T.C.

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ANKASTRE BUZDOLAPLARINDA KULLANILAN ÇİFT ÇEVRİMLİ KOMPAKT KONDANSERİN MODELLENMESİ VE OPTİMİZASYONU

ALPER TEZCAN

DOKTORA TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Tez Danışmanı: PROF. DR. KAMİL KAHVECİ

EDİRNE-2018

ALPER TEZCAN'ın hazırladığı "ANKASTRE BUZDOLAPLARINDA KULLANILAN ÇİFT ÇEVRİMLİ KOMPAKT KONDANSERİN MODELLENMESİ VE OPTİMİZASYONU" başlıklı bu tez, tarafımızca okunmuş, kapsam ve niteliği açısından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında bir Yüksek lisans/ Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri:	İmza
Prof. Dr. Kamil KAHVECİ	
Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA	
Prof. Dr. Selim KARA	
Prof. Dr. Ahmet CİHAN	
Doç. Dr. Uğur AKYOL	

Tez Savunma Tarihi: 19/02/2018

Bu tezin Doktora tezi olarak gerekli şartları sağladığını onaylarım.

İmza

Prof. Dr. Kamil KAHVECİ
Tez Danışmanı

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü onayı

Prof. Dr. Murat YURTCAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdür Vekili

T.Ü.FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ DOKTORA PROGRAMI
DOĞRULUK BEYANI

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında, tüm verilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini, kullanılan verilerde tahrifat yapılmadığını, tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını, kullanılan tüm literatür bilgilerinin bilimsel normlara uygun bir şekilde kaynak gösterilerek ilgili tezde yer aldığını ve bu tezin tamamı ya da herhangi bir bölümünün daha önceden Trakya Üniversitesi ya da farklı bir üniversitede tez çalışması olarak sunulmadığını beyan ederim.

19/02/2018

Alper TEZCAN

Doktora Tezi

Ankastre Buzdolaplarında Kullanılan Çift Çevrimli Kompakt Kondanserin Modellenmesi ve Optimizasyonu

T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ÖZET

Soğutma çevriminin bir uygulaması olan buzdolaplarında soğutma çok değişkenli etkenlere bağlıdır. Bu etkenler çevresel faktörlerle alakalı olduğu kadar soğutma çevrimi elemanları ve bunların tasarımı ile de doğrudan ilgilidir. Sistem tasarımı yapılırken çevrim elemanlarının sistem üzerindeki etkisi göz önünde bulundurulmalıdır. Her bir eleman için uygun olmayan tasarım ya soğutmanın yetersiz olmasına, ya da ihtiyaçtan daha fazla soğutma kapasitesi nedeniyle kaynak israfına ve maliyet artışına neden olur. Bu nedenle her bir soğutma elemanının sistemin soğutma performansına ve maliyete etkisi belirlenmeli ve optimum bir tasarım tespit edilmelidir. Bu doğrultuda bu doktora tez çalışmasında buzdolabı soğutma bileşenlerinin ana elemanlarından olan kondanserlerin sistem performansına etkileri incelenmiş, yeni kondanser tasarımları geliştirilmiş ve bu tasarımların performansları deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Tezin ilk bölümü soğutmanın tarihçesi ve günümüze kadar olan gelişimi hakkında bilgi verilmiştir. İkinci bölümde günümüz buzdolaplarının büyük bir kısmında kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ile ilgili bilgiler verilmiş ve ideal ve gerçek çevrimler arasındaki farklardan bahsedilmiştir. Üçüncü bölümde soğutma çevrimi ve sistemi bileşenleri tanıtılmış ve farklı soğutma sistemlerinde kullanılan kompresör, genleşme valfi/kılcal boru, buharlaştırıcı ve bu tez çalışmasının konusu olması itibarıyla da bilhassa kondanser tipleri tanıtılmıştır. Dördüncü bölümde ise buzdolaplarında yer alan bileşenler hakkında bilgi verilmiştir. Beşinci bölümde soğutma bölmelerine, her birimdeki bölme sayısına, bölmelerin dağılımına, soğutma hattı tasarımına, soğutma teknolojisine ve soğutma kontrolüne göre farklılıklar içeren soğutucu cihaz tipleri tanıtılmıştır. Altıncı

bölümde tezde ele alınan BM36 tip ankastre buzdolabı, bu buzdolabında kullanılan kondanser tipleri ve kondanserin yer aldığı agregat bölmesi hakkında bilgiler verilmiştir. Bölüm yedi literatür araştırmasını ve literatürde konu ile ilgili yer alan patentleri içermektedir. Sekizinci bölümde bu tez çalışması kapsamında tasarlanan kondanserler ve üretim yöntemleri, kondanserin performans testlerinde kullanılan test yöntemleri ve süreçleri hakkında bilgi verilmiştir. Bu bölümde ayrıca kondanser muhafazası içerisinde ve kondanser boruları etrafındaki akış ve ısı transferine ait yönetici denklemler verilmiştir. Tezin son bölümü olan dokuzuncu bölümde ise çalışmada ele alınan kondanser tipleri için performans test sonuçları ve simülasyon sonuçları verilmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

Sonuçlar bu tez çalışması kapsamında tasarlanan wot kondanserler ile coil kondansere ve mevcut wot kondansere göre daha iyi soğutma performansları elde edilebileceğini göstermiştir. Sonuçlar wot kondanser de kullanılan tel sayısı arttırılarak soğutma performansında önemli artışlar elde edilebileceğini göstermektedir. Coil kondansere göre üretim yönteminin kolaylığı, yaygınlığı ve soğutma performansının boru boyunda artırım yerine nispeten ucuz tel sayısında artış ile iyileştirilebilmesi neticesinde önerilen wot kondanser maliyet açısından da avantaja sahiptir. Tasarlanan wot kondanserlerin ayrıca hava fanının kondansere dik akış sağlayacak şekilde konumlandırılması ile mevcut yerleşime göre daha iyi soğutma performansı sağlayacağı değerlendirilmektedir. Dolayısıyla bu konuda yapılacak çalışmalar bu tez aracılığı ile elde edilen bilgi düzeyini bir basamak daha ileri taşıyacaktır.

Yıl : 2018

Sayfa Sayısı : 132

Anahtar Kelimeler : Soğutma, kondanser, ısı transferi, kanatçık, CFD, buzdolabı

Doctoral Thesis

Modelling and Optimization of Double Cycled Condenser where is Used on Built in Refrigerators

Trakya University Institute of Natural Sciences

Mechanical Engineering Department

ABSTRACT

Cooling process in refrigerators, which is an application of cooling cycle, is dependent on multi-variable factors. These factors are directly related to the components in the cooling cycle and design of these components as well as environmental factors. When designing a system, effects of the cycle components on the system should be considered. An unsuitable design of any component causes insufficient cooling, or a waste of resources and an increase in cost due to the redundant cooling capacities. Therefore, the effects of each component on cooling performance and cost must be specified, and an optimum design must be determined. In this PhD thesis, the effects of condensers on system performance are investigated, the novel condenser designs are developed, and the performances of these newly developed condensers are studied experimentally and numerically.

