklıkları üretebilme yeteneği ve daha büyük ısı yayıcı termal direnci kullanılabilmesine izin verme yeteneğidir. Termoelektrik modülün geliştirilmiş sistem performansı üzerine etkinlik katsayısındaki değişimlerin etkisi araştırılmıştır. Termoelektrik sistem kullanılarak geliştirilmiş sistemin daha küçük ısı yük ve jonksiyon sıcaklıkları oluşturduğu görülmüştür.

Yılmaz S. (2008), termoelektrik modüllü soğutucuda, modülün sıcak yüzeyinin soğutulmasında hava soğutma ve su soğutma yöntemlerini kullanarak bu farklı soğutma uygulamalarının sistem performansı üzerine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada 12 V gerilim değerinde su soğutmalı yöntemin hava soğutmalı yöntemine göre daha etkili olduğu belirlenmiştir.

Zorbas vd. (2009), C sınıfı bir otomobil için termoelektrik jeneratör ve soğutucu dizaynı yaparak çeşitli motor yüklerinde egzoz borusu üzerine yerleştirilen termoelektrik jeneratörün ve soğutucunun performansını incelemiştir. Soğutucu kabinin iç sıcaklığının önemli ölçüde uygulanan gerilime ve ısı dirence bağlı olduğunu, soğuk ve sıcak yüzey ısı dirençlerinin minimize edilmesinin soğutucunun etkin çalışması için gerekli olduğunu belirlemiştir. Termoelektrik jeneratör için yapılan testlerde 30 W güç üretilebileceği sonucuna varmışlardır.

Vián ve Astrain (2009), buhar sıkıştırma ve termoelektrik sistemi birlikte kullanarak hibrit bir sistem geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri soğutma sistemi, buhar sıkıştırma teknolojisine göre çalışan soğutma bölümü, dondurucu bölümü ve termoelektrik soğutma teknolojisine göre çalışan ve klasik teknolojide karşılaşılan kompresörün çalışma ve durması nedeniyle sıcaklık dalgalanması durumunun meydana gelmediği “süper koruma bölgesi” olarak adlandırılan bölümlerden oluşmaktadır. Çalışmada 25 °C ortam sıcaklığı için, termoelektrik soğutma bölümünün ortalama 0 °C iken 0.07 kWh/gün (3.1 W), buhar sıkıştırmalı soğutma bölümünün ortalama 4 °C iken 0.47 kW h/gün (19.7 W) ve dondurucu bölümünün ise ortalama sıcaklık -21 °C iken 1.15 kWh/gün (25.2 W) değerleri ile sistemin toplam 48.1 W güç tükettiği belirtilmiştir. Soğutucu, süper koruma ve dondurucu bölümlerinin soğutma davranışını simüle eden sonlu farklar metoduna dayanan bir hesaplama yöntemi geliştirmişler, deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır.

Huang vd. (2000), çalışmalarında termoelektrik bir soğutucu için bir dizayn metodu geliştirmiş, bir termoelektrik modülün performans eğrilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Modülün performans test sonuçlarını fiziksel özelliklerin belirlenmesinde kullanmışlar, termoelektrik modülün performansı için deneysel bağıntılar geliştirmişlerdir. Optimum dizaynı soğutma kapasitesinin maksimum değerine göre yapmışlardır.

Jugsujinda vd. (2011), 40 W gücünde 22 l hacminde termoelektrik soğutucu tasarlamışlardır. Çalışmada soğutucunun çeşitli noktalarından sıcaklık ölçümü yapılarak, akım, sıcaklık ve zaman etkinlik katsayısı değerleri belirlenmiştir. Termoelektrik modül soğuk yüzey sıcaklığı bir saatte 30 °C'den -4.2 °C'ye bir günde ise -7.4 °C'ye düşmüştür. Maksimum etkinlik katsayısı soğutucu için 0.65 olarak hesaplanmıştır.

Hermes ve Barbosa (2012), termoelektrik, Stirling ve iki farklı kompresör seçeneği (pistonlu ve lineer) uygulanan buhar sıkıştırımlı soğutma teknolojileri kullanan dört farklı küçük soğutucunun termodinamik performanslarını karşılaştırmışlardır. Soğutma sistemleri için deneysel çalışmalar sıcaklık ve nemin kontrol edildiği bir odada gerçekleştirilmiş, güç tüketimi, iç hava sıcaklığı, modülünün sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıkları gibi çalışma parametreleri, performans katsayısı, ikinci kanun verimi, entropi üretimi içten (Stirling ve buhar sıkıştırımlı sistemde soğutucu akışkanlarının sürtünmesi ve Peltier soğutucusunun termoelektrik elemanında ısı iletimi ve Joule ısıtması gibi etkiler) ve dıştan tersinmezliklerinin (ısı değiştiricisinde sonlu sıcaklık farkında meydana gelen ısı transferi nedeniyle) belirlenmesinde kullanılmıştır. Termodinamik performans ele alındığında, termoelektrik soğutucunun diğer soğutucularla aynı düzeyde olmadığı hem içten hem de dıştan tersinmezliklerin azaltılması için önemli düzenlemeler yapılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Zhao ve Tan (2014) soğutma işlemi için faz değiştiren malzeme ısı depolama birimi ile bütünleştirilmiş prototip termoelektrik sistem üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Faz değiştiren malzemeli ısı depolama bir soğutma kaynağı olarak ve soğutma sırasında soğutma yükü olarak davranmaktadır. Çalışmada modüllerin teorik performans karakteristiklerini araştırmak için basitleştirilmiş analitik model geliştirilmiş, deneysel çalışmada küçük boyutta oluşturulmuş bir soğutma hacmi için iç ve dış sıcaklık farkı 7 °C olduğunda termoelektrik soğutma sisteminin COP değeri 0.87 olarak belirlenmiştir.

Faz değiştiren malzeme kullanılması ile % 35.3 oranında elektrik enerjisinde tasarruf edildiği bildirilmiştir.

1.2 Tezin Amacı ve Kapsamı

Günümüzde kullanılan buzdolapları buhar sıkıştırma teknolojisine dayalı bir sistemle çalışmakta, bu sistemlerde ekonomik olmayan, küresel ısınma potansiyeli olan soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Bu ve benzeri akışkanların çevreye olan etkilerini minimize etmek üzere çeşitli çalışmalar yapılmaktadır.

Buzdolaplarını oluşturan en önemli parça olan kompresörler, sürekli çalışma durma çevrimleri esnasında soğutulan iç ortamda sıcaklık dalgalanmaları oluşturmakta, hassas gıdaların saklanması sorunlara neden olabilmektedir. Ayrıca bu sistemlerin sesli ve titreşimli çalışması, bakım maliyetleri gibi nedenlerden dolayı termoelektrik sistemlere olan ilgiyi artmaktadır.

Bu çalışmanın amacı, buhar sıkıştırma teknolojisiyle çalışan bir buzdolabı ile termoelektrik soğutma teknolojisini birleştirerek hibrit bir dolap elde etmektir. Hibrit buzdolabı bu çalışmada dondurucu, soğutucu ve termoelektrik soğutma bölümü olarak üç farklı kısımdan oluşmaktadır. Her bölümün soğutmaya olan etkileri ve buzdolabı üzerinde farklı tasarımlar oluşturularak sistemin soğutma performansına olan etkisinin incelenmesi çalışmanın esas amacını oluşturmaktadır.

BÖLÜM II

KURAMSAL TEMELLER

2.1 Isı Transfer Mekanizmaları

Herhangi bir ortam içerisinde veya ortamlar arasında bir sıcaklık farkı varsa, bu ortamda ısı geçişinin olduğu söylenebilir. Üç tür ısı transfer mekanizmaları mevcuttur. Bunlar: iletim, taşınım ve ışınım yoluyla ısı transferleridir.

2.1.1 İletim

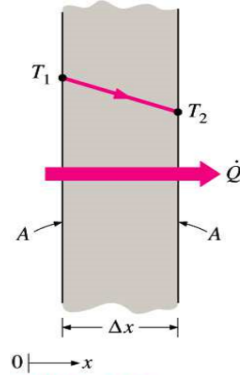
İletim, atom ve moleküllerin hareketliliğiyle ilişkilidir. Yüksek enerjili parçacıkların, düşük enerjili parçacıklarla etkileşerek enerjinin aktarılması olarak düşünülebilir. İletim olayı, sıcaklık farkı olan ve hiçbir kitlesel hareketi olmayan bir gaz göz önüne alarak açıklanabilir. Herhangi bir noktadaki sıcaklık, o noktadaki gaz moleküllerinin enerjisiyle ilişkili olduğunu gösterir. Bu enerji, moleküller arasındaki dönme, titreşim ve rastgele ötelenme hareketleri ile ilişkilidir. Yüksek enerjili moleküller, yüksek sıcaklıktadırlar ve komşu moleküller sürekli çarpışırken, yüksek enerjili moleküllerden düşük enerjili moleküllere bir enerji aktarımı gerçekleşir. Yani iletim ile enerji aktarımı olayı, Şekil 2.1'deki gibi yüksek sıcaklıktaki moleküllerden düşük sıcaklıktaki moleküllere doğru gerçekleşir. Sıvılar için de bu durum aynıdır. Katılarda ise, gazlar ve sıvılara benzer olarak, moleküllerin titreşimi ve serbest elektronların ötelenme hareketiyle enerji aktarılır.

Isı iletim denklemi, Fourier Yasası olarak bilinir. Şekil 2.1'de görülen $T(x)$ sıcaklık dağılımına sahip, Δx kalınlığında bir boyutlu düz duvar için ısı akısı q_x'' (W/m^2), denklem (2.1)'de verildiği gibi hesaplanır. Isı akısı (q_x''), ısı geçişi doğrultusuna dik birim yüzeyden, birim zamanda, x doğrultusunda geçen ısıdır (Incropera ve Dewitt, 2007).

$$q_x'' = -k \times \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Burada k ısı iletim katsayısıdır (W/mK). Yüzey alanı A (m^2) olan düz bir duvardan birim zamanda geçen ısı ise denklem (2.2)'deki gibi hesaplanır.

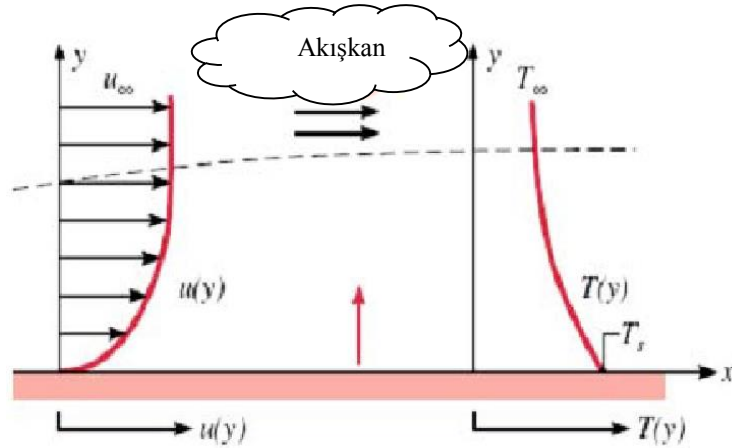
$$q_x = q_x'' \times A \quad (2.2)$$



Şekil 2.1. Bir duvardan iletimle ısı geçişi (Incropera ve Dewitt, 2007)

2.1.2 Taşınım

Taşınım ile ısı geçişi, moleküllerin rastgele hareketi ve akışkanın yığın hareketi olmak üzere iki şekilde sağlanmaktadır. Şekil 2.2’de ısıtılan bir yüzeyde akış hareketi görülmektedir. Akışkanla yüzey arasındaki etkileşim sonucunda, akışkan yüzeyindeki hız, sıfırdan u_∞ hız değerine ulaşır. Bu akışkan bölgesine hız sınır tabakası denilmektedir. Yüzey ve akış sıcaklıkları farklı ise, Şekil 2.2’de görülen akış sıcaklıkları T_s ile T_∞ değerleri arasında değişen ve ısıl sınır tabaka olarak isimlendirilen bölge oluşmaktadır.



Şekil 2.2. Taşınım ile ısı geçişinde sınır tabaka gelişimi (Incropera ve Dewitt, 2007)

Moleküllerin rastgele hareketinin etkin olduğu bölge, Şekil 2.2’de akış hızının düşük yani yüzeye yakın olan kısımdır. Akışkanın yığın hareketinin etkin olduğu bölge ise, akışın x doğrultusunda gelişen sınır tabakanın büyümesi ile oluşan bölgedir.

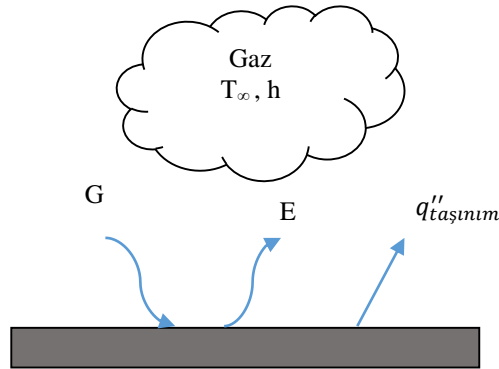
Taşınmıla ısı geçişini akışın türüne göre doğal ve zorlanmış taşınım olarak iki kısımda incelenebilir. Zorlanmış taşınımında, akışkan hareketi dış etkene bağlıdır. Örnek olarak bir fanın elektronik devreleri soğutması gösterilebilir. Doğal taşınım ise akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinden kaynaklı yoğunluk farkının oluşması ile ilgilidir. Örnek olarak, elektronik sistemlerle temas eden havanın ısınarak yoğunluğunun azalması, dolayısıyla kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile sıcak havanın yükselerek yerine soğuk havanın gelmesi gösterilebilir.

Taşınmıla ısı geçişinin hesaplanmasında denklem (2.3) kullanılmaktadır. Bu denklemde, h ısı taşınım katsayısı (W/m^2K), A yüzey alanı (m^2), T_s yüzey sıcaklığını (K), T_∞ akışkan sıcaklığını (K) ifade etmektedir (Incropera ve Dewitt, 2007).

$$q = h \times A \times (T_s - T_\infty) \quad (2.3)$$

2.1.3 Işınım

Işınım, bir cismi oluşturan atom ve moleküllerin elektron düzenlerindeki değişimler sonucu elektromanyetik dalgalar şeklinde aktarılan bir ısı transfer şeklidir. Şekil 2.3'de bir yüzeyde ışınım ile ısı geçişi görülmektedir.



Şekil 2.3. Bir yüzeyde ışınım ile ısı alışverişi

Burada yayma gücü olan E (W/m^2) birim zamanda birim yüzeyden serbest bırakılan enerji olarak tanımlanır ve bu gücün Stefan-Boltzmann yasası ile tanımlanan bir üst sınırı denklem (2.4)' de verilmiştir.

$$E_b = \sigma \times T_s^4 \quad (2.4)$$

Burada T_s , yüzeyin mutlak sıcaklığı (K), σ Stefan-Boltzmann sabitidir ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ W/m² x K⁴). Bu şekildeki yüzeye ideal ışınım yayıcı veya siyah cisim denilmektedir.

Gerçek yüzeyde yayılan ısı akısı siyah cismin yaydığı akıdan daha düşük olduğunda denklem (2.5) kullanılır. Burada ε yayma oranıdır ve $0 \leq \varepsilon \leq 1$ aralığında değerler alır.

$$E = \varepsilon \times \sigma \times T_s^4 \quad (2.5)$$

Sonuç olarak, ışınım ile ısı geçişi denklem (2.6) ile hesaplanabilir (Incropera ve Dewitt, 2007).

$$q_{ışınım} = \varepsilon \times \sigma \times A \times T_s^4 \quad (2.6)$$

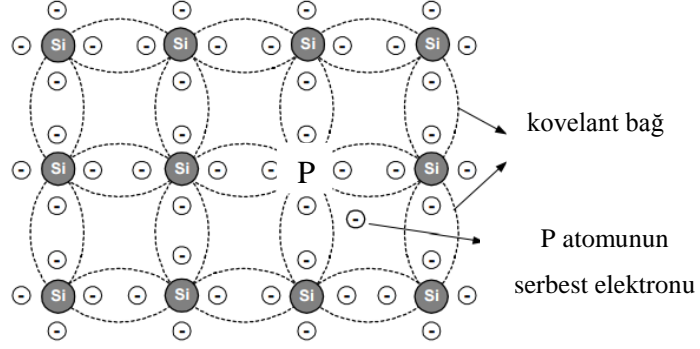
2.2 Yarı İletkenler

Elektrik akımı, atomlardan ayrılan elektronların devre içerisindeki hareketiyle oluşmaktadır. Elektron hareketi maddelere göre farklılık gösterebilir. Elektron hareketine göre maddeler; iletkenler, yalıtkanlar ve yarı iletkenler olmak üzere üçe ayrılır. İletkenler, elektrik akımını iyi iletirken, yalıtkanlar iletmezler. Yarı iletkenler, iletkenlik bakımından iletkenler ile yalıtkanlar arasında yer alır. Yarı iletkenler ısı, ışık, manyetik etkiye veya gerilim uygulamalarına maruz kalırsa, bir miktar elektron atomdan ayrılarak iletkenlik özelliği gösterebilmektedir. Dış etki ortadan kaldırıldığında elektronlar atomlarına dönerek tekrar yarı iletken hal alabilir. Yarı iletkenler kristal yapıya sahiptirler. Yani, atomları kübik kafes sisteminde belirli bir düzende sıralanmıştır. Yaygın olarak kullanılan yarı iletkenler germanyum ve silisyum elementleridir. Silisyum ve germanyum, devre elemanı üretiminde saf olarak kullanılmazlar. Bu maddelere katkı eklenerek değerlik bandı enerji seviyesi yukarıya veya iletkenlik bandı enerji seviyesi aşağıya çekilir. Değerlik bandının yukarı çekildiği yarı iletkenlere p-tipi yarı iletken, iletkenlik bandının aşağıya çekildiği yarı iletkenlere ise n-tipi yarı iletken denir (Atik ve Yıldız, 2010).