In the first chapter of the thesis, history of cooling and developments in cooling are introduced. In the second chapter, vapor-compression cooling cycle used in today's refrigerators and differences between ideal and real cycles are introduced. The third chapter is on components in cooling cycles and systems: compressors, expansion valves/capillary tubes, evaporators and condensers. The fourth chapter is devoted to the components in refrigerators. In fifth chapter, cooling device types classified according to the cooling compartments, the number of compartments in each unit, distribution of compartments, design of cooling line, cooling technology, and cooling control are introduced. In the sixth chapter, the BM36 type built-in refrigerators considered in this

thesis study, condenser types used in these refrigerators, and agregat compartment where condenser is placed are introduced. The seventh chapter is devoted to the studies and patents in the literature. In the eight chapter, condensers designed in this study, production methods of them, and the test methods and processes used in the condenser performance tests are introduced. This chapter also contains governing equations of flow and heat transfer in the cavity between condenser housing and tubes. In the last chapter, the results of performance tests and computational simulations are given and discussed.

The results obtained in this study show that the wot condensers designed in this study produce higher cooling performances when they are compared to coil and present wot condensers. The results also show that cooling performance can be increased significantly by increasing the number of wires on tubes of condenser. The proposed wot condensers also have cost advantage due to the production simplicity with respect to coil condensers, due to being a more common condenser type, and due to the possibility of cooling performance enhancement by relatively cheaper method of adding extra wires instead of increasing the tube length. Moreover, the wot condensers designed in this study are expected to produce higher cooling performance when it is placed perpendicular to the air flow. Therefore, the future studies on this subject are expected to promote the knowledge level to a higher level.

Year : 2018

Number of Pages : 132

Keywords : Cooling, condenser, heat transfer, fin, CFD, refrigerator

TEŞEKKÜR

Zorlu doktora sürecinde ilk önce Santez projesinin başarıyla tamamlanması ve sonucunda da doktoramın tamamlanmasında her türlü desteği sağlayan ve benimle beraber her aşamada bizzat çalışan ve yönlendirmeleri ile süreci tamamlamamı sağlayan değerli hocalarım Prof. Dr. Ahmet CİHAN ve Prof. Dr. Kamil KAHVECİ başta olmak üzere, çalıştığım kurumda beni teşvik eden ve doktoraya devam edebilmem için üzerimde büyük emeği olan End. Müh. Hikmet AŞAROĞLU'na, cihaz testlerindeki desteği için Mak. Müh. Necati Bora GÜREL'e, tez konusunu seçmemde yardımcı olan Mak. Müh. İbrahim KABASAKAL'a, prototip kondanser tasarımı konusunda yönlendiren ve üretimini gerçekleştiren Teleset firması ve Mak. Müh. Figen Çetin ve Mak. Müh. Cüneyt URGAN'a, kondanserlerin karşılaştırma testlerinde yardımlarını esirgemeyen Konveyor firması ve Mak. Müh. Hüseyin YEŞİLYAPRAK'a, tez izleme komitesindeki değerli yönlendirmeleri için Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA ve Prof. Dr. Selim KARA'ya, üniversitedeki verdiği kurumsal destekten dolayı Doç. Dr. Oktay HACIHAFIZOĞLU'na ve bu eserin ortaya çıkmasında katkı sağlayan çalışma arkadaşlarımdan hocalarıma ve emeği geçen herkese teşekkürlerimi sunarım.

Çalışma TC Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından San-Tez programı kapsamında (Proje No: 0039.STZ.2012-2) desteklenmiş olup bu katkılarından ötürü TC Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na teşekkür ederim.

Ayrıca, bana her türlü yardım ve desteğini sunan sevgili eşime, bu süreçte beraber geçireceğimiz zamandan feragat eden canım oğluma ve beni bugünlere hazırlayan anneme ve babama teşekkürü borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvi
SİMGELER DİZİNİ	xviii
BÖLÜM 1	
1. SOĞUTMANIN TARİHÇESİ	1
BÖLÜM 2	
2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİMİ	11
BÖLÜM 3	
3. SOĞUTMA ÇEVRİMİ VE SİSTEMİ BİLEŞENLERİ	15
3.1. Kompresör	15
3.2. Buharlaştırıcı	17
3.3. Kurutucu	20
3.4. Kılcal Boru – Genleşme Valfi	21
3.5. Yoğuşturucu	23
3.5.1. Hava Soğutmalı Yoğuşturucular	24
3.5.2. Doğal Hava Akışlı Yoğuşturucular	26
3.5.2.1. Statik Yoğuşturucular	26
3.5.2.2. Yüzey Tipi Yoğuşturucular	27
3.5.3. Zorlanmış Hava Akışlı Yoğuşturucular	28
3.5.4. Su Soğutmalı Yoğuşturucular	31
3.5.5. İç İçe Borulu Yoğuşturucular	32
3.5.6. Kangal Borulu Yoğuşturucular	32

İÇİNDEKİLER (Devam) **Sayfa**

3.5.7. Gövde Borulu Yoğuşturucular 34
3.5.8. Buharlaştırmalı Yoğuşturucular 34
3.6. Soğutucu Akışkanlar 35

BÖLÜM 4
4. BUZDOLABI BİLEŞENLERİ 37

BÖLÜM 5
5. SOĞUTUCU CİHAZ TİPLERİ 42
5.1.Buzdolabı Modelleri 43
5.1.1. Tezgâh Altı Soğutucular 43
5.1.2. Dondurucu Üstte, Soğutucu Altta Modeli 43
5.1.3. Soğutucu Üstte, Dondurucu Altta Modeli 44
5.1.4. Yan Yana Modeller 44
5.1.5. Çok Kapılı Modeller 44
5.1.6. Tek Kapılı Soğutucu 44
5.1.7. Ankastre Dış Metal Giydirmeli Soğutucu Modelleri 44
5.1.8. Tezgâh Altı Dondurucular 44
5.1.9. Tek Kapılı Dondurucu 45
5.1.10. Ankastre Dış Metal Giydirmeli Dondurucu Modelleri 45
5.1.11. Ankastre Dış Cephesiz Soğutucular 45
5.1.12. Ankastre Dış Cephesiz Dondurucular 45
5.1.13. Ankastre Dış Cephesiz Altta Derin Dondurucu Üstte Soğutucu Modeli 45
5.1.14. Ankastre Su – Buz Üniteli Dolaplar 46
5.1.15. Şarap Soğutucu Dolapları 46
5.2. Soğutma Teknolojisine Göre Buzdolabı Çeşitleri 48
5.2.1. Statik Buzdolapları 48
5.2.2. No Frost Buzdolapları 50
5.2.3. Statik – No frost hibrid buzdolapları 51