2.2.1 N tipi yarı iletkenler

Son yörüngesinde dört elektron bulunduran Si veya Ge'un içerisinde son yörüngesinde beş elektron bulunan fosfor(P), arsenik(As), bizmut(Bi) gibi atomlar eklenirse, Şekil 2.4'deki

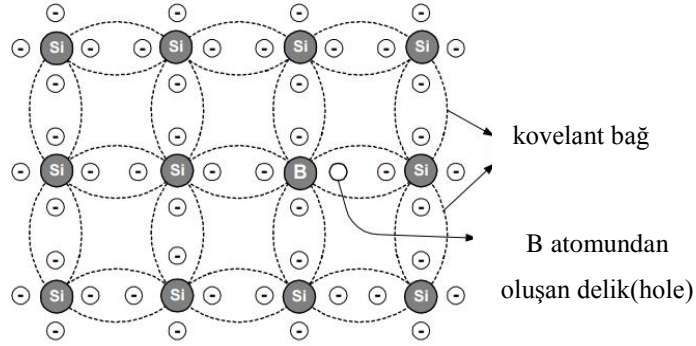
gibi komşu elektronlarla kovalent bağ oluşturur. Burada P'un bir elektronunun açıkta kaldığı görülmektedir. Bu açıkta kalan elektron herhangi bir atoma bağlı olmadığından iletkenliği artırma özelliği gösterir. N tipi yarı iletkenler de bulunan serbest elektronlar beraberinde ısıyı da taşırlar. Isının akış yönü, eksiden artıya yani elektrik akımıyla aynı yöndedir (Bakan, 2015).



Şekil 2.4. N tipi yarı iletkenin oluşumu

2.2.2 P tipi yarı iletkenler

Son yörüngesinde dört elektron bulunduran Si veya Ge'un içerisine son yörüngesinde üç elektron bulunan galyum(Ga), bor(B), alüminyum(Al) gibi atomlar eklenirse Şekil 2.5'deki gibi komşu elektronlarla kovalent bağ oluşturur.

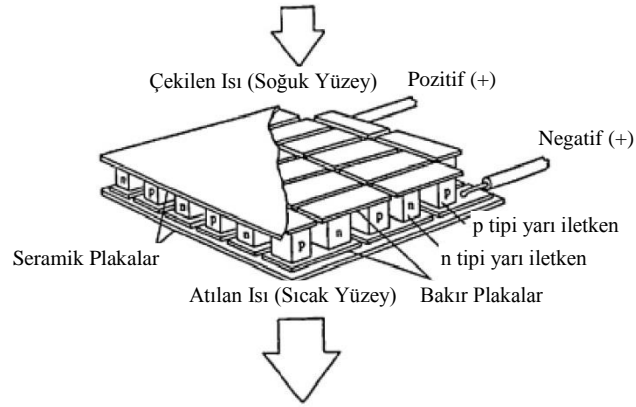


Şekil 2.5. P tipi yarı iletkenin oluşumu

Bu kovalent bağ oluşurken Si'un bir elektronu bağ oluşturamaz. Bu durumda B atomunda boşluk(hole) oluşur. Bu boşluklar pozitif yüklüdür ve elektrik akımı bu boşluklar vasıtasıyla taşınır. Ayrıca boşlukların hareket yönü ısı akışı ile aynı yöndedir yani artıdan eksiye doğrudur (Bakan, 2015).

2.3 Termoelektrik Etkiler

Termoelektrik modüller, elektrik enerjisini ısı enerjisine veya tam tersi bir şekilde ısı enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren katı hal enerji dönüşüm cihazlarıdır (Lineykin ve Ben-Yaakov, 2005). Şekil 2.6’da görüldüğü gibi iki seramik plaka arasına yerleştirilmiş elektriksel olarak seri, ısı olarak da paralel bağlanmış çok sayıda p ve n tipi yarı iletkenlerden meydana gelirler.



Şekil 2.6. Termoelektrik modül

Termoelektrik modüllerin yüzeylerinde geçerli olan etkiler Seebeck etkisi, Thomson etkisi, Joule etkisi ve Fourier etkisi olarak bilinmektedir.

2.3.1 Seebeck etkisi

1821 yılında Thomas Johann Seebeck, iki farklı metalden oluşan kapalı bir elektrik devresinde, iki iletkenin birinin ısıtılması durumunda, devreden bir akımın geçtiğini gözlemlenmiştir (Çengel ve Boles, 2008). Aslında, metaller arasında olan sıcaklık farkının, elektriksel gerilim farkı oluşturduğu ve bu gerilim farkında devrede akım oluşturduğu anlaşılmıştır. Bu olaya Seebeck etkisi denilmektedir.

Bu gerilim iletken malzemeler arası sıcaklık farkı ile doğru orantılı olup;

$$V = \alpha_{AB} \Delta T \quad (2.7)$$

ifadesiyle verilir. Burada α_{AB} ($V/^\circ C$) Seebeck katsayısı, V (volt) açık devre gerilimi, ΔT

(K) iletken malzemeler arasındaki sıcaklık farkıdır. α_{AB} değeri, devreyi meydana getiren malzemelerin özelliklerine göre değişmektedir. Uygulamada Seebeck etkisi, iletkenlerde genellikle sıcaklık ölçümü amacıyla, yarıiletkenlerde ise jeneratör olarak kullanılır (Goldsmid, 2010).

2.3.2 Peltier etkisi

1834 yılında Jean Charles Athanase Peltier tarafından bulunan Peltier etkisi, Seebeck etkisinin tersi bir etkiye sahiptir. Farklı malzemelerden yapılmış iki telin (A ve B) birleşme uçlarından akım geçirildiğinde birleşme noktası soğuyacaktır (Çengel ve Boles, 2008). Metaller arasında gerilim farklı ise, biri sıcak diğeri ise soğuk etki gösterecektir. Yani p ve n yarı iletkenleri seri olarak bağlandığı ve devre üzerinden akım geçirildiği düşünülürse, yarı iletkenin bir ucundan ısı absorbe olurken, diğer ucundan ısı açığa çıkar (Kong vd., 2014). Açığa çıkan ısı miktarı, kapalı devreden geçirilen doğru akımla doğru orantılı olup, aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Q = \pi_{AB}I = (\pi_B - \pi_A)I \quad (2.8)$$

burada Q, birim zamanda transfer edilen ısı miktarını (W), π_{AB} , A ve B malzemelerinden oluşan ısıl çiftin Peltier katsayısını, π_B ve π_A sırasıyla A ve B malzemelerinin Peltier katsayısını, I, doğru akımını (A) göstermektedir. Kelvin denklemi (Goldsmid, 2010);

$$\pi_{AB} = \alpha_{AB}T \quad (2.9)$$

eşitliği ile ifade edildiğinden,

$$Q = \alpha_{AB}TI \quad (2.10)$$

şeklinde yazılır. Yarı iletkenler fiziğinde Peltier etkisi şu şekilde açıklanabilir: Termoelektrik soğutucunun ısıyı transfer etmek için elektronların enerji seviyelerindeki değişimi kullanabilen bir ısı pompası gibi davrandığını göstermektedir. Akım düşük enerji seviyesinden (p tipi yarı iletkenler), yüksek enerji seviyesine (n tipi yarı iletkenler) doğru akar. Yarı iletkenlere dışarıdan verilen elektriksel güç, akım taşıyan elektronlar ile soğuk yüzeyden aldıkları ısı enerjisi sıcak yüzeye taşınarak bırakılır. Sonuç olarak

değişen enerji düzeylerinde hareket eden elektronlar ısı enerjisini de taşımaktadırlar (Pişkin, 2006).

2.3.3 Thomson etkisi

1856 yılında William Thomson (Lord Kelvin), Seebeck ve Peltier etkilerini tanımlayan katsayılar arasında bir ilişki olduğunu ortaya koymuştur. Bu etki bir sıcaklık gradyanı ile akım taşıyan bir iletkenin ısınması veya soğumasını ifade eder (Kong vd., 2014). Thomson etkisi, hem elektrik akımına hem de sıcaklık gradyanına bağlıdır (Goldsmid, 2010). Thomson ısısı, akım şiddeti, sıcaklık farkı ve zaman ile doğru orantılıdır. Bu durumda denklem:

$$Q_{Th} = i_{Th}\Delta Tl \quad (2.11)$$

şeklinde verilir. Q_{Th} , Thompson ısısı (W), ΔT , iletkenin uçları arasındaki sıcaklık farkı ($^{\circ}C$), I , iletken üzerinden geçen akım şiddeti (A), i_{Th} ise Thomson katsayısıdır ($V/^{\circ}C$).

2.3.4 Joule etkisi

Joule etkisi, farklı iki yarı iletken üzerinden geçen akım sonucu ortaya çıkan ısı enerjisidir.

$$Q_J = I^2R \quad (2.12)$$

Bu denklemde, R , termoelemanın direnci (Ω), I , devreden geçen akımdır (A). Joule ısıtma etkisinden dolayı soğuk yüzey ile sıcak yüzey arasındaki sıcaklık değişimi lineer olmamaktadır (Atik, 2010).

2.3.5 Fourier etkisi

Fourier etkisi, iki yüzey arasındaki sıcaklık farkından dolayı ısının yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa sahip bölgeye iletimle transfer edilmesi olayıdır. Bu etkiden dolayı açığa çıkan ısı enerjisi,

$$Q_{Fr} = kA\Delta T \quad (2.13)$$

şeklinde gösterilir. Burada, Q_{Fr} , yüksek sıcaklık bölgesinden düşük sıcaklık bölgesine olan ısı miktarı (W), A, malzemenin toplam alanı (m^2), k malzemenin ortalama ısı iletim katsayısıdır ($W/m^2\text{°C}$). k değeri aşağıdaki denklem ile hesaplanır:

$$k_{ORT} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{k_2}} \quad (2.14)$$

Burada, k_1 ve k_2 iletim katsayısı ($W/m^2\text{°C}$), λ malzemenin ısı iletkenlik katsayısıdır ($W/m\text{°C}$).

Malzemenin sıcak ve soğuk yüzeylerindeki sıcaklık değişimleri Joule ve Fourier etkisinden dolayı aynı oranda olmamaktadır. Devre kararlı hale geldiğinde soğrulan ısı:

$$Q_S = \alpha TI \quad (2.15)$$

denklemleri ile bulunur. Sistemden akım geçmesiyle beraber ters yönde istenmeyen ısı kazançları aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$Q_{IK} = \alpha T_{SIC}I - \frac{1}{2} I^2 R + K\Delta T \quad (2.16)$$

Burada, Q_{IK} birim zamandaki ısı kazancını (W), T_{SIC} sıcak yüzey sıcaklığını, α Seebeck katsayısını ($V/\text{°C}$), I devreden geçen akım şiddetini (A), R elektriksel direnci (Ohm), K ısı iletkenliği ($W/\text{°C}$), ΔT sıcaklık farkını (°C) ifade etmektedir. Malzemelerin elektriksel direnci ise:

$$R = \rho L/A \quad (2.17)$$

şeklinde bulunur. Burada, ρ malzemenin elektriksel özdirenci (ohm cm), L malzemenin uzunluğu (cm), A malzemenin alanıdır (cm^2). Malzemenin ısı iletkenliği de, aşağıdaki gibi hesaplanır (Pişkin, 2006).

$$K = \lambda A/L \quad (2.18)$$

2.4 Soğutma Yöntemleri

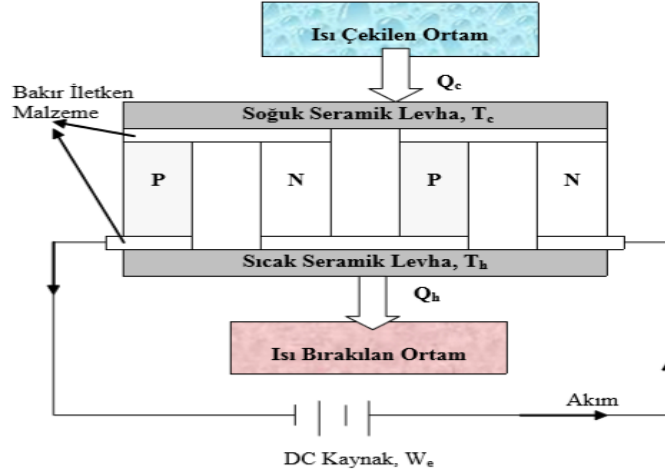
Bugün insanlığın vazgeçilmez bir ihtiyacı olan soğutma ilk kez Çinliler tarafından kullanılmış, kışın donmuş göllerin buz ve karlarını, derin ve geniş kuyulara sıkıştırarak muhafaza edip yaz süresince, bunların soğukluğundan yararlanmışlardır. Yunanlıların ve Romalıların ise toprağa gömdükleri büyük küplere geceleri su doldurup, gündüzleri içtikleri bilinmektedir.

1748'de eter kullanarak soğutma yapan ilk insan olarak kayıtlara geçen Glasgow Üniversitesi'nden William Cullen'den, 1834 yılında soğutkan olarak eter kullanarak buhar sıkıştırılmalı ilk soğutma makinasını üreten Jacop Perkins'e kadar soğutma endüstrisi sürekli gelişmiştir. Elektriğin kullanılmaya başlanmasıyla, Newyork'lu William F. Singer 1897 yılında küçük ölçekli soğutma sistemleri için kullanılan ilk otomatik elektrik ünitesinin patentini almıştır. Elektrik üretim kapasitesi arttıkça ve konutlarda elektrik kullanımı yaygınlaştıkça ev tipi buzdolapları popüler olmaya başlayarak standart buz kutularının yerini almaya başlamıştır. General Electric ve Kelvinator isimli firmalar soğutma endüstrisine teknik olarak çok önemli katkılar sağlamış, General Electric 1911'de Audiffren firması için ticari buzdolaplarını üretmeye başlamıştır (Redermacher ve Kim, 1996; Gantz, 2015). O zamandan günümüze soğutma teknolojisi kullanım amaçlarına göre hızla gelişmiş olup ve gelişmeye devam etmektedir.

Soğutmaya olan ihtiyaç, insanlığı tarih boyunca alternatif soğutma yöntemlerini yönelmesine sebep olmuştur. Bu soğutma yöntemlerine, termoelektrik soğutma, buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma, buhar-jet soğutma, hava soğutma, vorteks tüplü soğutma, absorpsiyonlu soğutma, adsorpsiyonlu soğutma, paramanyetik soğutma, sterling soğutma olarak örnek verilebilir (Bulut 2011).

2.4.1 Termoelektrik soğutma

Termoelektrik soğutmanın temeli, termoelektrik etkilerden biri olan Peltier etkisine dayanır. Şekil 2.7'de N ve P tipi yarı iletken metal çiftlerden oluşmuş termoelektrik soğutucu modül görülmektedir. Soğutma yapılacağı durumda devreye verilen doğru akım N yarı iletkeninden P yarı iletkenine doğru akmaktadır. Akım yönü değiştirilirse ısıtma ve soğutma yönü de değişmektedir.



Şekil 2.7. Termoelektrik soğutucu modül (Bulut, 2011)

Akım, düşük enerji seviyesindeki P tipi yarı iletken malzemeden yüksek enerji seviyesine geçtiğinde soğutulacak ortamdaki ısı çekerek soğutma meydana getirmektedir. Isı soğuk ortamdaki çekilerek, yüksek sıcaklıktaki ortama elektronlar vasıtasıyla transfer edilir. Sonuç olarak termoelektrik modül ısı pompası gibi vazife görür (Bulut, 2011).

Termoelektrik soğutucularda negatif kutup için: Bizmut, Telleryum ve Selenyumun alaşımları, pozitif kutup için: Bizmut, Telleryum ve Antimuan alaşımları kullanılır. Sıcak ve soğuk uçlar arasındaki sıcaklık farkı ne kadar az olursa performans katsayısı o kadar yükselmektedir. Bu nedenle, sıcak tarafta meydana gelen ısıyı süratle uzaklaştırmak çok önemlidir (Tokgöz, 2008).

Termoelektrik soğutucular, hareket eden parçası olmaması, gürültü, titreşim, aşınma, eskime, soğuktan ve yağ sızıntısı gibi istenmeyen unsurlardan uzak olması, CFC'lar gibi zararlı soğutucu akışkanlar içermemesi, sıcaklık kontrolünün akım şiddetini azaltarak veya çoğaltarak kolayca yapılabilmesi, uzun ömürlü olmaları, dikey, yatay ve özellikle yerçekimsiz yerlerde, çalışabilmesi gibi önemli avantajlara sahiptir. Ancak soğutma ve ısıtma katsayıları görece olarak (COP) düşük olduğundan günümüzde tercih edilebilirliği sınırlı kalmıştır.