İÇİNDEKİLER (Devam) **Sayfa**

5.2.4. Statik, No Frost ve Hibrid Soğutma Teknolojilerinin Birbirleriyle Karşılaştırılması 52

BÖLÜM 6

6. TEZ ÇALIŞMASI İLE İLGİLİ ÖN BİLGİLER 54

6.1. Giriş 54

6.2. Çalışmada Ele Alınacak Yoğuşturucu Tipleri 57

6.3. Tezin Arge Niteliği ve Teknolojik Yönü 65

BÖLÜM 7

7. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 66

BÖLÜM 8

8. MATERYAL VE METOD 70

8.1. Kondanser Tasarımları

8.1.1. Mevcut Wot Kondanser 70

8.1.2. İçten Dışa Eliptik Sarımlı Wot Kondanser 72

8.1.3. İçten Dışa Dikdörtgen Sarımlı Wot Kondanser 76

8.2. Buzdolabı Test Sistemi 78

8.3. EW Client Test Sistemi Yazılımı 82

8.4. Kondanser Karşılaştırma Testi Düzeneği ve Prosedürü 84

8.5. Buharlaşma ve Yoğuşma Basınç ve Sıcaklıkları 87

8.6. Kondanser Boruları Etrafındaki Akış ve Isı Transferi 89

BÖLÜM 9

9. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME 92

9.1. Test Sonuçları (Buzdolabı Test Sistemi ile) 92

9.1.1. Coil Kondanser 92

9.1.2. Mevcut Wot Kondanser (~7m/~5m) 97

9.1.3. Eliptik Sarımlı Wot Kondanser (~10m/~7,5m) 99

İÇİNDEKİLER (Devam) **Sayfa**

9.1.4. Eliptik Sarımlı Wot Kondanser (~15m/~11m) 100
9.1.5. Dikdörtgen Sarımlı Wot Kondanser (~12m/~11m – 161 tel) 107
9.1.6. EW Client Test Yazılımından Çıkan Sonuçlar Hakkında Genel Değerlendirme 111
9.2. Test Sonuçları (Ayrık Sistem) 113
9.2.1. Ayrık Sistem Test Sonuçları Genel Görünüm 113
9.2.2. Ayrık Sistem'den Çıkan Test Sonuçları Hakkında Genel Değerlendirme 119
9.3. Akış ve Isı Transferi Simülasyon Sonuçları 122
KAYNAKLAR 128
ÖZGEÇMİŞ 132

SİMGELER DİZİNİ

Simge	**Açıklama**
Q_H	:Sistemden çıkan ısı
Q_L	:Sisteme giren ısı
T	:Sıcaklık
h	:Entropi
Win	:Giren iş
λ	:Isı iletim katsayısı
R600a	:İzobütan
R134a	:Tetrafloretan
ρ	:Yoğunluk
u	:Hız
μ	:Viskozite
μ_{eff}	:Effektif viskozite
p	:Basınç
μ_t	: Türbülans viskozitesi
S_M	:Kütle kuvvetlerinin toplamı
C_μ	:Viskozite sabiti
ε	: Türbülans disipasyon hızı
$C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$	:Türbülans disipasyon hızı sabitleri
σ_k	: Kinetik enerji Prandt sayısı
σ_ε	: Türbülans disipasyon hızı Prandt sayısı
σ_ρ	:Türbülans Schmidt sayısı
τ	:Gerilme tansörü
$\rho\overline{u_i u_j}$	:Reynolds gerilmeleri
S_E	:Isı kaynağı kuvveti
h_{tot}	:Toplam entalpi
AT	:Sistem tarafından ölçülen ortam sıcaklığı
FRD_TOP_OF_COM	:Soğutucu kompresör üstündeki sıcaklık
FRZ_TOP_OF_COM	:Dondurucu kompresör üstündeki sıcaklık
U	:Voltaj

P	:Güç
TR:	: Buzdolabı üzerindeki sensör tarafından ölçülen ortam sıcaklığı
FRZ_EV_IN	: Dondurucu buharlaştırıcı giriş sıcaklığı
FRZ_EV_OUT	: Dondurucu buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı
TKEF,TKF	: Bölme sıcaklığı
FRZ_TSR	: Kompresör giriş sıcaklığı
FRZ_PRESSION	: Kompresör çıkış sıcaklığı
FRZ_CON_IN	: Dondurucu kondanser giriş sıcaklığı
FRZ_CON_OUT	: Dondurucu kondanser çıkış sıcaklığı
TND_FRZ	: Dondurucu kompresör çıkış doyma sıcaklığı (basınç)
THD_FRZ	: Dondurucu kompresör giriş doyma sıcaklığı (basınç)
FRD_EV_IN	: Soğutucu buharlaştırıcı giriş sıcaklığı
FRD_EV_OUT	: Soğutucu buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı
FRD_TSR	: Kompresör giriş sıcaklığı
FRD_PRESSION	: Kompresör çıkış sıcaklığı
FRD_CON_IN	: Soğutucu kondanser giriş sıcaklığı
FRD_CON_OUT	: Soğutucu kondanser çıkış sıcaklığı
TND_FRD	: Soğutucu kompresör çıkış doyma sıcaklığı (basınç)
THD_FRD	: Soğutucu kompresör giriş doyma sıcaklığı (basınç)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 1.1. 19. yy -Ticari Kullanım İçin Yapılan Buz Hasadı 4
Şekil 1.2. John Gorrie'nin Washington "Statory Hall" Daki Heykeli 6
Şekil 1.3. İlk Amonyak Soğurmalı Buz Üretici Soğutma Makinesi 6
Şekil 1.4. 20. yy Başlarında Üretilen Buzdolapları 8
Şekil 1.5 Günümüzde Üretilen Buzdolapları 9
Şekil 1.6. Yiyecek ve İçecek Bazlı Soğutma Teknolojisine Paralel Buzdolabının Tarihsel Gelişimi 9
Şekil 2.1. Buzdolabı İdeal Soğutma Çevrimi 11
Şekil 2.2. Gerçek Soğutma Sistemi ve T-s Diyagramı 14
Şekil 3.1. Kompresörde Basıncın Yükseltilmesi (Şematik) 15
Şekil 3.2. Hermetik Kompresör (Şematik) 16
Şekil 3.3. Hermetik Kompresör 16
Şekil 3.4. Buharlaştırıcıda Hal Değişimi 18
Şekil 3.5. Levha Üzerinde Borulu Buharlaştırıcı 19
Şekil 3.6. Rollbond Buharlaştırıcı 19
Şekil 3.7. Telli Borulu Buharlaştırıcı 19
Şekil 3.8. Sarımlı Borulu Buharlaştırıcı 20
Şekil 3.9. Kanatçıklı Borulu Buharlaştırıcı 20
Şekil 3.10. Kurutucunun İç Görünümü 21
Şekil 3.11. Kurutucuların Fiziki Görünümleri 21
Şekil 3.12. Genleşme Valfi 22
Şekil 3.13. Kılcal Boru 23
Şekil 3.14. Yoğuşturucu İçerisinde Akışkanın Sıcaklık Ve Hal Değişimi 23
Şekil 3.15. Kıvrımlı Kanatçıklı Yoğuşturucular 25
Şekil 3.16. Tel Kanatçıklı Yoğuşturucular 25
Şekil 3.17. Doğal Hava Akışlı Yoğuşturucu 26
Şekil 3.18. Statik Yoğuşturucu 27
Şekil 3.19 Yüzey Tipi Yoğuşturucu 27

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.20. Kullanıldıkları Soğutma Cihazlarına Göre Yüzey Tipi Yoğuşturucu Tipleri 28
Şekil 3.21. Yüksek Soğutma Kapasiteli Yoğuşturucu 29
Şekil 3.22. Kompakt Kondanser 30
Şekil 3.23. Ankastre Buzdolaplarında Kullanılan Kompakt Kondanser Çeşitleri 31
Şekil 3.24. İç İçe Borulu Yoğuşturucunun Çalışma Prensibi 32
Şekil 3.25. İç İçe Borulu Yoğuşturucu 32
Şekil 3.26. Kangal Yoğuşturucu Çalışma Prensibi 33
Şekil 3.27. Kangal Borulu Yoğuşturucu 33
Şekil 3.28. Gövde Borulu Yoğuşturucu Çalışma Prensibi 34
Şekil 3.29. Gövde Borulu Yoğuşturucu 34
Şekil 3.30. Buharlaştırmalı Yoğuşturucu Çalışma Prensibi 35
Şekil 3.31. Buharlaştırmalı Yoğuşturucu 35
Şekil 5.1. Soğutucu Cihaz Tiplerinin Birbirlerine Göre Etkileşimleri 43
Şekil 5.2. Buzdolabı Tipleri 48
Şekil 5.3. Statik Soğutma Teknolojisi 49
Şekil 5.4. No Frost Soğutma Teknolojisi 51
Şekil 5.5. Statik – No Frost Hibrid Soğutma Teknolojisi 52
Şekil 6.1. Buzdolabı Asmalı ve Doğal Taşınım Soğutmalı Yoğuşturucu 55
Şekil 6.2. Ankastre Bir Buzdolabının Agregat Bölgesi 55
Şekil 6.3. Ankastre BM Buzdolabı 56
Şekil 6.4.A. Tek Soğutma Çevrimli Tek Bölmeli Wot Kondanser 57
Şekil 6.4.B. Muhafazası ile Beraber Wot Kondanser 57
Şekil 6.5.A. İki Ayrık Soğutma Çevrimli İki Bölmeli Wot Kondanser 58
Şekil 6.5.B. Muhafazası ile Beraber Wot Kondanser 58
Şekil 6.6. Kondanserin İçerisine Monte Edildiği Plastik Muhafaza 59
Şekil 6.7. İki Ayrık Soğutma Çevrimli İki Bölmeli Coil Kondanser ve Muhafazası 60
Şekil 6.8. Coil Kondanser Üretim Yöntemi 61

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.9. Kondanser Boruları Büküm Makinası 62
Şekil 6.10. Kondanser Tel Punta Makinası 63
Şekil 6.11.a İki Boyutlu Düzlem Üzerinde Bükme İşlemi Sonucu Oluşan Kondanser Formu 63
Şekil 6.11.b Rulo Halinde Kıvrılmış ve Son Halini Almış Wot Kondanser 63
Şekil 6.12. Coil Kondanser Formu 64
Şekil 8.1. Agregat Bölmesi 71
Şekil 8.2. Mevcut Wot Kondanser 72
Şekil 8.3. İçten Dışa Eliptik Sarımlı Wot Kondanser 72
Şekil 8.4. İçten Dışa Eliptik Sarımlı Wot Kondanser İçin Aparatlar 73
Şekil 8.5. Kondanser Borularının Kıvrıldığı Aparatlar 73
Şekil 8.6. İçten Dışa Eliptik Sarımlı Wot Kondanser Üretim Süreci 74
Şekil 8.7. İçten Dışa Eliptik Sarımlı Prorotip Kondanser 75
Şekil 8.8. 12380 X 11310 mm İçten Dışa Dikdörtgen Sarımlı Kondanser 77
Şekil 8.9. İçten Dışa Dikdörtgen Sarımlı Kondanserin Üç Boyutlu Formu 77
Şekil 8.10. İçten Dışa Dikdörtgen Sarımlı Wot Prorotip Kondanser 78
Şekil 8.11. Labarotuvar Ölçüm Sistemi Altyapısı 79
Şekil 8.12. Test Odaları 79
Şekil 8.13. Oda Çevre Koşulları Panosu 80
Şekil 8.14. Testi Yapılan BM36 EU Dolap 80
Şekil 8.15. Test Noktalarının Numaralandırılması 81
Şekil 8.16. Dondurucu Çevre Isıtıcısı Çıkış 81
Şekil 8.17. Dondurucu Kompresör Giriş 81
Şekil 8.18. Dondurucu Kompresör Çıkış 81
Şekil 8.19. Soğutucu Kompresör Çıkış 81
Şekil 8.20. Soğutucu Kompresör Giriş 81
Şekil 8.21. Soğutucu Kondanser Giriş 81