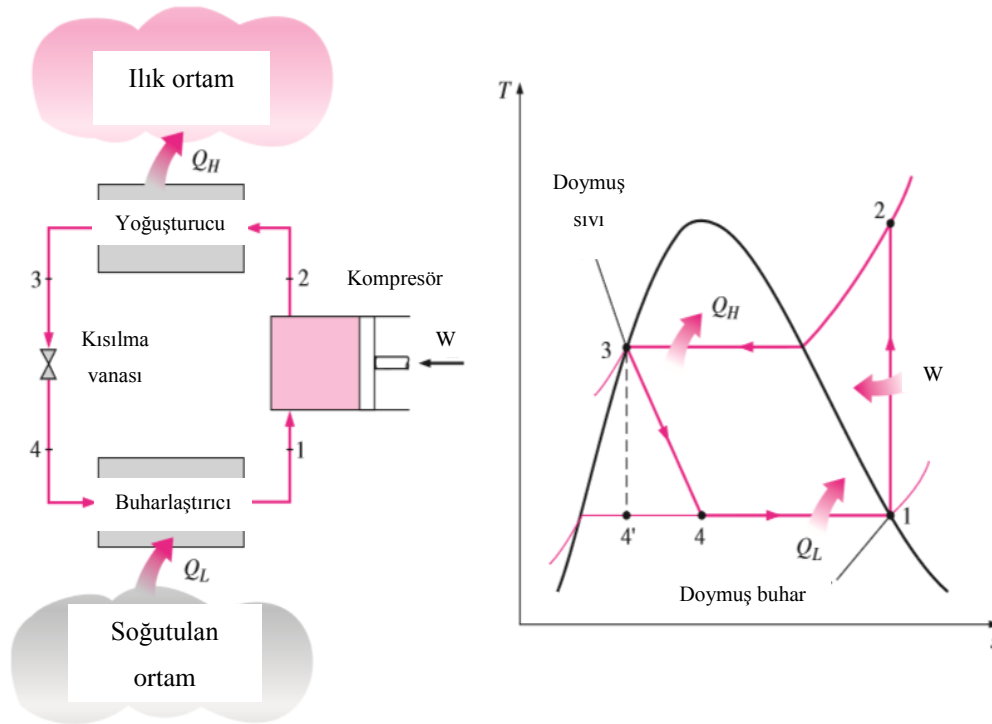
2.4.2 Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma

Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından biri olan soğutma, soğutma makinaları

veya ısı pompaları tarafından gerçekleştirilir. Bu makinelerin dayandıkları çevrimlere de soğutma çevrimi denilmektedir. En yaygın kullanılan çevrim olan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, iki başlık altında aşağıda incelenebilir.

2.4.2.1 İdeal buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan Şekil 2.8’de görüldüğü üzere kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve kompresörde izantropik olarak sıkıştırılır. Sıkıştırılan akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının üzerine çıkar ve 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye bir miktar ısı geçişi olur ve doymuş sıvı olarak kısılma vanasına yönlendirir.

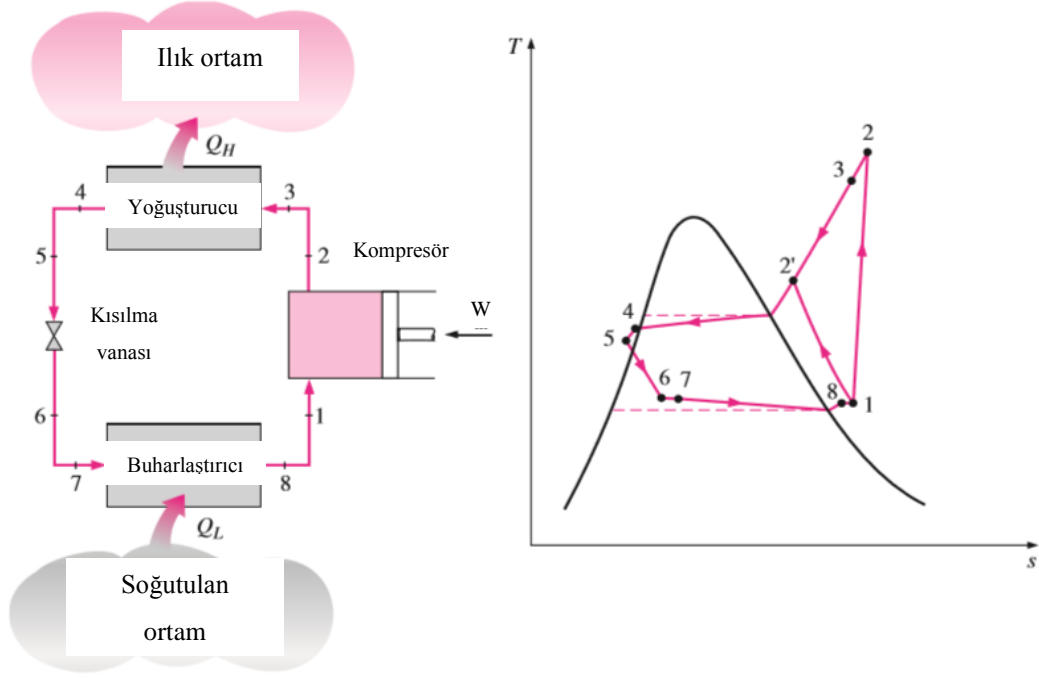


Şekil 2.8. İdeal buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi çalışma şekli ve T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2008)

Doymuş sıvı halindeki akışkan, kısılma vanasından geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. 4 halinde soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutulan ortam sıcaklığının altına düşer. Buharlaştırıcıya doymuş sıvı-buhar karışımı olarak girer. Sonrasında soğutulan ortamdan ısı olarak akışkanın tamamı buharlaşarak kompresöre girer ve çevrimi tamamlar (Çengel ve Boles, 2008).

2.4.2.2 Gerçek buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin, ideal çevrimden farkı ortaya çıkan tersinmezliklerden kaynaklanır. Bu tersinmezliklerden biri, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmeleri diğeri ise, çevreyle olan ısı alışverişidir. Bu iki çevrim arasındaki farklılıklar Şekil 2.9 yardımıyla açıklanabilir.



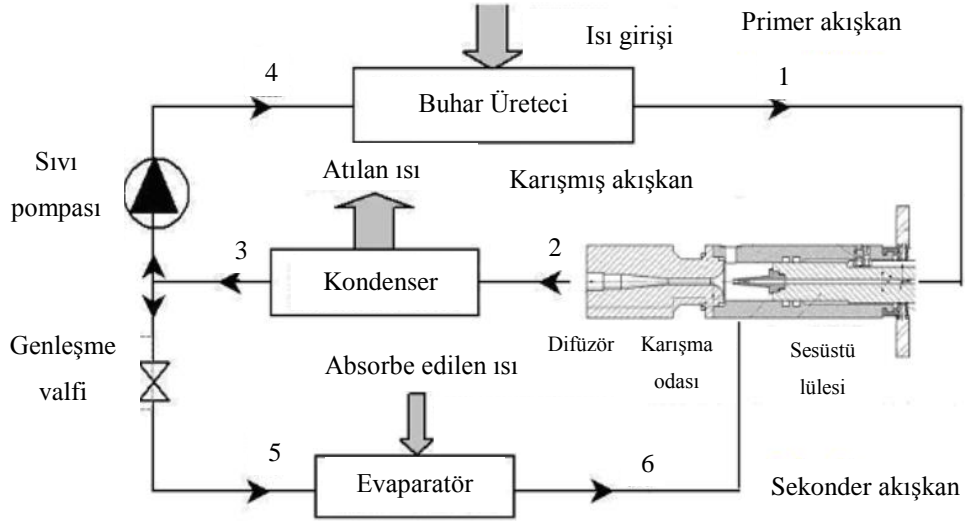
Şekil 2.9. Gerçek buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi çalışma şekli ve T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2008)

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girer. Bu koşul uygulamada, akışkanın halini hassas bir şekilde kontrol edilemeyeceğinden gerçekleştirilemez. Şekil 2.9'da T-s diyagramındaki gibi akışkanı 8 haline yani kızgın buhar haline getirilmesi sağlanır. Burada amaçlanan durum akışkanı tümüyle buhar haline getirmektir. Ayrıca, buharlaştırıcı ve kompresör arasındaki bağlantı uzun olduğundan, akış sürtünmelerinin neden olduğu basınç düşmesi ve çevreden akışa olan ısı geçişi önemli bir hal almaktadır. İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, yani izantropiktir. Gerçek sıkıştırma da ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi mevcuttur. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise yöne bağlı olarak artırır ya da azaltır. Şekil 2.9'da 1-2 ve 1-2' hal değişiminde akışkanın entropisi artabilir veya azalabilir.

İdeal çevrimde, akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali doymuş sıvı haldedir. Gerçek çevrimde ise, kısılma vanası ile kompresör arasında bir basınç düşmesi gerçekleşir. Soğutucu akışkanın yoğuşturucu ile vana arasında tümüyle sıvı halde olması istenir. Bu yüzden yoğuşturucudan çıkış hali sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Buharlaştırıcıdan daha fazla ısı çekmek için akışkan soğutulur. Buharlaştırıcı ile kısılma vanası birbirine çok yakın olduğundan aralarındaki basınç düşmesi de küçüktür (Çengel ve Boles, 2008).

2.4.3 Buhar-jet soğutma

Buhar – jet soğutma sistemi, düşük sıcaklık ve yüksek vakum altında suyun buharlaştırılması prensibi ile çalışan bir sistemdir. Bu sistem, iki ayrı çevrim ve altı temel elemandan oluşmaktadır. Bunlar: buhar üretici, yoğuşturucu (kondenser), ejektör, evaporatör (buharlaştırıcı), sıvı pompası ve genişleme valfidir. Şekil 2.10’da buhar-jet soğutma çevrimi gösterilmiştir.



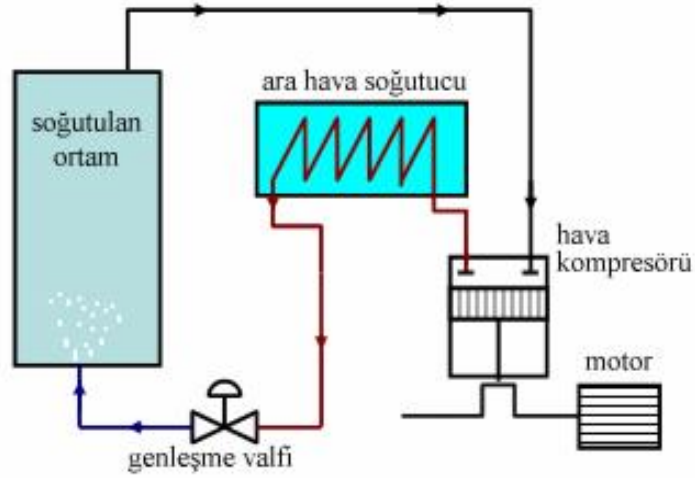
Şekil 2.10. Buhar- jet soğutma sistemi (Aktoprakoğlu, 2006)

Buhar-jet soğutma sisteminde ilk olarak bir ısı kaynağından ısı çekilir ve bu ısı ile buhar üreticinde yüksek basınçlı buhar elde edilir. Bu buhara primer akış denilmektedir. Primer akış, ejektöre gönderilir ve ejektörün içindeki sesüstü lülesinden geçirilerek genişletilir. Hacmin genişlemesi ile karışma odası girişinde bir vakum meydana gelir ve evaporatörden ejektöre gelen “sekonder akış” olarak adlandırılan akışkanı emer ve iki akış karışma odasında birbiriyle karışır. Karışan akışkanlar ejektördeki karışma odası ve

difüzörden geçerek kondenser basıncına kadar sıkıştırılır. Kondenserden çıkan akışkanın bir kısmı pompa vasıtasıyla yüksek basınçlı buhar elde etmek için buhar üreticine, diğer kısmı genleşme valfinden geçirilerek evaporatöre gönderilir. Evaporatörde soğutulacak ortamdan ısı çekilerek buharlaşan akışkan ejektöre tekrar gönderilir (Aktoprakoğlu, 2006).

2.4.4 Hava ile soğutma

Hava soğutma çevriminin diğer soğutma çevrimlerinden farkı, soğutucu akışkan tüm sistemlerde daima gaz halinde kalır ve hiç sıvılaşmaz. Şekil 2.11’de bu tür soğutma sistemi gösterilmiştir. Burada genleşme valfi hem kısılma vanası görevini hem de kompresör içi sıkıştırma gücünün bir kısmını sağlamakta, böylece güç gereksinimi minimize etmektedir. Hava soğutma çevriminin aşağıdaki şekliyle uygulanması, düşük verim elde edildiğinden artık kullanılmamaktadır (Bulut 2011).

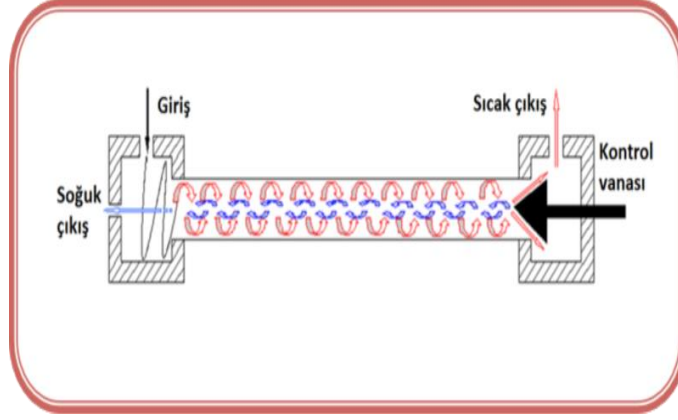


Şekil 2.11. Hava soğutma sistemi (Bulut 2011)

2.4.5 Vorteks tüpü ile soğutma

Vorteks tüpü, Ranque tarafından 1933 yılında keşfedilmiş ve 1946 yılında Hilsch tarafından geliştirilmiştir. Bu tüpler, basınçlı giriş akışını, eşzamanlı, biri soğumuş diğeri ısınmış iki akışa ayıran cihazlardır. Şekil 2.12’de Vorteks tüp içine giren hava üretkeç yardımıyla kendi etrafında dönmeye başlar ve kontrol vanasına doğru hareket eder. Havanın bir kısmı giriş noktasına doğru geri döner, böylelikle birbirinin tersi yönde

hareket eden iki hava akımı oluşur. Kontrol vanasına giden hava ısınarak sıcak çıkış noktasından, orta bölümdeki hava soğuyarak soğuk çıkış noktasından sistemi terk eder.



Şekil 2.12. Vorteks tüpü çalışma prensibi (Karakuş, 2015)

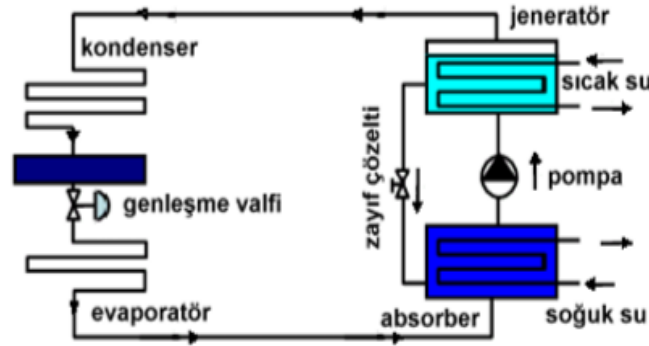
Soğutma ve ısıtma problemine çözüm olabilen kontrol vanası hariç hiçbir hareketli parçaları olmayan bu cihazlar, küçük ve hafif olmaları, kimyasal soğutkanlar gerektirmemeleri, düşük maliyetli olmaları nedeniyle vorteks tüpler günümüzde bazı alanlarda kullanılmaktadır. Vorteks tüpler genellikle hava ile çalıştırılmakta olup sıkıştırılabilir akışkan olarak metan (CH₄), karbondioksit (CO₂) gibi akışkanların kullanıldığı çalışmalar da mevcuttur. Vorteks tüpler hava ile çalıştırıldığında yaklaşık limit değerleri, soğuk akış için -48 °C, sıcak akış için +127 °C olduğu görülmektedir. Bu değerler vorteks tüpleri birçok alanda uygulanabilir kılmaktadır (Özgür vd., 2001).

2.4.6 Absorbsiyonlu soğutma

Kojenerasyon sistemleriyle atmosfere atılan düşük sıcaklıktaki (90-100°C) atık ısılar, günümüz yakıt maliyetlerinin artmasıyla bu ısıların bazı proseslerde ihtiyacın karşılanabileceği düşüncesine itmiştir. Bu nedenle absorpsiyonlu sistemler vasıtasıyla düşük sıcaklıkla soğutma yükü sağlayabilen sistemler geliştirilmiştir. Absorpsiyonlu sistemlerde genellikle su-amonyak çifti kullanılır. Burada su absorban, amonyak soğutucu görevindedir (Yalçın ve Kavaklı, 2010).

Şekil 2.13'de absorpsiyonlu sistemde evaporatörde soğutucu akışkan vardır. Absorber, evaporatöre bağlantılı olup kuvvetli bir eriyik içerir. Kapların havası alınmış ve basınç oldukça düşüktür. Evaporatör içerisindeki soğutucu akışkan gaz fazına geçer. Absorber

soğutucu akışkan buharını, oluştuğu anda evaporatörde düşük basınç ve sıcaklıkta oluşturarak uzaklaştırır. Soğutucu akışkan evaporatördeki boru demeti içerisinde sirküle eden suyu soğutmak için kullanılır. Soğuk su ise soğutma yükünün olduğu ortamda sirküle eder. Soğutucu akışkan sürekli olarak evaporatördeki borular üzerine soğutucu pompası tarafından nozullarla püskürtülür. Sistemin sürekli olarak çalışabilmesi için jeneratör kullanılarak soğutucu akışkan tekrar tekrar kullanılır. Zayıf eriyik absorberden jeneratöre pompalanır. Eriyiğe ısı verilir ve sonuçta soğutucu akışkanın kaynayarak ayrılması sağlanır. Daha sonra oluşan kuvvetli eriyik absorbere döner ve soğutucu akışkan buharı ortamına spreylenebilir. Isı kaynağı çoğunlukla buhar veya serpantinlerde sirküle eden sıcak sudur. Sıcak yanma gazları da kullanılabilir. Ancak bunun için farklı cihazlar kullanmak gerekir. Oluşan soğutucu akışkan buharı jeneratör ve kondenseri doldurur. Kondenserdeki boru demetinde soğuk su dolaşır. Su sıcaklığı akışkan buharının kondenser basıncındaki yoğuşma sıcaklığından düşüktür. Böylece soğutucu akışkan buharı yoğuşma gizli ısını bırakır ve sıvı hale gelerek kondenser tabanında birikir (Yalçın ve Kavaklı, 2010).