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil **Sayfa**

Şekil 8.22. Sıcaklık ve Basıncın Ölçüldüğü Probların Takıldığı Ölçüm İstasyonu 82
Şekil 8.23. EW Client Programı Sonuç Ekranı 82
Şekil 8.24. Deneysel Düzeneğin Şematik Görünümü 85
Şekil 8.25. Hava Kanalının Şematik Görünümü 86
Şekil 8.26. Performans Testine Tabi Tutulan Kondanserler 86
Şekil 8.27. Kompresör Giriş ve Çıkışındaki Basınçlar 88
Şekil 8.28. Kondanser Doyma Basınç ve Sıcaklıkları 88
Şekil 8.29. Soğutucu Doyma Basınç ve Sıcaklığı 89
Şekil 8.30. Dondurucu Doyma Basınç ve Sıcaklığı 89
Şekil 9.1. Sıcaklık, Güç ve Voltaj Değişimleri 93
Şekil 9.2. Parametre Değer Değişimlerinin EW Client Yazılımı ile Takibi 95
Şekil 9.3. Dondurucu İçin Kompresör Çıkışı Akışkan Doyma Sıcaklığı 96
Şekil 9.4. Soğutucu İçin Kompresör Çıkışı Akışkan Doyma Sıcaklığı 96
Şekil 9.5.A. Wot Kondanser (~7m/~5m) Soğutucu Bölmesi Test Değerleri 97
Şekil 9.5.B. Wot Kondanser (~7m/~5m) Soğutucu Bölmesi Doyma Sıcaklığı 97
Şekil 9.5.C. Wot Kondanser (~7m/~5m) Soğutucu Bölmesi İçin Devreye Alma ve Çevrim Boyunca Akışkanın Doyma Sıcaklığı 98
Şekil 9.6.A. Wot Kondanser (~7m/~5m) Dondurucu Bölmesi Test Değerleri 98
Şekil 9.6.B. Wot Kondanser (~7m/~5m) Dondurucu Bölmesi Doyma Sıcaklığı 98
Şekil 9.6.C. Wot Kondanser (~7m/~5m) Dondurucu Bölmesi İçin Devreye Alma ve Çevrim Boyunca Akışkanın Doyma Sıcaklığı 99
Şekil 9.7. Eliptik Sarımlı Wot Kondanser (~10m/~7.5m) 99
Şekil 9.8. Eliptik Sarımlı Wot Kondanser (~15m/~11m) 100
Şekil 9.9. Eliptik Sarımlı Wot Kondanser (~15m/~11m – 10 Tel) Test Sonuçları 101
Şekil 9.10. Kondanser Katmanları Arasındaki Düzensizlikler 102
Şekil 9.11. Agregat Bölgesinde Fan ve Kondanserlerin Birbirlerine Göre Konumları 102

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil **Sayfa**

Şekil 9.12.a. Mevcut Durumda Hava Akış Yönü 102
Şekil 9.12.b. Kondanser Eksenine Dik Hava Akışı 102
Şekil 9.13. Kondanser Çıkışında Hız Ölçümleri 103
Şekil 9.14. Hava Hızı Ölçüm Konumları 103
Şekil 9.15. Eliptik Sarımlı Wot Kondanser (~15m/~11m – 180 Tel) Test Sonuçları 104
Şekil 9.16. Eliptik Wot Kondanserin Plastik Muhafazası İçerisindeki Durumu 105
Şekil 9.17. Coil Kondanserin Plastik Muhafazası İçerisindeki Durumu 105
Şekil 9.18. Hava Akışındaki Düzensizlikleri Azaltmak Amacıyla Hazırlanmış EPS Köpük 105
Şekil 9.19. EPS Köpük İle Boşlukların Kapatılması 106
Şekil 9.20. EPS'li Test Sonuçları (Devreye Alma) 106
Şekil 9.21. EPS'li Test Sonuçları (Çevrim) 107
Şekil 9.22. Kondanser Katmanları Arasında Homojen Olmayan Aralıklar 107
Şekil 9.23. Katmanlar Arasındaki Boşluklardaki Düzensizliklerin Giderilmesi 108
Şekil 9.24. Agregat Bölgesindeki Sızdırmazlık Elemanları 108
Şekil 9.25. Hava Geçiş Yerleri Optimize Edilmiş Kondanser İçin Test Sonuçları 109
Şekil 9.26. Soğutucu İçin Kompresör Çıkışı Akışkan Doyma Sıcaklığı 110
Şekil 9.27. Dondurucu İçin Kompresör Çıkışı Akışkan Doyma Sıcaklığı 111
Şekil 9.28. Teste Alınan Kondanserlerin Soğutma Kapasiteleri 121
Şekil 9.29. Coil Kondanserin Soğutucu Kısmı (1) İçin Simülasyon Sonuçları 123
Şekil 9.30. Coil Kondanserin Dondurucu Kısmı (7) İçin Simülasyon Sonuçları 123
Şekil 9.31. 34 Telli Ayrık Wot Kondanserin Soğutucu Kısmı (2) İçin Simülasyon Sonuçları 124
Şekil 9.32. 34 Telli Ayrık Wot Kondanserin Dondurucu Kısmı (8) İçin Simülasyon Sonuçları 124

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil **Sayfa**

Şekil 9.33. 108 Telli Ayrık Wot Kondanserin Soğutucu Kısmı (3) İçin Simülasyon Sonuçları 124
Şekil 9.34. 108 Telli Ayrık Wot Kondanserin Dondurucu Kısmı (9) İçin Simülasyon Sonuçları 125
Şekil 9.35. 161 Telli Ayrık Wot Kondanserin Soğutucu Kısmı (4) İçin Simülasyon Sonuçları 125
Şekil 9.36. 161 Telli Ayrık Wot Kondanserin Dondurucu Kısmı (10) İçin Simülasyon Sonuçları 125
Şekil 9.37. 48 Telli Birleşik Wot Kondanserin Soğutucu Kısmı (5) İçin Simülasyon Sonuçları 126
Şekil 9.38. 48 Telli Birleşik Wot Kondanserin Dondurucu Kısmı (11) İçin Simülasyon Sonuçları 126
Şekil 9.39. 90 Telli Birleşik Wot Kondanserin Soğutucu Kısmı (6) İçin Simülasyon Sonuçları 126
Şekil 9.40. 90 Telli Birleşik Wot Kondanserin Dondurucu Kısmı (12) İçin Simülasyon Sonuçları 127

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 1.1. Buzdolabı Bölmelerinin Yıllara Göre Kullanım Evreleri 10
Çizelge 3.1. Motor Hızına Göre Kompresör Özellikleri 17
Çizelge 3.2. Buharlaştırıcı Çeşitleri ve Kullanıldıkları Yerler 18
Çizelge 3.3. Yoğuşturucu Üzerinde Hal Değişimi ve Yoğuşturucu Alanı Üzerindeki Dağılım 24
Çizelge 3.4. Yoğuşturucu Tipleri 24
Çizelge 3.5. Soğutma Sistemlerinde En Çok Kullanılan Soğutucu Akışkan Çeşitleri ve Özellikleri 36
Çizelge 4.1. Buzdolabı Bileşenleri 37
Çizelge 5.1. Soğutucu Cihaz Tipleri ve Dağılımları 42
Çizelge 5.2. Buzdolabı Tipleri 46
Çizelge 5.3. Statik, No Frost ve Hibrid Soğutma Teknolojilerinin Karşılaştırılması 52
Çizelge 6.1. Aynı Hacim İçerisinde Sığdırılabilen Wot ve Coil Kondanserin Uzunluk Olarak Karşılaştırılması 61
Çizelge 6.2. Coil – Wot Kondanserin Karşılaştırması 64
Çizelge 8.1. Eliptik Sarımlı Kondanser İçin Aparatlar 73
Çizelge 8.2. Üretilen İçten Dışa Eliptik Sarımlı Wot Kondanserler 75
Çizelge 8.3. Üretilen İçten Dışa Dikdörtgen Sarımlı Wot Kondanserler 78
Çizelge 8.4. Test İçin Gerekli Süreler 83
Çizelge 8.5. Test Parametreleri 87
Çizelge 9.1. Sıcaklık ve Basınç Ölçüm Noktaları 94
Çizelge 9.2. Dondurucu ve Soğutucu İçin Kompresör Çıkışı Doyma Sıcaklığı 97
Çizelge 9.3. Wot (7m/5m) kondanser doyma sıcaklıkları 99
Çizelge 9.4. Hava Hızı Ölçüm Sonuçları 104
Çizelge 9.5. BM36 Buzdolabı Üzerinde Yapılan Kondanser Test Sonuçları 112
Çizelge 9.6. Performans Karşılaştırma Testine Tabi Tutulan Kondanserler 113
Çizelge 9.7. A Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları 113
Çizelge 9.8. A Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları 114
Çizelge 9.9. B Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları 114

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam)

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 9.10. B Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları 115
Çizelge 9.11. C Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları 115
Çizelge 9.12. C Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları 116
Çizelge 9.13. D Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları 116
Çizelge 9.14. D Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları 117
Çizelge 9.15. E Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları 117
Çizelge 9.16. E Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları 118
Çizelge 9.17. F Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları 118
Çizelge 9.18. F Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları 119
Çizelge 9.19. Ayrık Sistem Test Sonuçları 120

BÖLÜM 1

SOĞUTMANIN TARİHÇESİ

Gıdaların soğuk olarak saklanması ve buzun bu amaçla kullanılmasına ait ilk örnek Çin'de görülmektedir. M.Ö.1140 yılında yazılan Çin şarkı kitabı Schi-king'in içerisinde buz mahzeninin açılış seremonisinin ve içerideki buzun nasıl kullanılacağının anlatıldığı bir şiir bulunmaktadır (Neumann, 2007).

Faslı seyyah Nassiri Koosrau M.Ö.1040 yılında Kahire sultanına içecekler ve dondurma yapımı için her gün 14 deve tarafından taşınan kar yükünün Suriye dağlarından yüklenerek gönderildiğini belirtmektedir. Buzun o dönemde dağlardaki uygun bölgelerden belirli hacimler şeklinde kalıp olarak çıkartılıp develer tarafından taşınabilecek şekilde uygun olarak paketlendikten sonra Kahire'deki saray mutfağına gönderildiği bilinmektedir (Sudakov, 2010).

Arkeolojistlerin Avrupa'nın merkezinde yaptıkları kazılarda taş devrinde yaşayan buzul çağ adamlarının mağaraları avlarını soğuk olarak depolanmasında kullandıkları ortaya çıkmıştır. Bunun sebebi avın aynı gün içerisinde tüketilememesi dolayısıyla bozulmaması için soğuk ortamda tutulması gerekliliğidir. Bu tür mağaraların bugünkü buzdolapları ile karşılaştırılabilir bazı yönleri vardı. Buna örnek olarak hayvanları mağaranın içerisine sürüklendiği ve Fransa'da bulunan Grotte de la Glaciere mağarası gösterilebilir. Bu dönemde merkez Avrupa'daki soğutma ihtiyacının Akdeniz ülkelerine göre daha az olduğu görülmektedir. Bununla beraber her iki bölgede de doğa ve toprak kullanılmış, mağara, derin kuyular ve akarsular bu amaçla seçilmiştir (Neumann, 2007).

M.S. 4. Yüzyılda bilinen en eski Hint belgesi tuzu su içerisinde çözündürmenin suyu soğuttuğunu betimlemektedir. Tuz olarak potasyum nitrat kullanılmaktadır (KNO_3). 1600 yılı civarında kar tuz ile karıştırılarak oluşan endotermik reaksiyon sonucu daha

düşük sıcaklık elde edilmiştir. 19. Yüzyıl ortalarında eter ve katı karbonik asidin (H_2CO_3) karıştırılmasıyla sıcaklık -110 °C'ye kadar düşürülebilmiştir. Fakat bütün bu yapılan çalışmalar ile karışımlar ile elde edilebilecek 1 kalorilik soğutma maliyetinin soğutma makinelerinden elde edilecek aynı soğutma etkisinden kat be kat yüksek olduğu aşikârdır (Neumann, 2007).

Bütün örnekler kar veya buz ile soğutma maliyetinin pahalı planlama metotları ile bağlantılı olduğunu göstermektedir. Bu organizasyonu sağlamak için taşıma servisinin ve saklama koşullarının, bakım ve kontrollerin sağlanması, kilden yapılmış saklama kaplarının imalatı, doldurulması ve boşaltılması gibi çeşitli planlamalar ve dolayıyla da maliyetler gerekmektedir (Neumann, 2007).

Bir soğutma çevrimine dayalı olmayan yöntemler bazı durumlarda yeterli ve ekonomik olabilmektedir. Örneğin Alp dağları bölgelerinde ve yüksek karlı dağlık kesimlerde saklama odalarının dere boyunca katmanlı taşlar içerisinde süt ve peynir depolamak amacıyla kullanıldığı görülmektedir. Ayrıca daha güneydeki ülkelerde oturma odaları ve teras içerisinde konumlandırılan su kaynakları, havzalar ve ıslak mermer plakaların hava soğutması amacıyla kullanıldığı örnekler mevcuttur. Yiyecek içeren konteynerlerin derin kuyulara daldırılarak nehirlerden akan suların konteynerlerin duvarlarına çarpmasıyla kavanozların içerisindeki yemek ve içeceklerin soğutması sağlanmaktadır. Mısır'da gözenekli kil kapların kullanılmasıyla suyun dış yüzeyden yavaşça buharlaşması sağlanarak soğutma elde edilmektedir. İspanya'da bu kaplar Alcarazza olarak, Portekiz'de ise Bilha olarak adlandırılmaktadır. Bu tür kaplarda su ortam sıcaklığının 10°C altına soğuyabilmektedir (Neumann, 2007).

Kar ve buz kullanımı ile soğutma 18. yüzyıla kadar Avrupa'da Sicilya, Vatikan veya Portekiz'de olduğu gibi tekelleşmiş bir lüks iş modeli olmuştur. Fransa'da Louis De Beamont'un Fransız kralı 14. Luie'den buz ve kar satışı için lisans aldığı görülmektedir. Yiyeceklerin buz ile soğutulması bahsedilen dönemde statü sahibi birkaç insan dışında oldukça ihmal edilebilir bir işlemdir (Neumann, 2007).