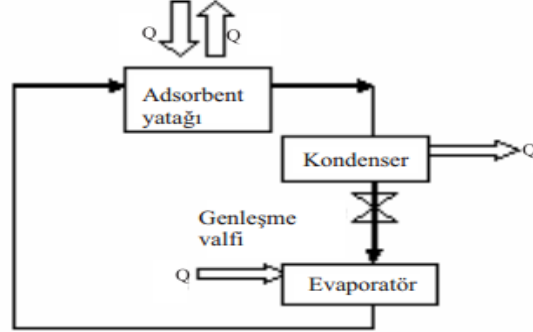
Şekil 2.13. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma prensibi (Bulut 2011)

2.4.7 Adsorbsiyonlu soğutma

Adsorbsiyonlu soğutma sistemleri, aktif karbon, silika-jel gibi katı maddelerin gözenekleri vasıtasıyla gazları emmesi üzerine dayalı bir sistemdir. Buradaki katı maddenin yüzeyine tutunan moleküle adsorbat, katıya ise adsorban(adsorbent) denilmektedir.

Şekil 2.14'de evaporatörde bulunan adsorbat çevreden ısı çekerek buharlaşmakta, adsorbent yatağına gönderilerek adsorbent tarafından emilir. Adsorbent yatağına ısı

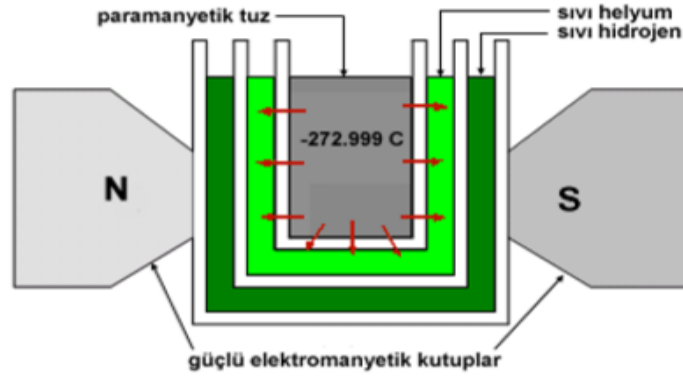
verilir ve adsorbat, adsorbandan ayrılır. Adsorbat, kondenserde dışarıya bir miktar ısı açığa çıkararak yoğuşur, genişleme vanasından geçirilerek evaporatöre ulaşır (Esen, 2008).



Şekil 2.14. Adsorbsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma prensibi (Esen, 2008)

2.4.8 Paramanyetik soğutma

Paramanyetik soğutma sistemleri, Şekil 2.15’de görüldüğü üzere mutlak sıfır sıcaklığına yaklaşmak amacıyla yapılan soğutma şeklidir.

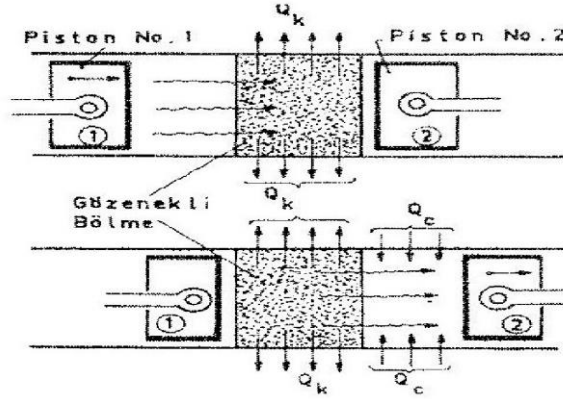


Şekil 2.15. Paramanyetik soğutma

Paramanyetik tuza sıvı hidrojen ve sıvı helyum yardımı ile bir ön soğutma işlemi yapılır. Paramanyetik tuzdan ısı çeken sıvı hidrojen ve sıvı helyum buharlaşır ve daha sonra mıknatıslar yardımıyla paramanyetik tuz şiddetli bir manyetik alana maruz bırakılır. Sonrasında manyetik alan aniden kaldırılır ve paramanyetik tuzun sıcaklığının düşürülmesi sağlanır. Bu durum buhar sıkıştırılmalı çevrimde genişleme valfinden sonra, sıcaklığın daha alt seviyelere düşmesi durumu gibidir (Bulut,2011).

2.4.9 Sterling soğutma

Sterling çevrimi, ilk defa 1816 yılında Robert Sterling tarafından keşfedilmiş daha sonra John Herschel tarafından 1834 yılında soğutma tekniğine uygulanmış ve pratik değeri olan ilk makine 1845 yılında yapılmıştır. Bu sistem, bir silindir ile içerisine yerleştirilmiş ve ısı tutumu yüksek bir bölmeyle ayrılmış iki pistondan meydana gelmiştir.



Şekil 2.16. Sterling soğutma makinesi

Şekil 2.16’da sistem silindir hacminde soğutucu bir gaz bulunmaktadır. 1 numaralı piston öncelikle gazı sıkıştırır. Sıkışan gaz ısınarak gözenekli bölüme geçer. Kondenserlerdeki gibi bu ısı dışarıdan uygulanacak bir soğutma ile sistemden uzaklaştırılır. Sıkışan gaz 2 numaralı pistonun silindir boşluğuna dolmaya ve pistonu itirmeye başlar. Silindir boşluğuna dolmaya başlayan gaz cidardan ısı almaya başlar, böylelikle soğutulmak istenen ortamla silindir cidarı arasında ısı alışverişi sağlanmak suretiyle soğutma sağlanır. Aynı zamanda, gazın genişlemesi sırasında geriye doğru giden karşı pistonu, genişleyen gaz yardımcı olmakta ve genişleme enerjisinden bir miktar yararlanılmaktadır. Ancak, sistemin performans katsayısı düşüktür. Bunun nedenleri, ısı alışverişinin süratle yapılmasına uygun malzemenin bulunamayışı, gözenekli bölmede kalan ısının ters yöndeki hareket sırasında tekrar soğuk gaz tarafından geri alınması gibi nedenlere bağlanabilir (Bulut, 2011).

BÖLÜM III

MATERYAL VE METOD

3.1 Deneysel Çalışma

3.1.1 Deney setinin hazırlanması ve kurulumu

Deney seti buzdolabı, Peltier soğutucu modül ve diğer elemanlar olmak üzere üç kısımda ele alınmıştır. Bu kısımda buzdolabı ve Peltier modüllerin teknik özellikleri ve deneydeki işleyişleri, düzenekte kullanılan diğer elemanların düzenekteki rolü ve soğutma performanslarına etkisi irdelenmiştir.

3.1.2 Buzdolabı

Deneyde kullanılmak üzere 2 adet Arçelik 5223 NH model ev tipi ve 1 adet 1050 büro tipi buzdolabı temin edilmiş olup, bu buzdolapların belirli teknik özellikleri Çizelge 3.1’ de verilmiştir.

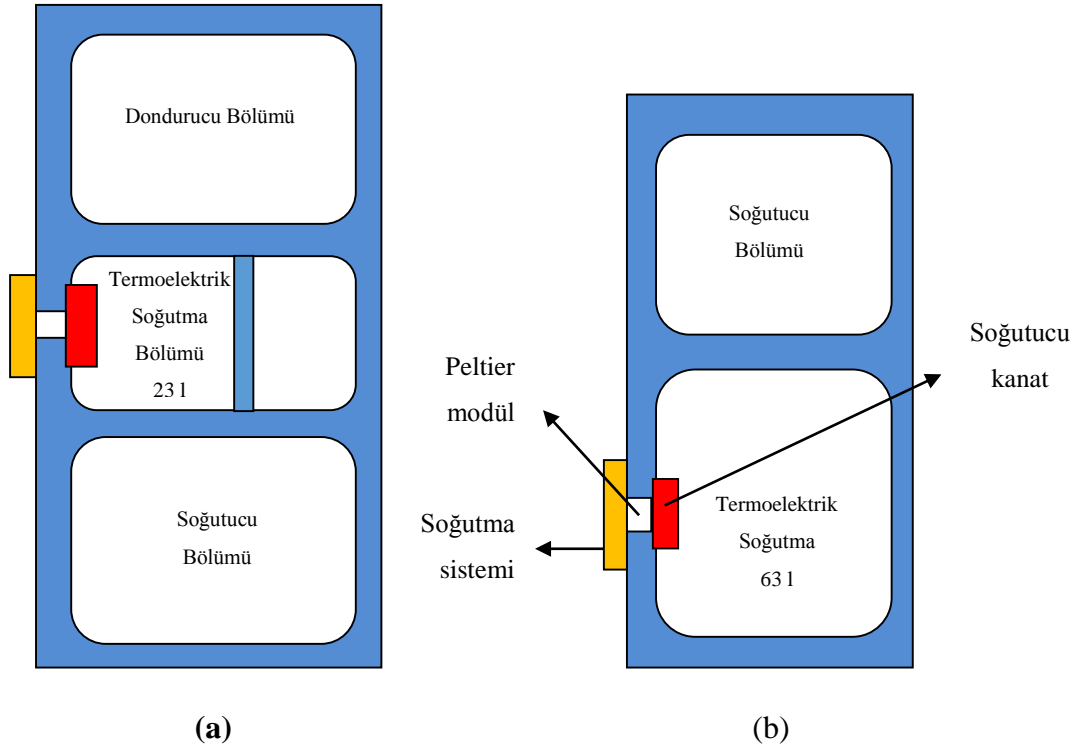
Çizelge 3.1. Buzdolabı modeline göre teknik özellikleri

	5223 NH Ev tipi	1050 Büro tipi
Ölçüler	69cm x 70cm x 169cm	47.5cm x 53cm x 81.8cm
Toplam brüt hacim	430 l	90 l
Soğutucu net hacmi	295 l	86 l
Dondurucu net hacmi	86 l	-
Frekans	50 Hz	50 Hz
Voltaj	220-240 V	220-240 V
Enerji sarfiyatı - günlük	1.002 kWh/24saat	0.306 kWh/24saat

Deney düzeneği kurulmadan önce soğutma performansına uygun çeşitli konfigürasyonlar Şekil 3.1’deki gibi tasarlanmış, düzenek bu sisteme uygun şekilde kurulmuştur. Ev tipi buzdolabı için, termoelektrik soğutma bölümü 23 l ve ara bölme kaldırılarak 90 l; büro tipi için, 63 l olmak üzere üç farklı hacim oluşturulmuştur. Bu hacimleri oluşturmak için

3 cm kalınlığındaki strafor ısı yalıtım malzemesi kullanılmıştır.

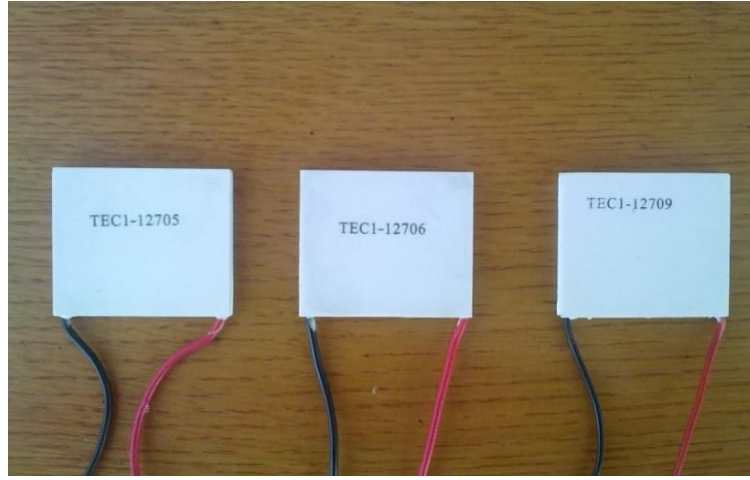
Buzdolabının soğutulması işlemine, öncelikle dolabın yan tarafından Şekil 3.1(a)'daki konfigürasyona uygun şekilde 17cm x 5cm x 17cm'lük hacim aarak Peltier modül sisteminin yerleştirilmesi ile başlanmıştır. Buzdolabına iki şekilde soğutma aalışması uygulanmıştır. Bunlardan ilki, belirlenen hacme yerleştirilen Peltier modüllerin buzdolabı aalıştırılmadan soğutma işlemi, diğeri ise dolapla birlikte hibrit şekilde soğutma işlemidir.



Şekil 3.1. Çalışmada oluşturulan ev tipi (a) ve büro tipi (b) hibrit dolap konfigürasyonları

3.1.3 Peltier modül ve soğutucu

Peltier modül dolapta belirlenen hacmin soğutulmasında kullanılacak termoelektrik sistemin ana parçasını oluşturmaktadır. Fotoğraf 3.1'de deney setinde kullanılan üç çeşit Peltier modül görülmektedir. Sistem içerisinde her bir modül türünden ikişer adet modül, soğutma sistemi, soğutucu kanat ve fanlarla entegre bir şekilde dolap içerisine monte edilmiştir. Her modülün karakteristik özellikleri değişkenlikler göstermektedir. Bu duruma bağlı olarak da soğutma performansları direkt olarak etkilenmektedir. Çizelge 3.2'de Peltier modüllerin performans özellikleri verilmiştir.



Fotoğraf 3.1. Termoelektrik Peltier modül çeşitleri

Çizelge 3.2. Peltier modüllerin performans özellikleri

	TEC1-12705	TEC1-12706	TEC1-12709
Modül ölçüleri	40mm x 40mm x 3.8mm	40mm x 40mm x 3.8mm	40mm x 40mm x 3.8mm
I _{max}	5 A	6 A	9 A
U _{max}	15.2 V	15.2 V	15.2 V
Q _{max}	76 W	92 W	136.8 W
ΔT_{max}	60-67 °C	60-67 °C	60-67 °C
R	1.8-2.4 Ω	1.8-2.4 Ω	1.8-2.4 Ω

Çalışmada Peltier modülün sıcak yüzeyinin soğutulması için 40x40x12 mm ölçülerinde alüminyum soğutucu blok kullanılmıştır. Bu soğutucu blok içerisinde soğutucu akışkan olarak su kullanılmıştır. Fotoğraf 3.2’de soğutucu blok görülmektedir.



Fotoğraf 3.2. Alüminyum soğutucu blok

3.1.4 Diğer elemanlar

Bu kısımda deney setinde kullanılan güç kaynağı, pompa, fan, radyatör, soğutucu kanat, su soğutma sistemi, boru ve bağlantı elemanları ele alınmıştır.

Deney setinin çalıştırılması için AC 220-230V olan şebeke voltaj değerini DC 12 V'da sabit tutan bir güç kaynağı kullanılmıştır. Fotoğraf 3.3'de görülen bu güç kaynağını maksimum 30 V ve 70 A'e kadar yükseltme olanağı vardır.



Fotoğraf 3.3. Güç kaynağı

Deney setinde soğutma sistemindeki suyun dolaşımını pompa sağlamaktadır. Çalışmada Fotoğraf 3.4 (a)'daki gibi iki adet mini dalgıç pompası kullanılmıştır. Pompanın teknik özellikleri Çizelge 3.3'de verilmiştir.

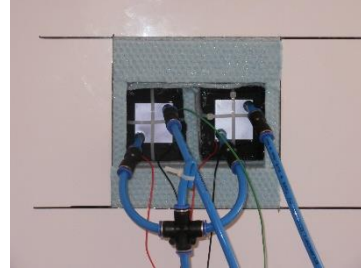
Çizelge 3.3. Mini pompa teknik özellikleri

Kapasite	900 lt/h
Amper	2.5 A
Basınç	1 bar
Soğutma şekli	Kendinden sıvı soğutmalı

Soğutma suyu Peltier modülün sıcak yüzeyinde bulunan Fotoğraf 3.4 (b)'de soğutucu sisteme üstte görülen iki ayrı borudan giriş yapıp, alttaki iki ayrı borudan çıkış yapmaktadır. Ardından ısınan su öncelikle Fotoğraf 3.4 (c)'de gösterilen radyatöre sonra soğutma suyu kabına dönmektedir. Suyun belirli noktalarda ısınması, ısıya dayanıklı boruların kullanılmasını kaçınılmaz kılmıştır. Ayrıca belirli noktalarda Fotoğraf 3.4 (d)'deki gibi boru bağlantı noktalarında nipel kullanılmıştır.



(a)



(b)



(c)



(d)

Fotoğraf 3.4. Mini dalgıç pompa (a), soğutucu sistem (b), radyatör (c), soğutucu sistem boru-nipel bağlantıları (d) görünümü

Deney setinde kullanılan bir diğer eleman Fotoğraf 3.5 (a)'da görülen soğutucu kanattır. Bu kanatlar, Peltier modüllerin soğuk tarafında monte edilmiştir. Isı iletiminin daha hızlı ve etkili olması için Fotoğraf 3.5 (b)'deki termal gres, iki yüzey arasına sürülmektedir. Çalışmada soğutma etkinliğini artırmaya yönelik bir diğer uygulama soğutucu kanatlar üzerine Fotoğraf 3.5 (a)'daki fanların takılması durumudur. Çalışmada iki adet kanat ve fan kullanılmıştır.



(a)



(b)

Fotoğraf 3.5. Fanlar ve soğutucu kanatlar (a), termal gres (b) görünümü

3.2 Deney Seti ve Ölçüm Sistemleri

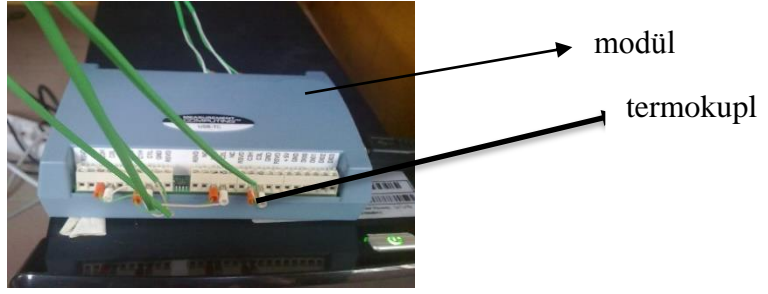
Deney setinin kurulumu tamamlandıktan sonraki hali Fotoğraf 3.6 ve 3.7’de gösterilmiştir. Bir sonraki aşama, deney düzeneğinin sıcaklık, voltaj, çektiği akımın ölçülmesidir. Düzenekte soğutucu bölüm, dondurucu bölüm, termoelektrik soğutma bölümü, Peltier modül sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıkları, soğutma suyu sıcaklıkları, dış ortam sıcaklığı ölçümü termokupllar (K tipi) ile sağlanmıştır. Termokupllar analog giriş ve çıkışları olan Fotoğraf 3.8’de görülen veri toplama modülüne bağlanmakta modül ise, verileri TracerDAQ yazılımı ile bilgisayar ortamına aktarmaktadır.