Kar ve buz kullanımına dayalı soğutma teknikleri genel olarak belirli bölgeler ile sınırlı kalmıştır. Bu durum 19. Yüzyılın başlarında değişmeye başlamıştır. Frederick Tudor adında Amerikalı bir iş adamı Favorite adındaki buz yüklü gemisini Boston'dan Karayipler'deki Fransız adası Martinique'e göndermiş ve birçok başarısızlığa rağmen buz ticaretini başlatmıştır. Kendisinden önce diğer girişimciler buzu Bai Hindistan adalarına

getirebilmişlerdi. Tudor özellikle yapmaya çalıştığı gibi bu işte tekelleşmeyi ve sürekliliği sağladığında iyi para kazanabileceğini öngörmüştü. Tudor'un buz ticareti işini Avrupa'ya yaptığı bir seyahat sırasında Napoli'de öğrendiği söylemektedir. Daha önceden buz hasadı ve ticaretinin yapılmasına rağmen buz ticaretinin Frederick Tudor tarafından önemli ölçüde geliştirilmesi ve otomasyon şekline dönüştürülmesi ilginç bir durum olarak ortaya çıkmaktadır. Nathaniel J. Wyeth isimli mucit, Tudor'un şirketi bünyesinde çalışmış ve buz hasadının yapılabilmesi için 1825 yılından 20. Yüzyıla kadar kullanılan bir otomasyon metodu geliştirmişti. Wyeth'ın geliştirdiği metoda tek bir kütle söz konusu olmadığı durumlarda bütün kütleleri eşit ölçülerde çıkartmayı sağlamanın işçilik zamanını önemli ölçüde düşürdüğünü belirlemişti. Bu metotla tek kütle önemini kaybetmiş ve sonuç olarak üretimdeki otomasyon derecesi artmıştır. Bu metodu sağlayabilmek için buharlı makinelerden yararlanılmıştır (Neumann, 2007).

1800'lü yılların başlarında hızlanan buz ticaretinde en önemli hususlardan biri buz yüzeyinin temizlenmesi işlemi olmuştur. Bu temizlik buz hasadının yapılması sırasında başlamaktadır. Bir buz düzleştiricisi buz katmanını sadece buz çekirdeğinin toplanabilmesi amacıyla temizlemekte ve düzleştirmektedir. Bu aparat sayesinde doğal ürünün ticari olarak kullanılabilecek bir mala dönüştürülmesi başlar. Bu işlemin yapılmasının sebebi ise en fazla paranın sadece iyi derecede işlenilmiş malzemeye verilmesidir. Temizlenme işleminden sonra kesici bıçakların üzerinde olduğu bir buz pulluğu buz kütlesi üzeninde düz çizgi şeklinde kesik oluşturur. Bu işlem yapılırken pulluk genellikle iki at tarafından çekilmektedir. Atların buz kütlesi üzenindeki ileri gitme ve aynı yoldan geri gelme işlemiyle kesik buz kütlesinin merkezine doğru derinleşmektedir. Bu metotla aralarında eşit mesafe bulunan ve birbirlerine paralel dikdörtgen şeklinde buz kütlesi dilimlenmiş olur. Bu işlemin akabinde, bir testere yardımıyla bu ayrılmış buz kütlesi kare olacak şekilde ana buz kütlesinden ayrılır. Bu kütle kıyıdaki buz depolama binalarına yönlendirilir. Bu yöntemin kullanıldığı dönemden bir resim Şekil 1.1'de gösterilmiştir (Neumann, 2007).





Şekil 1.1 19. yy -Ticari Kullanım İçin Yapılan Buz Hasadı (Neumann, 2007)

Doğal buz üretimi ekonomik hırs ve kentsel endüstri olarak organize edildikçe buz kitlesel bir ürün olmuş ve birçok insan için birçok yerde kullanılabilmesi sonucunu doğurmuştur. 19. Yüzyıl boyunca akılcı olarak organize edilen doğal buz ticaretinde çok büyük ölçüde başarı sağlanmıştır. Ancak buzun kitle halinde kullanılmaya başlanması, kaçınılmaz olarak mekanik soğutma prensiplerinin de ortaya çıkmasını sağlamıştır (Neumann, 2007).

1860 civarında uygulanabilen ve buz üretimini her koşulda sağlayan makine teknolojisine kadar yiyecek kullanımında köklü bir değişiklik olmamıştır. Londra'da yaşayan Amerikalı bir mühendis olan John Perkins, 1834 yılında soğutucu akışkan olarak etil eterin kullanıldığı ve "soğuk buhar makinesi" olarak adlandırılan kompresörlü bir makine icat etmiştir. Perkins'in o dönemde, arkadaşı olan Oliver Evans tarafından yazılmış olan fikirlerden yararlanmış olma ihtimali yüksektir. Ayrıca kendisi maden mühendisi olan ve buharlı lokomotifin mucitlerinden Richard Trevithick ile de temasta olduğu bilinmektedir. Trevithick 1828 yılında taslak olarak bir yazısında yapay soğutma hakkındaki fikirlerinden bahsetmektedir. Ne Trevithick, ne de Evans bu fikirlerini ilerletmemişlerdir. Yazdıkları makine mühendisliği için yan notlar olarak kalmıştır (Neumann, 2007).

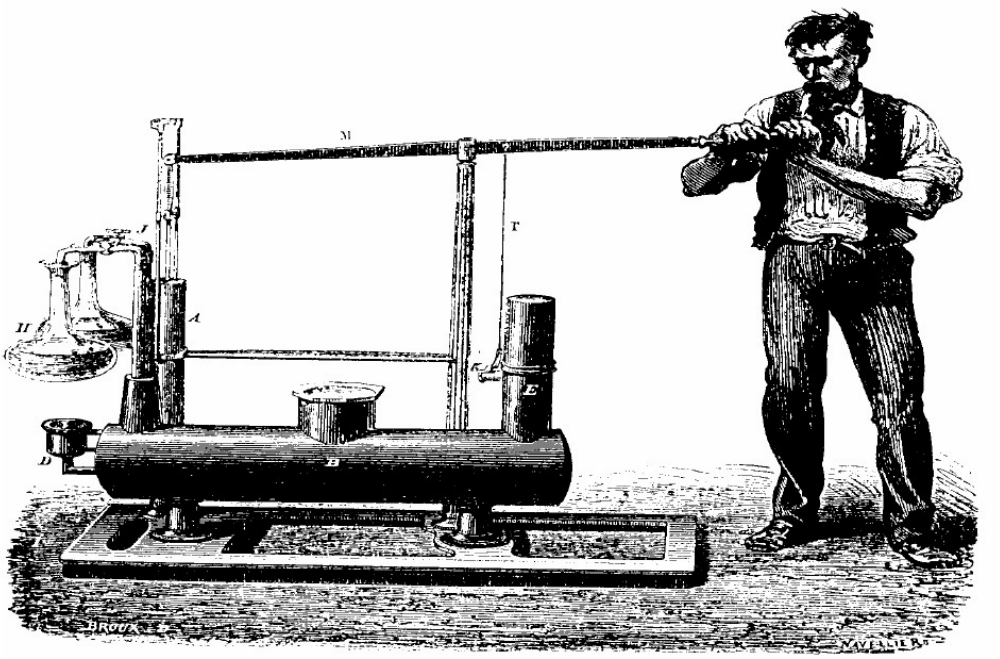
Soğutma makinalarının geliştirilmesi için ilk katkılar günümüzde başarı ile uygulanan buz endüstrisi veya alışveriş marketi ticaretinden ziyade teknik olarak mühendisler tarafından yukarıda bahsedilen çalışmalar ile beraber gelmiştir. Bundan dolayı Perkins tarafından yapılan bu icat yeterli talebi görmemiştir (Neumann, 2007).