Fotoğraf 3.6. Arçelik 1050 büro tipi buzdolabı ile oluşturulan deney seti



Fotoğraf 3.7. Arçelik 5223 ev tipi buzdolabı ile oluşturulan deney seti



Fotoğraf 3.8. Veri toplama modülü ve termokupl bağlantıları

Çalışmada soğutma hibrit halde yapılırken buzdolabının voltajı ve çektiği akım değerleri Fotoğraf 3.9’da görülen SkyLab 9032 model güç analizörü vasıtasıyla belirlenmiştir. Bu gereksinim, dolabın kompresörünün çalışma boyunca ne kadar süre ile çalışacağını tespit etmek için ortaya çıkmıştır. Datalar ikişer dakika arayla alınmış deney süresi boyunca kompresörün durmadığı gözlemlenmiştir. Deney süresi iki saat olarak belirlenmiş ve ortalama 230V ve 0.56A değerleri gözlemlenmiştir.



Fotoğraf 3.9. Skylab 9032 güç analizörü

3.3 Yapılan Kabuller ve Denklemler

Deney setinin çalışmaya hazır hale getirilmesinin ardından sayısal hesaplamalar için birtakım kabuller yapılmıştır. Bunlar;

- Dış ortam sıcaklığı 26 °C olarak kabul edilmiştir.
- Hesaplamalarda ısı kazancı dikkate alınmış, ancak COP değerine etkisinin çok düşük mertebede olması nedeniyle tek taraftan hesaplamalar yapılmıştır.
- Soğutulması hedeflenen bölge olan termoelektrik soğutma bölgesi için İnfiltrasyon (hava değişim) ısı dolap kapısı deney süresi boyunca açılmadığından hesaba katılmamıştır.

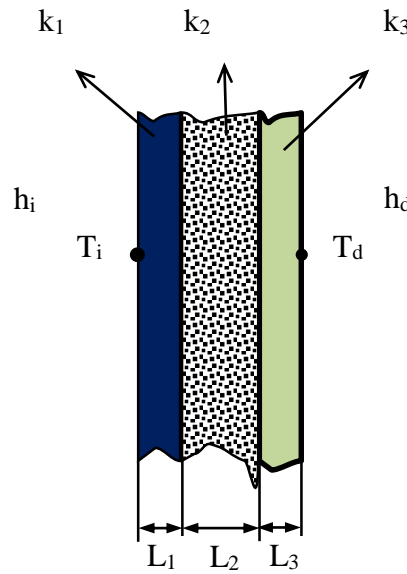
- Soğutma suyu sıcaklığı ortalama 20 °C’ de tutulmuştur.
- Kritik Reynold sayısı 5×10^5 olarak alınmıştır.
- Pr sayısı hesaplamalarında havanın atmosferik basınçtaki ($P_{atm}=101.325kPa$) fiziksel özellikleri dikkate alınmıştır.
- h_i ve h_d (iç yüzey ve dış yüzey ısı taşınım katsayıları) ortalama 38.5W/mK olarak alınmıştır (Incropera vd., 2007).

Çalışmada hibrit sistemin COP değerini hesaplamak için öncelikle ısı kazancı hesaplanması gerekmektedir. Isı kazancı, transmisyon yükü, iç yük ve malzeme yükü olarak üç kısımda incelenebilir. Sonuç olarak ısı kazançlarının hesaplanması, COP (Performans katsayısı)’un hesaplanmasında önemli bir rol üstlenmektedir.

3.3.1 Transmisyon yükü

Transmisyon yükü, çalışmada soğutulan hacmi çevreleyen döşemeden (strafor) iletim ve taşınımıyla geçen ısı kazancını belirtmektedir. İletim ve taşınımıyla olan ısı kazancının bulunması öncelikle ısı geçiş katsayısının hesaplanması ile mümkündür. Burada n adet katmandan oluşan bir düzlemde ısı geçiş katsayısı denklem (3.1)’ deki gibi bulunur.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{k_i} + \frac{1}{h_d}} \quad (3.1)$$



Şekil 3.2. n katmanlı bir duvardan ısı geçişi

Şekil 3.2’de görüldüğü gibi h_i iç yüzeydeki, h_d ise dış yüzeydeki ısı taşınım katsayısını, L_i döşemenin kalınlığını k_i döşemenin ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

İç ve dış yüzeydeki ısı taşınım katsayılarını hesaplamak için, denklem (3.2) kullanılmaktadır. Burada denklemin sınır şartları denklem (3.3a) ve denklem (3.3b)’de verilmiştir. Pr sayısı boyutsuz bir sayıdır ve ortam sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Aynı şekilde Re ve Nu sayıları da boyutsuz sayılardır (Astrain vd., 2005).

$$Nu_1 = 0.664 Pr^{1/3} Re_L^{1/2} \quad (3.2)$$

$$0.6 \leq Pr \leq 50 \quad (3.3a)$$

$$Re < Re_{x,c} \approx 5 \cdot 10^5 \quad (3.3b)$$

Nu sayısının bilinmesi ile denklem (3.4) kullanılarak h_i ve h_d değerleri bulunabilmektedir.

$$Nu_L = \frac{hL}{k} \quad (3.4)$$

Isı kazancının hesaplanması, denklem (3.5)’de görüldüğü üzere ısı geçiş katsayısının, ısı geçişinin olduğu bölgenin alanının, iç ve dış ortam sıcaklıklarının bilinmesi ile mümkün olmaktadır (Vian ve Astrain, 2008).

$$Q = UA\Delta T \quad (3.5)$$

$$Q = UA(T_d - T_i) \quad (3.6)$$

3.3.2 İç yük

Fanlar tarafından üretilen ısıyı ifade etmektedir. Fanların voltajı ve çektiği akım bilindiğinde denklem (3.7)’deki gibi hesaplanır.

$$Q_f = IV \quad (3.7)$$

3.3.3 Malzeme yükü

Soğutulacak hacme konulan ürünlerin meydana getirdiği ısı, soğutma yükünün en önemli ve en büyük kısmını teşkil etmektedir. Bu çalışmada soğutulacak ürün olarak 1 litre hacminde su kullanılmıştır. Malzeme yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır;

$$Q_m = \frac{mC_p\Delta T}{t_s} \quad (3.8)$$

Soğutulacak malzemenin kütlesi m (kg), özgül ısı C_p (kJ/kgK), son ve ilk sıcaklıkları arasındaki fark ΔT (K), soğutma için yükleme zamanı t_s (s) ile ifade edilmektedir.

3.3.4 COP değerinin belirlenmesi

COP, soğutma makinelerinde verimliliği gösteren bir katsayıdır. COP değeri ne kadar yüksekse soğutma sistemimizde hedeflenen maksimum düzeyde verimliliği sağlamış oluruz. COP değerini hesaplamada denklem (3.9)'dan toplam ısı kazancı hesaplanır.

$$Q_t = Q + Q_f + Q_m \quad (3.9)$$

Sonuç olarak COP, denklem (3.10)'da görüldüğü üzere toplam ısı kazancının ve sisteme sağlanan gücün bilinmesiyle bulunur (Vian ve Astrain, 2009; Faraji vd., 2014).

$$COP = Q_t / P_s \quad (3.10)$$

3.4 Soğutma maliyeti

Enerji üreten ve tüketen sistemlerde enerji maliyetinin belirlenmesi enerji sistemlerinin tasarlanması, üretimi veya seçilmesi aşamalarında belirlenmesi gereken çok önemli bir konudur.

Bu çalışmada, geleneksel buhar sıkıştırma teknolojisi ile termoelektrik soğutma teknolojisi birlikte ele alınarak hibrit buzdolabı oluşturulmuştur. Oluşturulan bu sistemde enerji maliyeti (soğutma maliyeti) aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$SM = \frac{YBM + YTM + YTE}{YET} \quad (3.11)$$

Burada SM soğutma maliyeti (TL/kWh), YBM yıllık buzdolabı maliyeti (TL/yıl), YTM yıllık termoelektrik sistem maliyeti (TL/yıl), YTE yıllık tüketilen enerji maliyeti (TL/yıl), YET (kWh) ise yıllık tüketilen enerjidir. Buzdolabı maliyetinin yıllık değeri, amortisman faktörü (AF) kullanılarak (Gökçek, 2010),

$$AF = \frac{(1+i)^n i}{(1+i)^n - 1} \quad (3.12)$$

denklem (3.12) ile hesaplanır. Burada n buzdolabı faydalı çalışma ömrü, i ise faiz oranıdır.

$$YBM = BM \cdot AF \quad (3.13)$$

burada BM buzdolabı maliyetidir. Benzer şekilde termoelektrik sistemin yıllık maliyeti de denklem (3.13) ile hesaplanabilir.

$$YTM = TM \cdot AF \quad (3.14)$$

Burada TM termoelektrik sistem maliyetidir.

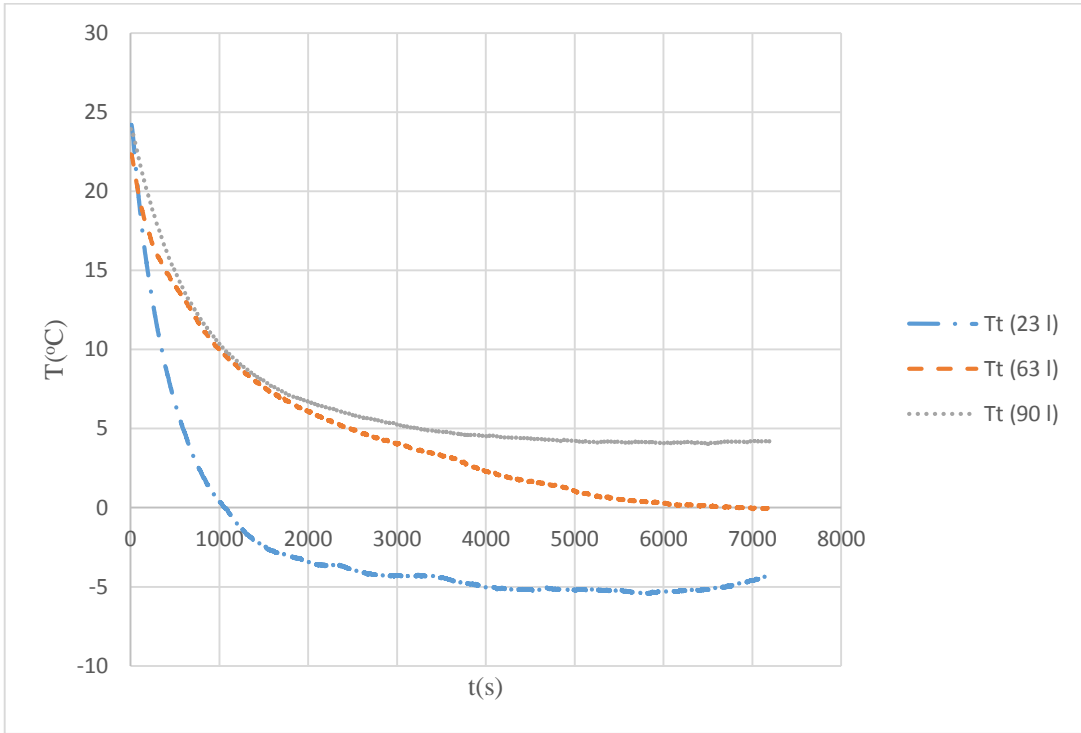
BÖLÜM IV

ARAŞTIRMA BULGULARI

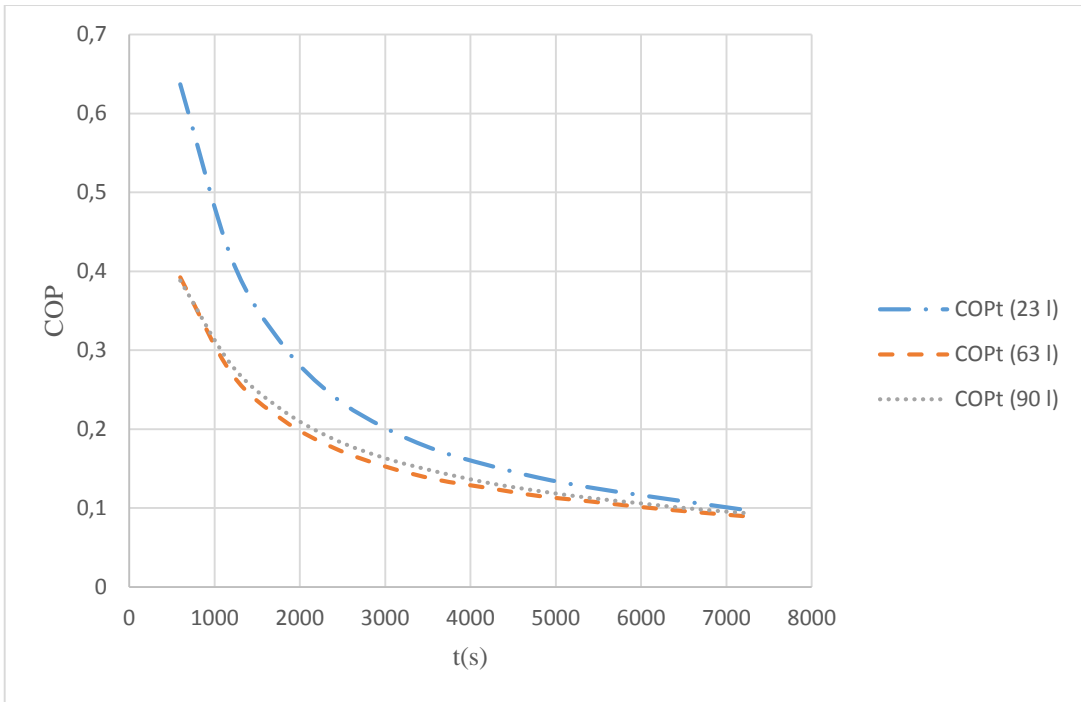
Bu bölümde deneysel çalışma sonuçları verilmiştir. Deneysel çalışmada öncelikle Arçelik 5223 NH ev tipi buzdolabı kullanılmış, buzdolabı içerisinde 23 ve 90 l'lik hacim oluşturulmuş ve bu hacimler Peltier soğutucularla soğutulmuştur. Diğer taraftan Arçelik 1050 büro tipi buzdolabı kullanılmış dolap içerisinde içerisinde 63 l hacim oluşturulmuştur. Bu şartlarda farklı soğutma hacimleri, su soğutmalı Peltier modülde farklı su debileri, farklı devre voltajlarında ve farklı güçte Peltier modüller kullanılmasının buzdolapları çalışma performansına etkileri araştırılmıştır.

4.1 Soğutulan Ortam Hacminin Soğutma Performansına Etkisi

Soğutulan ortam hacminin soğutma performansına etkileri görmek amacıyla ev tipi buzdolabında 23 ve 90 l'lik, büro tipi buzdolabında ise 63 l'lik hacimde soğutma bölgeleri oluşturulmuştur. Bu bölgelerde TEC1-12709 model 136.8 W gücünde iki adet Peltier modül kullanılarak, oluşturulan bölgelerin soğutulması sağlanmıştır. Güç kaynağında Peltier soğutma sistemi için voltaj 12 V, akım ise 20 A olarak gözlemlenmiştir. Güç kaynağında okunan bu değerler Peltier modüller, Peltier soğutma sistemini soğutmak için kullanılan suyun pompalanmasını sağlayan pompalar, radyatör ve soğutucu fanı için okunan toplam değerlerdir. Arçelik 5223 NH model buzdolabı hibrit şartlarda yani hem buhar sıkıştırma hem de termoelektrik soğutma sisteminin birlikte kullanıldığı şartlarda çalıştırılmıştır. Büro tipi buzdolabı ise teknik kısıtlar nedeniyle yalnızca Peltier modül kullanılarak çalıştırılmıştır. Bu şartlarda buzdolaplarında 23, 63 ve 90 l'lik hacimlerde gözlenen sıcaklık değişimleri Şekil 4.1'de verilmiştir. Burada T_t , termoelektrik soğutma sistemin kurulu olduğu ortamın sıcaklığı, COP_t ise termoelektrik soğutma sistemin performans katsayısı değeridir. 7200 s sonunda yaklaşık olarak 23 l'de $-4.3\text{ }^\circ\text{C}$, 63 l'de $-0.04\text{ }^\circ\text{C}$, 90 l'de $4.15\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklık değerleri görülmüştür. Şekil 4.1'de görüldüğü gibi tüm hacim değerlerinde ilk 2000 s'de sıcaklık değerlerinde keskin bir azalma söz konusudur. 23 l'lik hacimde oluşturulan kabin içi sıcaklık değeri $-5\text{ }^\circ\text{C}$ değerlerine kadar düşmüştür. COP değerlerine bakıldığında Şekil 4.2'de COP değerlerinin iki saatlik süre sonunda birbirine yakın fakat 23l'de yapılan ölçümlerin diğerlerine göre daha yüksek seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.1. Ortam hacmi değişiminin sıcaklığa etkisi

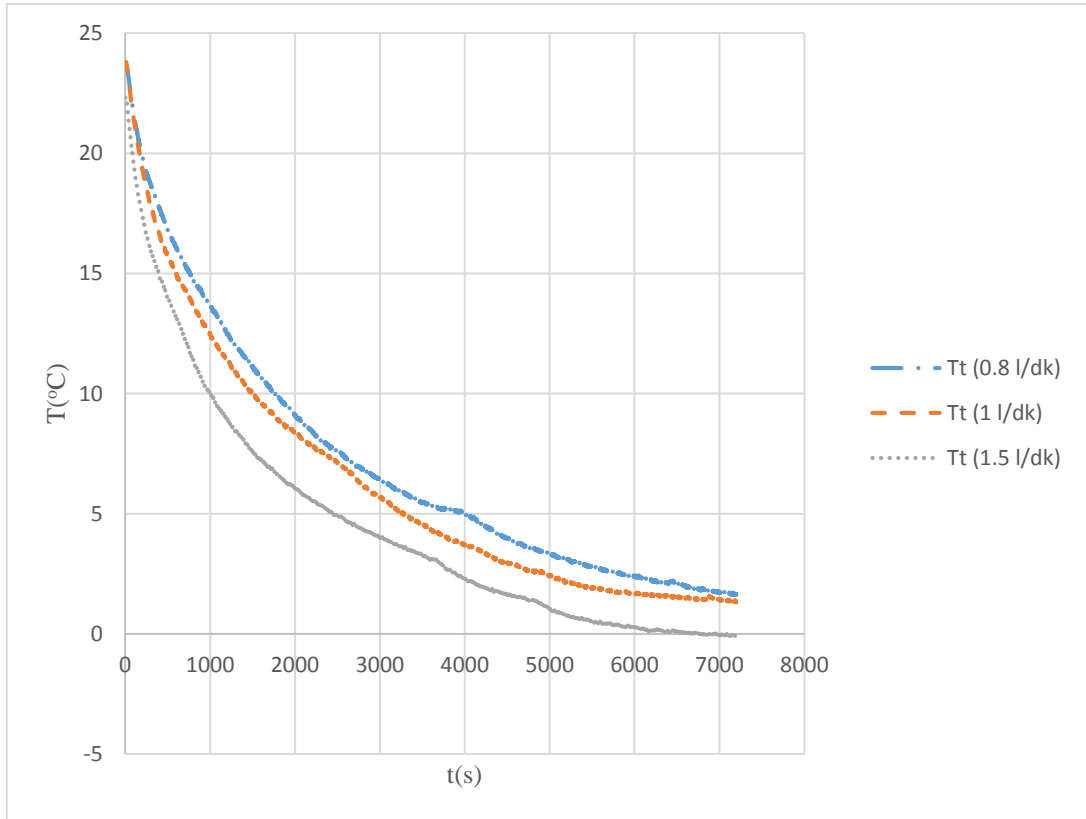


Şekil 4.2. Ortam hacminin değişiminin COP değerine etkisi

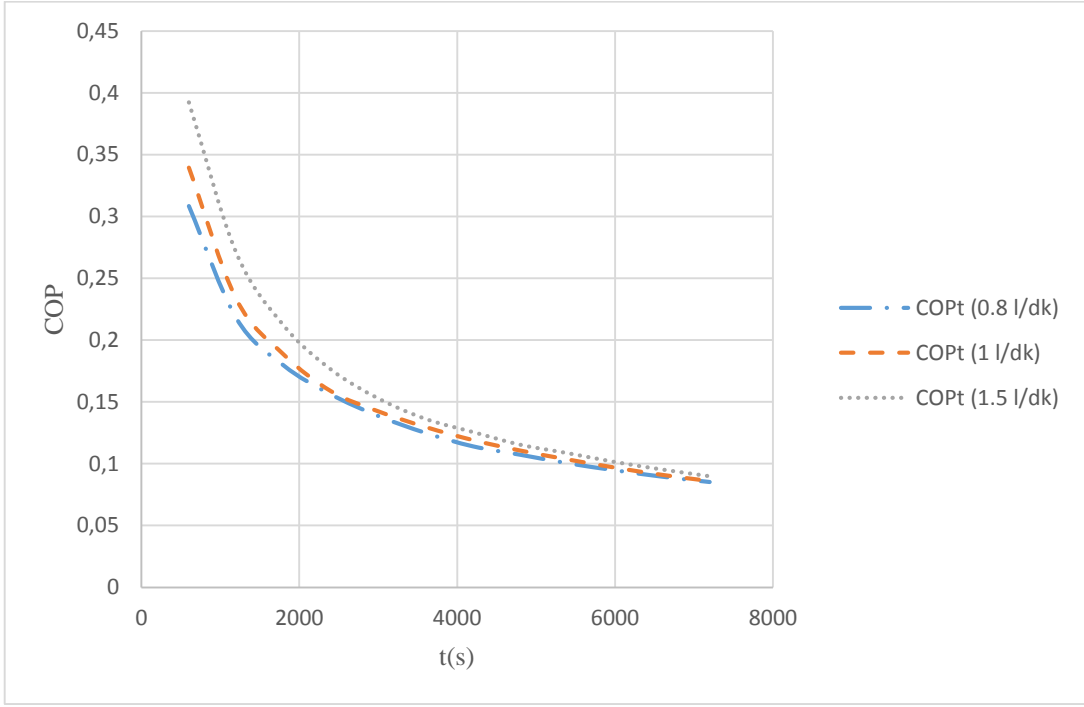
Şekil 4.2’de deney süresinin ilk 30 dk.’lık kısmı ele alınırsa 23l’deki COP değerinin 0.3 civarında olduğu, kısa süreli soğutmada COP değerinin yüksek değerlerde olduğu gözlemlenmiştir.

4.2 Soğutma Suyu Debisinin Soğutma Performansına Etkisi

Peltier modüllerin sıcak yüzeyinin soğutulması modül soğutma performansı açısından oldukça önemlidir. Bu nedenle soğutma suyu debilerinin soğutmaya olan etkisini görebilmek için 0.8 l/dk, 1 l/dk, 1.5 l/dk olmak üzere üç farklı debi değeri seçilmiştir. Deneylerde TEC1-12709 model iki adet Peltier modül kullanılmış, debilerin etkisini daha etkin bir biçimde görebilmek için Arçelik 1050 büro tipi buzdolabında oluşturulan 63 l ve Arçelik 5223 NH buzdolabında oluşturulan 90 l' lik soğutma hacimlerinde çalışmalar yapılmıştır. Her iki buzdolabı için, kullanılan güç kaynağında voltaj ve akım değerleri sırasıyla 12 V ve 20 A olarak okunmuştur. Şekil 4.3-4.5'te soğutma hacimlerinde farklı soğutma suyu debisinin buzdolabı soğutma performansına etkileri görülmektedir. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 incelendiğinde 63 l soğutma hacminde iki saat süre sonunda soğutma suyu debisi 0.8 l/dk, 1 l/dk, 1.5 l/dk olduğunda sırasıyla sıcaklık ve COP değerlerinin, 1.6 °C, 1.3 °C, -0.04 °C ve 0.085, 0.086, 0.089 olduğu görülmektedir. Peltier soğutucu için kullanılan soğutma suyu debisi 1.5 l/dk olduğunda ilk 1000 s'de sıcaklığın 24 °C'den 10 °C'ye düştüğü görülmektedir.

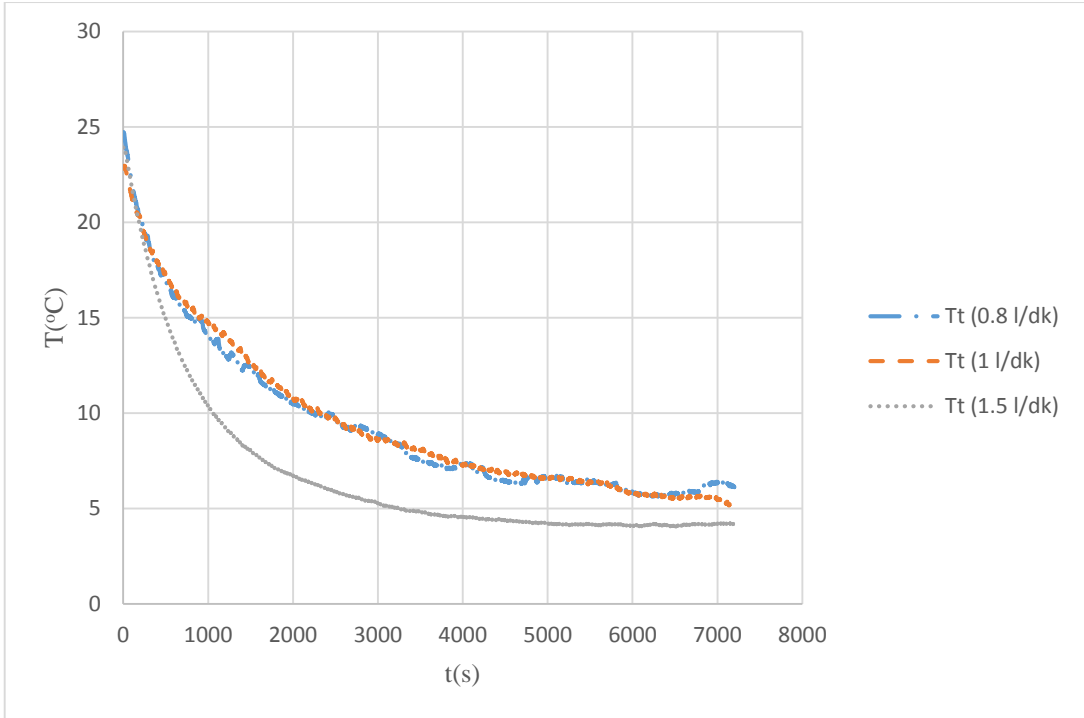


Şekil 4.3. 63 l'lik soğutma hacminde soğutma suyu debisinin sıcaklığa etkisi



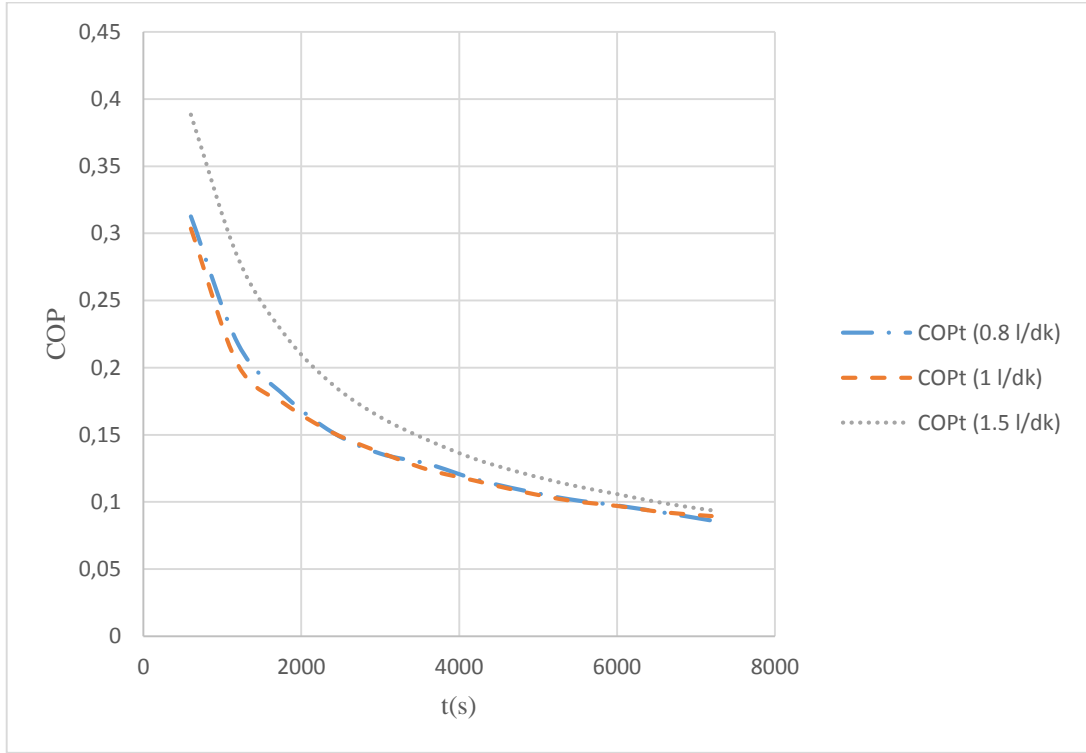
Şekil 4.4. 63 l'lik soğutma hacminde soğutma suyu debisinin COP değerine etkisi

Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da Arçelik 5223 NH model buzdolabında 90 l Peltier soğutma hacmi için sıcaklık ve COP değerlerinin soğutma suyu debisine göre değişimleri görülmektedir.



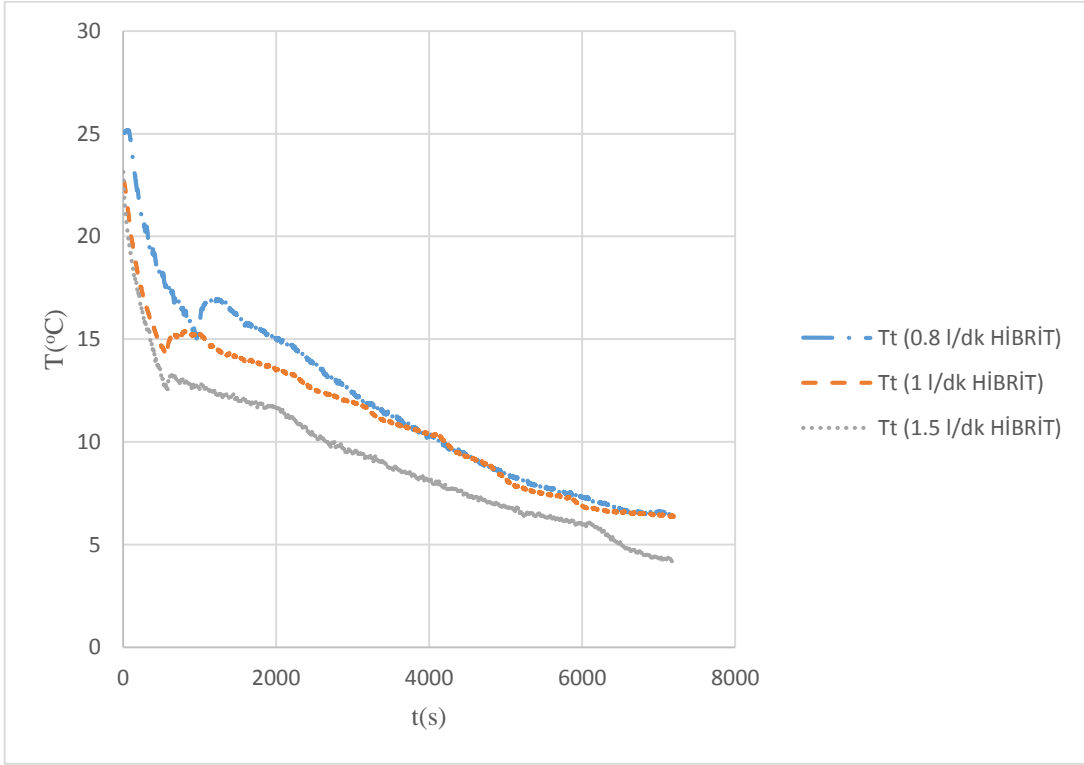
Şekil 4.5. 90 l'lik soğutma hacminde soğutma suyu debisinin sıcaklığa etkisi

Şekil 4.5’de görüldüğü gibi iki saat süre sonunda soğutma suyu debisi 0.8 l/dk, 1 l/dk, 1.5 l/dk olduğunda sırasıyla sıcaklık değerleri 6.1 °C, 5 °C, 4.1 °C olarak ölçülmüştür. Şekil 4.6 incelendiğinde iki saat süre sonunda soğutma suyu debisi 0.8 l/dk, 1 l/dk, 1.5 l/dk olduğunda sırasıyla COP değerlerinin ise 0.086, 0.089, 0.093 olduğu görülebilir. Bu sonuçlara göre COP değerlerinin hacimle ters orantılı olarak değişmesi gerektiği düşünülebilir ancak COP değerlerinin hacimle orantılı olarak artmasının toplam ısı kazancından kaynaklanan bir durum olduğu söylenebilir.



Şekil 4.6. 90 l’lik soğutma hacminde soğutma suyu debisinin COP değerine etkisi

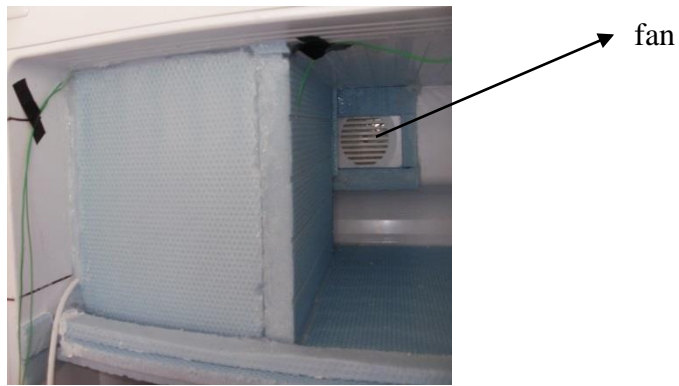
Debilerin değişimiyle ilgili bir diğer çalışma da Arçelik 5223 NH model buzdolabında hibrit çalışma şartları için 90 l soğutma hacminde gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.7 hibrit olarak çalıştırılan sistemin Peltier modül soğutma suyu debisinin soğutma hacmi sıcaklığına etkisini göstermektedir. Soğutma suyu debisi 0.8 l/dk, 1 l/dk, 1.5 l/dk olduğunda sırasıyla soğutma hacmi sıcaklığı değerleri iki saatlik periyod sonunda 6.42 °C, 6.35 °C, 4.21 °C civarında ölçülmüştür. Soğutma suyu debisi 0.8 l/dk olduğunda soğutma hacmi sıcaklığı 25 °C’den 15 °C’ye yaklaşık 17 dk’da azalmış, soğutma suyu debisi 1.5 lt/dk olduğunda ise 15 °C sıcaklığa yaklaşık 7 dk’da azalmıştır. Bu durum Peltier sıcak yüzeyinin etkin bir şekilde soğutulmasının soğutma hacmi sıcaklığında ne derece etkili olduğunu göstermektedir.



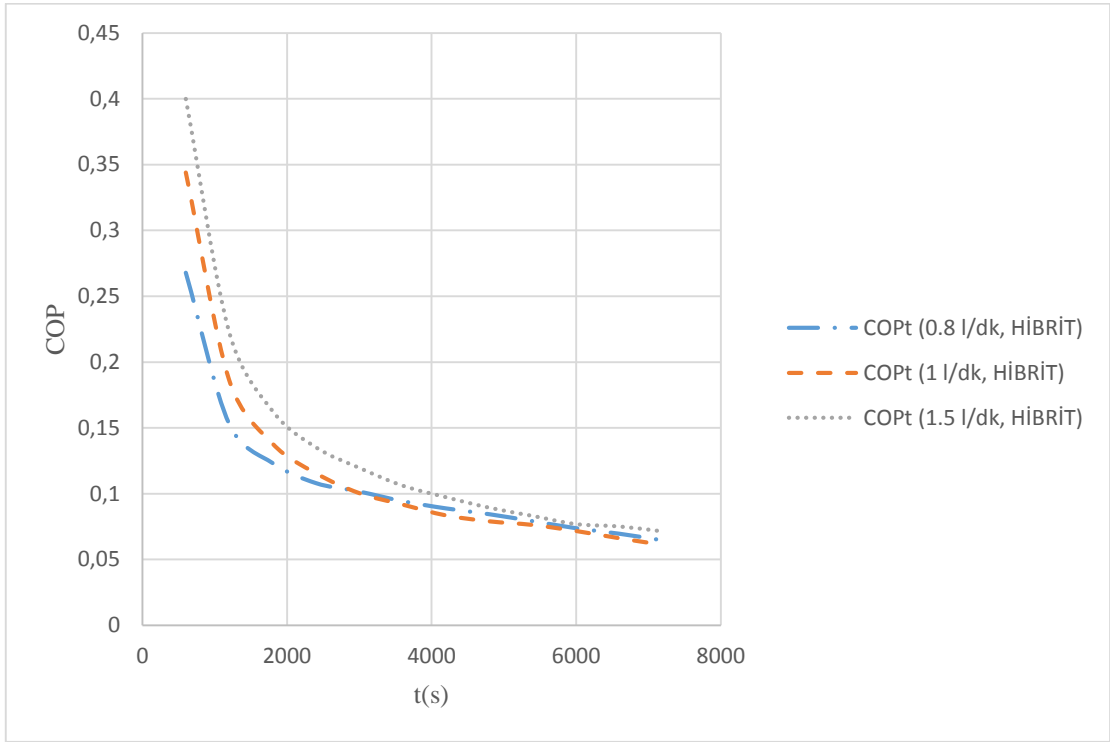
Şekil 4.7. 90 l' lik soğutma hacminde hibrit şekilde çalışan sistemde soğutma suyu debisinin sıcaklığa etkisi

Diğer taraftan soğutma suyu debisinin soğutucu COP değerine etkisi Şekil 4.8'de görülmektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi Soğutma suyu debisi 0.8 l/dk, 1 l/dk, 1.5 l/dk olduğunda COP değerleri sırasıyla 0.064, 0.061, 0.071 olmaktadır.

Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de grafiklerde göze çarpan nokta 12. dakikadan itibaren kısa süreli sıcaklık artışı görülmektedir. Bu artış Fotoğraf 4.1'de görülen dolabın kendi fanından gelen hava akışı nedeniyle oluşmuştur.



Fotoğraf 4.1. Dolap içinde oluşturulan 23 l'lik hacim ve dolap içi fan

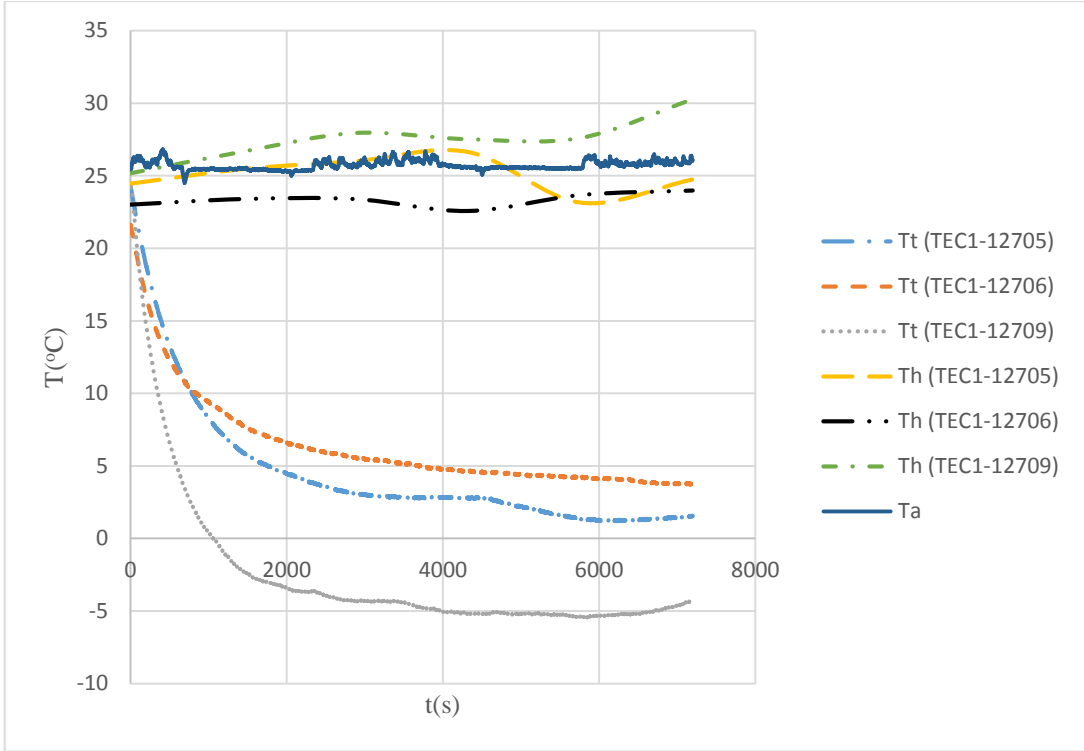


Şekil 4.8. 90 l' lik soğutma hacminde hibrit şekilde çalışan sistemde soğutma suyu debisinin COP değerine etkisi

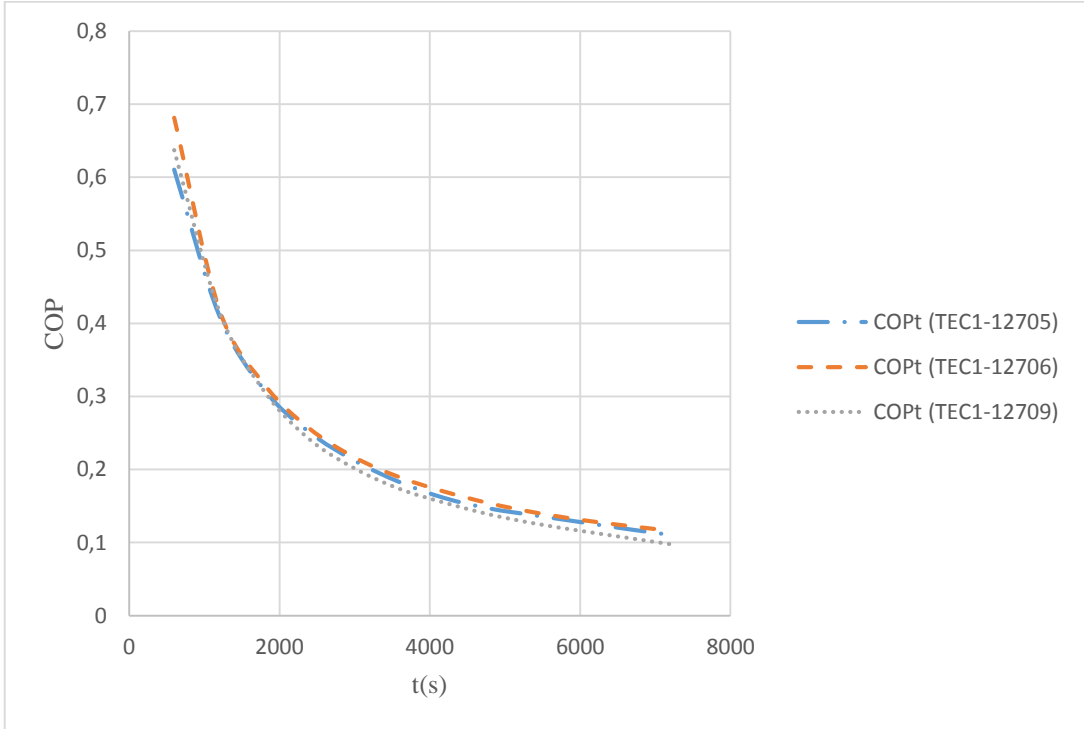
4.3 Modül Türünün Soğutma Performansına Etkisi

Her Peltier modelinin karakteristik özellikleri farklıdır, bu nedenle soğutma performansına etkileri de farklı olacaktır. Bu parametrenin değerlendirilmesi için 76 W gücünde TEC1-12705, 92 W gücünde TEC1-12706 ve 136.8 W gücünde TEC1-12709 model üç farklı tip Peltier modül kullanılarak 23 l soğutma hacminde performansları incelenmiştir. Şekil 4.9'da her bir Peltier modül için 23 l soğutma hacmi için sıcaklık değişimleri görülmektedir. Bu şekilde T_t , termoelektrik soğutma sistemin kurulu olduğu ortamın sıcaklığını, T_h , Peltier modülün sıcak yüzeyinin, T_a ise dış ortam sıcaklığını ifade etmektedir. Soğutma hacminde TEC1-12709 modül kullanıldığında 0 °C sıcaklık değerine yaklaşık 17 dk.'da ulaşılırken, TEC1-12705 modül kullanıldığında 17 dk.'da yaklaşık 8 °C sıcaklığa ulaşılmıştır. Şekil 4.9'a bakıldığında 23 l hacimde TEC1-12709 modül kullanılması durumunda daha etkin soğutma sağlanıyormuş gibi görünmesine rağmen, Şekil 4.10'da ve Çizelge 4.1'de COP değerlerine bakıldığında TEC1-12706'nın daha yüksek değer aldığı görülmektedir. Bu durum sistemin çektiği güçten kaynaklanmaktadır. Güç kaynağından okunan bu değerlere bakıldığında; TEC1-12705'de 12 V-15 A, TEC1-12706'da 12 V-13 A, TEC1-12709'da 12 V-20 A değerleri

görülmektedir. Kısacası, 23 l hacimde en ideal seçimin TEC1-12706 Peltier modülün olduğu görülmektedir.

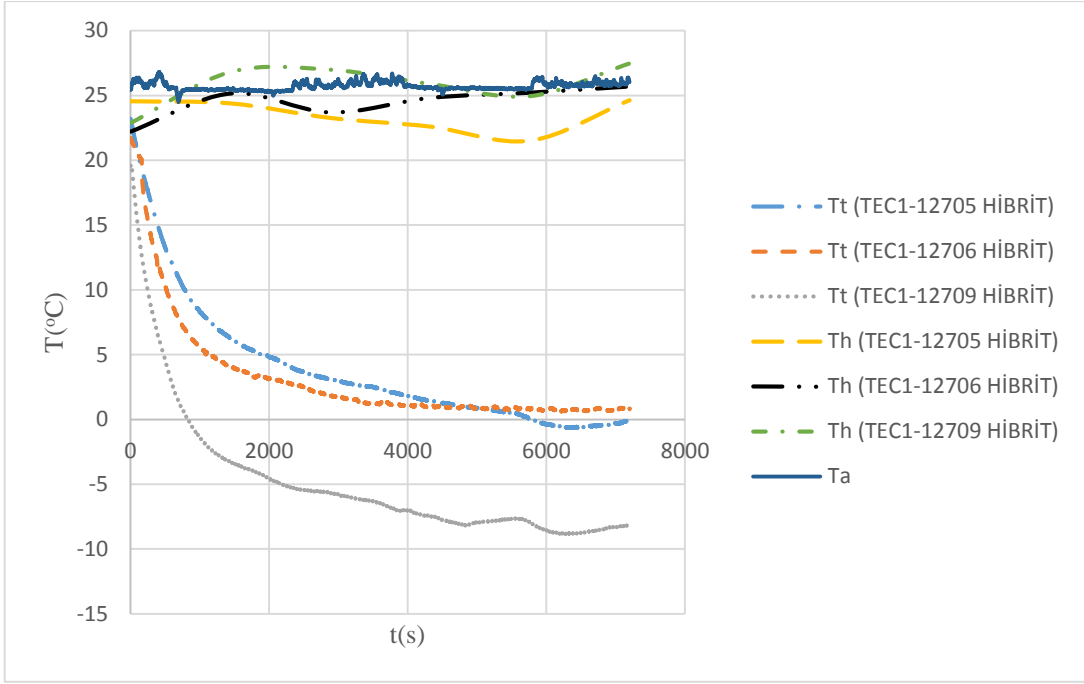


Şekil 4.9. Farklı modül çeşitlerinin 23 l soğutma hacminde sıcaklığa etkisi

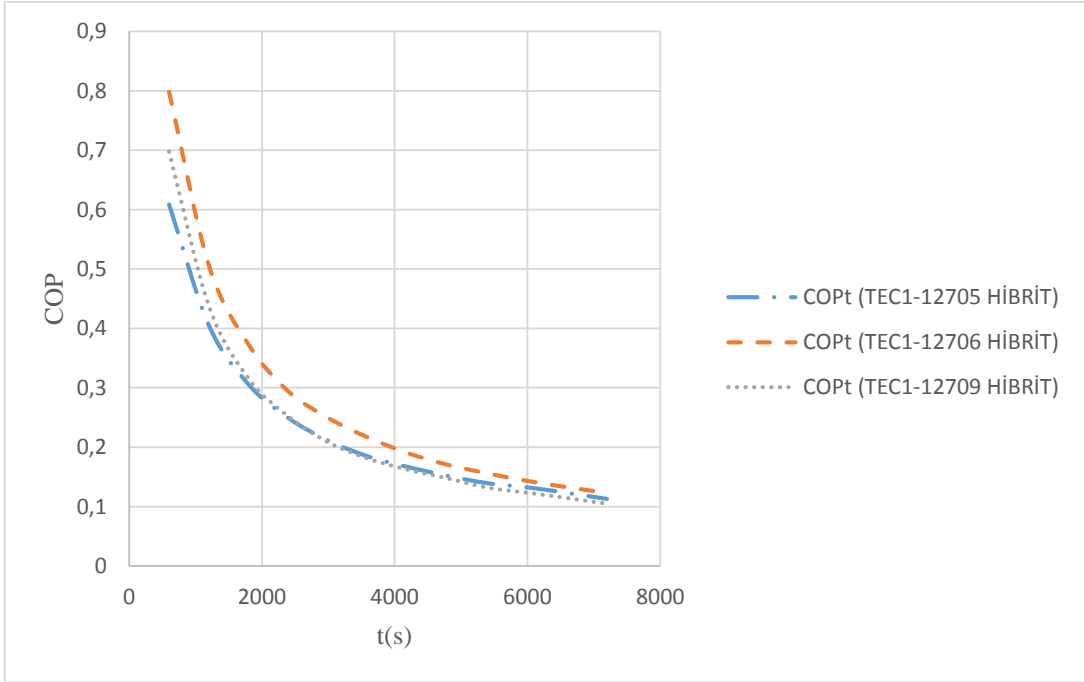


Şekil 4.10. Farklı modül çeşitlerinin 23 l soğutma hacminde COP değerine etkisi

Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de hibrit olarak çalıştırılan dolabın modül türüne göre sıcaklık ve Çizelge 4.2’de ise COP değişimleri verilmiştir.



Şekil 4.11. Hibrit sistemde farklı modül çeşitlerinin 23 l soğutma hacminde sıcaklığa etkisi



Şekil 4.12. Hibrit sistemde farklı modül çeşitlerinin 23 l soğutma hacminde COP değerine etkisi

Çizelge 4.1. 23 l hacimli modül türüne göre 'T' ve 'COP' değerleri (2. saat)

	TEC1-12705	TEC1-12706	TEC1-12709
T(°C)	1.55	3.76	-4.3
COP	0.11	0.116	0.09

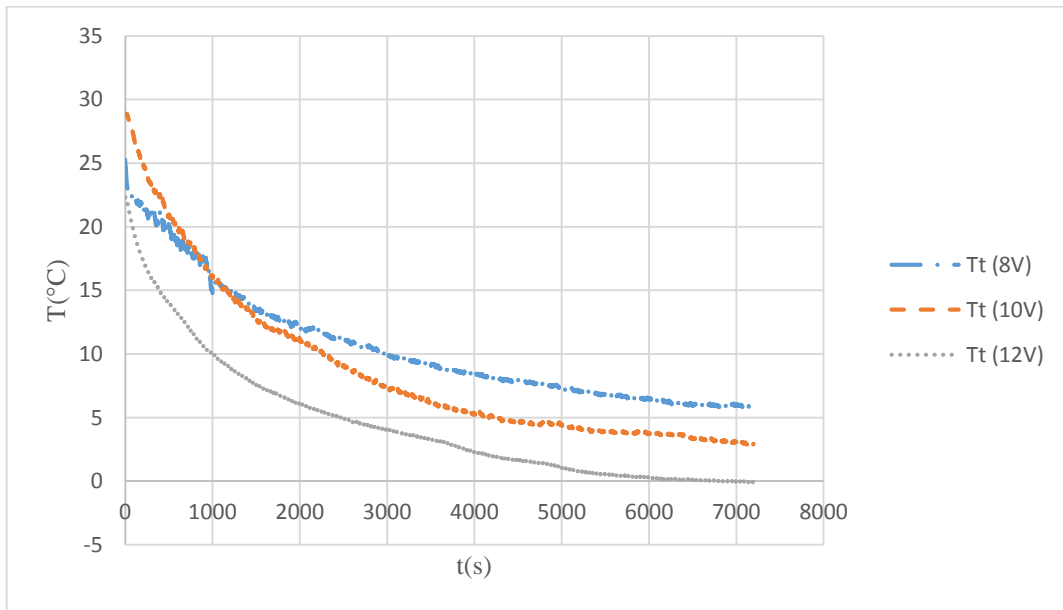
Çizelge 4.2. 23 l hacimli hibrit dolabın modül türüne göre 'T' ve 'COP' değerleri (2. saat)

	TEC1-12705	TEC1-12706	TEC1-12709
T(°C)	-0.1	0.85	-8.1
COP	0.11	0.12	0.10

Şekil 4.11'e bakıldığında, TEC1-12709 model Peltier modül kullanıldığında yaklaşık 80 dk. sonra soğutma hacmi sıcaklığı $-7.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye düşerken, TEC1-12706 model Peltier modül kullanıldığında yaklaşık $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye düşmektedir.

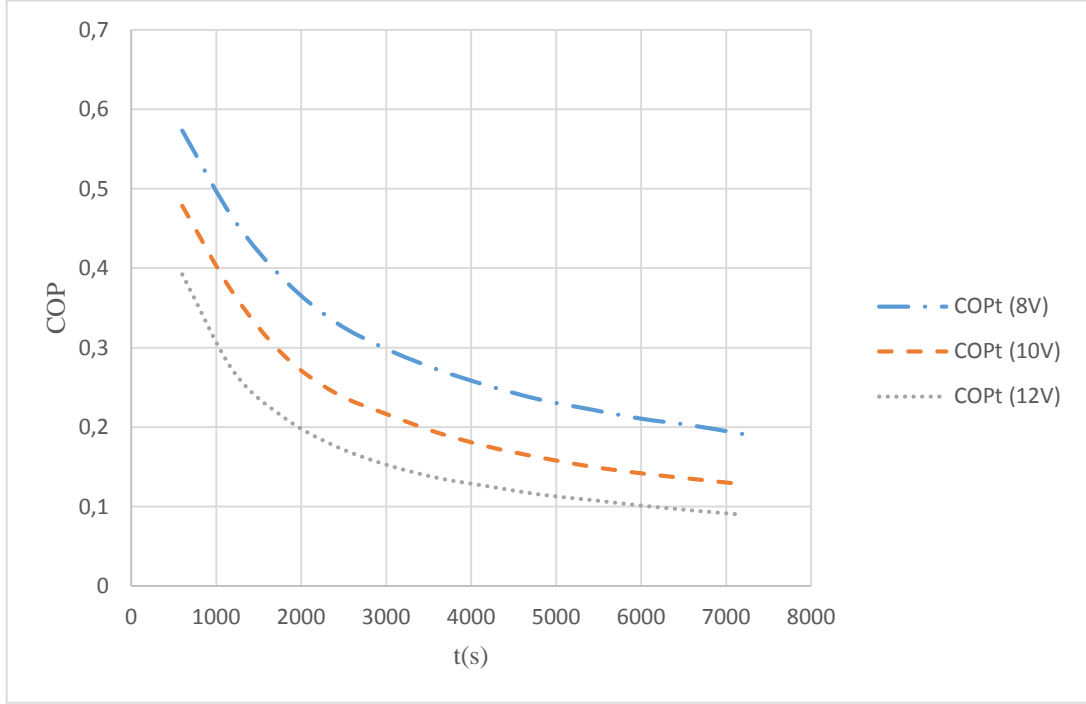
4.4 Devre Geriliminin Soğutma Performansına Etkisi

Şimdiye kadar yapılan çalışmaların tümü 12 V sabit voltaj devre geriliminde gerçekleştirilmişti. Devre gerilimi değiştirildiğinde, TEC1-12709 peltier soğutucu modül kullanılarak, 63 lt soğutma hacminde sıcaklığa olan etki Şekil 4.13'de verilmiştir.



Şekil 4.13. Değişen devre gerilimlerinin sıcaklığa etkisi

Şekil 4.13’de görüldüğü gibi, 12 V gerilimin uygulandığı sistem yaklaşık 0 °C’ye düşerek en iyi soğutmayı sağlıyormuş gibi görünsede, Şekil 4.14 incelendiğinde, iki saatlik süre sonunda COP değeri yaklaşık 0.2 olan 8 V’luk devre geriliminin uygulandığı sistem daha iyi sonuç sağlamaktadır. Burada COP değerini yükselten en önemli faktör, termoelektrik soğutucuların 8 V devre geriliminde, 96 W’lık düşük bir güç tüketiminden kaynaklanmaktadır. 10 V gerilimde 160 W, 12 V’luk devre gerilimi için ise 240 W güç tüketimi gerçekleşmektedir.



Şekil 4.14. Değişen devre gerilimlerinin COP değerine etkisi

4.5 Soğutma Maliyeti Analizi

Maliyet analizi, Arçelik 5223 NF model ev tipi buzdolabı ve TEC1-12706 model termoelektrik modül için 23 l termoelektrik soğutma hacmi bölgesi oluşturulması durumunda hibrit mod için yapılmıştır. Buzdolabının enerji tüketimi, hacme bağlı olarak katalog değerinden termoelektrik bölge hacminin çıkarılmasıyla yeniden hesaplanmıştır. Enerji tüketim değerleri Çizelge 4.3’de verilmiştir. Termoelektrik sistemin enerji tüketimi, termoelektrik modül, pompa, radyatör ve fanlar için yıllık olarak hesaplanmıştır. Oluşturulan hibrit buzdolabı için soğutma maliyeti özeti Çizelge 4.4’de verilmiştir. Ekonomik parametrelerden n sistem ömrü 25 yıl, faiz oranı i ise %8 olarak alınmıştır.

Çizelge 4.3. Termoelektrik sistem enerji tüketim değerleri

Sistem Elemanları	Tüketilen Güç(W)	Günlük Enerji Tüketimi(kWh/gün)
Buzdolabı	128.8	3.0912
TEC1-12705	84	2.016
TEC1-12706	66	1.584
TEC1-12709	144	3.456
Mini fan grubu	3.6	0.0864
Radyatör-Pompa grubu	92.4	2.2176

Çizelge 4.4. Soğutma maliyeti özeti

	Maliyet (TL)
Buzdolabı	1250
Termoelektrik Sistem (Termoelektrik modül, soğutucu, pompa, bağlantı elemanları)	180
Hibrit sistemin harcadığı enerji	968
Soğutma maliyeti	0.38

BÖLÜM V

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, geleneksel buzdolapları ve Peltier modüllerden oluşan farklı tasarımlar oluşturulmuştur. Üç şekilde tasarım oluşturulmuştur. Bunlardan ilk ikisi ev tipi buzdolaplarına 231 ve 90l hacminde, diğeri büro tipi dolaba 63 l şeklindedir. Deney setinde kullanılmak üzere malzemeler temin edilmiş ve tasarıma uygun montajı tamamlanmıştır. Sonrasında ölçüm sistemleri üzerinde durulmuş yapılan kabuller ve kullanılacak matematiksel denklemler hazırlanmıştır. Tüm çalışmalar iki saat süreyle 12 V, 10 V ve 8 V sabit voltaj değeriyle yapılmıştır.

Deneyde ikişer adet Peltier modül ve fan grubu kullanılmıştır. Fan kullanılmadan yapılan deneylerin istenilen sıcaklık değerlerine ulaşamaması nedeniyle çift fan grubu kullanılmıştır. Ayrıca soğutma performansını iyileştirmeye yönelik diğeri bir adım ise, soğutma suyunu ortalama 20 °C tutmak olmuştur. Diğeri taraftan konfigürasyon B olarak bahsedilen termoelektrik soğutma biriminin buzdolabının dondurucu bölümüne yerleştirilmesi işlemi, evaporatöre zarar vereceğinden gerçekleştirilmemiştir. Bu nedenle çalışma konfigürasyon A ve konfigürasyon B’de dondurucu bölüm dolaptan ayrı bir hacim oluşturularak gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan soğutma sisteminde termoelektrik modülün hava ile soğutulması denenmiş ancak su soğutmada elde edilen değerler kadar başarılı olmadığından değerlendirme dışı bırakılmıştır.

Deneyler sonucunda COP değerini etkileyen birçok faktörün olduğu görülmüştür. Soğutulacak ortam hacminin azalması ile sıcaklık da azalmakta, COP değeri ise artmaktadır. Bu açıdan 23 l’lik hacimde yapılan çalışma ideal durumdadır. Soğutma suyu debisi arttıkça sıcaklık azalmakta, COP değeri artmaktadır. Bu kısımda da 1.5 l/dk debi ideal durumdadır. Bir diğeri çalışma Peltier modül türüne göre soğutma performansında olan değişiminin incelenmesidir. 12 V voltaj değeriyle yapılan çalışmalarda TEC1-12709 istenilen soğutmayı sağlasa da COP değerinde TEC1-12706 modül kullanılan sistemden daha iyi sonuçlar alınmıştır. Buradaki farkın modüllerin karakteristik özelliklerinden kaynaklandığı söylenebilir.

Sonuç olarak, COP değerini yalnızca düşük sıcaklık değerleri değil, soğutma hacmi, soğutma suyu debisi ve sıcaklığı, ısı kazançları, sistemden çekilen güç v.b. faktörler belirleyici rol üstlenir. Çalışma sonucunda istenilen COP değerlerine 63 lt hacimli ortamda 8 V voltaj ile çalıştırılan sistemde TEC1-12709 peltier soğutucu kullanarak ve 12 V'da ve 23lt hacminde hibrit dolap olarak çalışan TEC1-12706 modül ile ulaşılmıştır. Peltier modüllerin her ne kadar COP değerleri düşük olsada, kolay kullanımı, ergonomik yapıda olması, sessiz çalışması, doğaya zarar veren akışkanların kullanılmaması gibi nedenlerden ötürü ticari değer kazanmasına yönelik AR-GE çalışmalarına devam edilmelidir.

KAYNAKLAR

Ahıska, R. ve Ahıska, K., “Esnek iki fazlı termoelektrik cpu soğutucusu”, *Gazi Üniv. Müh. Mimarlık Fakültesi Dergisi* 22(2), 347-351, 2007.

Aktoprakoğlu, A., Ejektörlü soğutma sisteminin performansına geometrik parametrelerin etkisinin deneysel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya, s. 13-16, 2006.

Anonymous, “The process of ozone depletion”, <http://www.epa.gov/ozone/science/process.html>, 2015.

Astrain, D., Vian, J.G. and Albizua, J., “Computational model for refrigerators based on Peltier effect application”, *Applied Thermal Engineering* 25, 3149-3162, 2005.

Atik, K. ve Yıldız, Y., Güneş Pili Soğutma Sisteminin İmalatı ve Performansının Ölçülmesi, *Tübitak MAG projesi, 109M010*, Kayseri, s. 1-60, 2010.

Bakan, F., “Analog Elektronik”, <http://www.yildiz.edu.tr/~fbakan/Analog/Analog1.pdf>, 2015.

Bulut, H., Soğutma ve Klima Tekniği Ders Notları, *Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi*, Şanlıurfa, 2011.

Chen, J., Zhou, Y., Wang, H. and Wang, J.T., “Comparison of the optimal performance of single- and two-stage thermoelectric refrigeration systems”, *Applied Energy* 73, 285–298, 2002.

Çengel, A.Y. ve Boles, A.M., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, 2. cilt, Derbentli, T., *Literatür Yayıncılık*, İstanbul, 2008.

Dai, Y.J., Wang, R.Z. and Ni, L., “Experimental investigation and analysis on a thermoelectric refrigerator driven by solar cells”, *Solar Energy Materials and Solar Cells* 77, 377-391, 2003.

Dinçer, İ. ve Kanoğlu, M., Refrigeration and Systems Applications, 2nd ed., *John Wiley & Sons*, New York, 2010.

Esen, D.Ö., “Adsorbsiyonlu soğutma sistemlerinin motorlu taşıtlarda kullanılabilirliği”, *TMMOB Mühendis ve Makine* 49(577), 22-24, 2008.

Faraji, A.Y., Goldsmid, H.J. and Akbarzadeh, A., “Experimental study of a thermoelectrically-driven liquid chiller in terms of COP and cooling down period”, *Energy Conversion and Management* 77, 340-348, 2014

Gantz, C., Refrigeration: A History, 1nd ed. *McFarland&Company*, North Carolina, 2015.

Goldsmid, H.J., Introduction to Thermoelectricity, *Springer*, New York, 2010

Gökçek, M., “Hydrogen generation from small-scale wind powered electrolysis system in different power matching modes”, *International Journal of Hydrogen Energy* 35, 10050-10059, 2010.

Hasan, M.H. and Toh, K.C., “Optimization of a Thermoelectric Cooler-Heat Sink Combination for Active Processor Cooling”, *9th Electronics Packaging Technology Conference*, Singapore, 10- 12 December 2007.

Hermes, C.J.L. and Barbosa, J., “Thermodynamic comparison of Peltier, Stirling, and vapor compression portable coolers”, *Applied Energy* 91, 51–58, 2012.

Huang, B.J., Chin, C.J. and Duang, C.L., “A design method of thermoelectric cooler”, *International Journal of Refrigeration* 23, 208-218, 2000.

Incropera, P.F. ve Dewitt, P.D., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, 4, Derbentli, T., Genceli, O., Güngör, A., Hepbaşı, A., İlken, Z., Özbalta, N., Özgüç, F., Parmaksızoğlu, C. ve Uralcan, Y., *Literatür Yayıncılık*, İstanbul, 2007.

Jugsujinda, S., Vora-ud, A. and Seetawan, T., “Analyzing of Thermoelectric Refrigerator Performance”, *Procedia Engineering* 8, 154–159, 2011.

Karakuş, C., “Bilinç tarihi”, http://www.ylt44.com/yayin/giyotin/giyotin_1.html, 2015.

Kong, L.B., Li, T., Hng, H.H., Boey, F., Zhang, T. and Li, S., Waste Energy Harvesting Mechanical and Thermal Energies, *Springer*, New York, 2014.

Lineykin, S. and Ben-Yaakov, S., “Modelling and Analysis of Thermoelectric Modules”, *IEEE Transactions on Industry Applications* 43, 2, 2007.

Özgür, E.A., Selbaş, R. ve Üçgöl, İ., “Vorteks tüpler ile soğutma uygulamaları”, *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, TMMOB, İzmir, s. 387-388, 3-6 Ekim, 2001.

Pişkin, B.M., Yarı iletken alaşımlarının elektrik, termoelektrik, fiziksel ve kimyasal özelliklerinin incelenmesi ve sanayi uygulamaları, Doktora tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, s. 123-130, 2006.

Redermacher, R. and Kim, K., “Domestic refrigerators:recent developments” *International Journal of Refrigeration* 19(1), 61-69, 1996.

Riffat, S.B., Omer, S.A. and Ma, X., “A novel thermoelectric refrigeration system employing heat pipes and a phase change material: an experimental investigation”, *Renewable Energy* 23, 313–323, 2001.

Tokgöz, Ü., Plastik boru imalatında boru kalibresinde termoelektrik soğutma uygulaması ve kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, s. 82-85, 2008.

Vián, J.G. and Astrain, D., “Development a heat exchanger for the cold side of a thermoelectric module”, *Applied Thermal Engineering* 28, 1514–1521, 2008.

Vián, J.G. and Astrain, D., “Development of a thermoelectric refrigerator with two-phase thermosyphons and capillary lift”, *Applied Thermal Engineering* 29, 1935–1940, 2009.

Yalçın, E. ve Kavaklı, A., “Absorbsiyonlu soğutma sistemleri ile egzoz gazı atık ısısından faydalanarak otobüs kliması sistemleri için kaynatıcı tasarımı”, *BAÜ FBE Dergisi* 12(1), 136-152, 2010.

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S. ve Yamankaradeniz, N., “Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları”, 3.cilt, *Dora Yayıncılık*, Bursa, 2009.

Yılmaz, S., “Termoelektrik modüllü soğutucuda farklı soğutma uygulamalarının sistem performansına etkilerinin deneysel olarak incelenmesi”, *Teknoloji* 11(1), 39-44, 2008.

Zhao, D. and Tan, G., “Experimental evaluation of a prototype thermoelectric system integrated with PCM (phase change material) for space cooling”, *Energy* 68, 658-666, 2014.

Zink, F., Viperman, J.S. and Schaefer, L.A., “Environmental motivation to switch to thermoacoustic refrigeration”, *Applied Thermal Engineering* 30, 119–126, 2010.

Zorbas, K., Hatzikraniotis, E., Paraskevopoulos, K.M. and Kyratsi, Th., “On the Use of Thermoelectric (TE) Applications Based on Commercial Modules: The Case of TE Generator and TE Cooler”, *CP1203, 7th International Conference of the Balkan Physical Union*, Alexandroupolis, Greece, 9-13 September 2009.

ÖZ GEÇMİŞ

Fatih ŞAHİN 30.11.1989 tarihinde İstanbul'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 2008 yılında girdiği Niğde Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden Haziran 2012'de mezun oldu. Aynı yılda Niğde Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Ekim 2013 - Temmuz 2014 tarihleri arasında TSE Asansör Proje Koordinatörlüğü'nde uzman makine mühendisi olarak çalıştı. Bilim dalındaki ilgi alanı enerji sistemleridir.

TEZ ÇALIŞMASINDAN ÜRETİLEN ESERLER

Bu tez çalışmasından 1 adet ulusal bildiri üretilmiştir. Bu üretilen çalışma aşağıda sunulmuştur.

Gökçek, M., Şahin, F. ve Sevim, Ç., “Termoelektrik ve buhar sıkıştırırmalı hibrit bir buzdolabında soğutma performansının incelenmesi”, *3. Anadolu Enerji Sempozyumu*, Muğla, s. 686-696, 1-3 Ekim, 2015.