1844 yılında John Gorrie adında Florida'daki bir hastanenin tıbbi doktoru ve yöneticisi, buzun istenilen herhangi bir anda yapay olarak üretilebildiği ve oda soğutması amacıyla kullanıldığı ilk ticari buz makinesini yapmıştır. Gorie makinasını tifo hastalıklarını azaltmak için kullanmak istemiştir. Bununla beraber bu yararlı icadı kendi vatandaşları tarafından dini eleştiriye uğrama kaygısından dolayı kendi ismi altında duyurma konusunda korkuları ve şüpheleri vardı. Bu yüzden icadını Florida'da bir şehir olan Apalachicola'da yayımlanan ticari ilanda Jenner takma adı altında yayımladı. Bu ilana karşı tepki olarak bir raporda Florida'da garip birisinin bir makinayla Tanrı gibi buz üretebilmesine inandığı belirtilmektedir. Gorrie 1851 yılında soğutma makinası hakkında Amerika'daki ilk patenti almıştır. Kendi vatandaşları arasındaki anlama eksikliği ve ekonomik başarısızlıklar Gorrie'nin planlarını alt üst etmiştir. Ancak bu şanssızlık 60 yıl sonra Florida eyaleti tarafından düzeltilmiştir. John Gorie'nin bir anıtı başkent Washington'da bütün eyaletlerin tarihinde önemli rol oynayan onur listesi içerisindeki kişilerin heykellerinin bulunduğu heykel salonu "statory hall" içerisinde yerini almıştır (Neumann, 2007).



Şekil 1.2 John Gorrie'nin Washington "Statory Hall" daki Heykeli ("John Gorrie," 2017)

Perkins ve Gorie'den birkaç yıl sonra Ferdinand Carrè adındaki Fransız mühendis ilk Amonyak soğurmalı makineyi yapmış ve 1859 yılında patentle koruma altına almıştır. Bu makine ile buz ve bira fabrikalarına büyük boy, ev kullanımı için ise küçük boy buz üretimi yapımına başlamıştır (Neumann, 2007)



Şekil 1.3 İlk Amonyak Soğurmalı Buz Üretici Soğutma Makinesi (Neumann, 2007)

Soğurmalı soğutma makinasını takip eden birkaç on yıl içerisinde pek çok soğutma makineleri icat edilmiş, geliştirilmiştir. Özellikle Frenz Windhausen gibi hava soğutmalı makinalar üzerinde çalışmış Alman mühendisleri ve Carl Linde gibi soğuk buhar makinalarının mükemmelleştirilmesinde çalışmış mühendisler bu faaliyetlerde önemli rol oynamışlardır. Linde, Amerikalı David Boyle ile eş zamanlı olarak eter bazlı çalışan makinalara göre daha üstünlük sağlayan amonyak sıkıştırmalı makinalar üzerinde çalışarak pratik ve teorik olarak büyük avantajlar sağlamışlar ve bu çalışmalardan yüksek kar elde etmişlerdir (Neumann, 2007).

Soğutma tekniğindeki tüm bu gelişmelere rağmen 20.yy'ın ilk çeyreğinin sonlarına kadar daha önce bilgi verilen buz ile soğutma halen yaygın olarak kullanılmaktaydı. ABD'de bu durumun değişmesi 1930 yılı civarına rastlamaktadır. 1921'de sadece 5000 adet elektrikli soğutma makinası satılmışken 1930 yılında ise satış adedi 850.000'e çıkmış ve böylece buz ile soğutma kapasitesi yakalanmıştır. Ancak 1944 yılında Amerika'daki evlerin %30'unda halen buz soğutmalı kabinlere rastlanmaktaydı. Almanya'da 1934 yılında yalnızca 30.000 adet buzdolabı satılmıştır. Buz ve elektrikli soğutma arasında yapılan bu dönemdeki karşılaştırmalar ilk yatırım maliyeti ve aylık işletme maliyetinin buzdolaplarının satışını sınırladığını göstermektedir. Bu dönemde elektrikli çalışan buzdolaplarının aynı ölçüdeki buz soğutmalı kabinlere oranla dört kat daha pahalı ve aylık işletme maliyetinin de %25 oranda daha yüksek olduğu görülmektedir. 1930'da dört milyon nüfuslu başkent Berlin'de o zamana kadar yapılan en yüksek buz ticareti olarak 80.000 adet buz kabini satılması soğutma sisteminin Almanya'da ne kadar az kullanıldığı ile ilgili bilgi vermektedir. 20.yy'ın ilk birkaç on yılı ev teknik soğutmasının geliştirildiği yıllardır. Alman ve Amerikan şirketlerinin küresel anlamda sektörde bulunması çok cüzi miktarlar için söz konusudur. 1920 ve 1930'lar alınan patent sayısının ve içeriğinin de gösterdiği üzere deney ve tecrübe yıllarıdır. Bu yıllarda bu çalışmada daha önce ifade edilenler de olmak üzere bütün soğutma sistemleri kullanılmaktaydı. 1950'ler boyunca soğurmalı soğutma sistemleri kompresörlü soğutma sistemleri ile aynı miktarlarda kullanılmaktaydı. Hatta soğurmalı soğutma sistemlerinin kompresörlü soğurma sistemlerinden çok daha fazla satıldığı bazı modeller de söz konusuydu. AEG firması kompresörlü soğutma sistemli modeller üzerinde çok daha fazla durmaktayken Siemens soğurmalı sistemler üzerinde başarı elde edeceğinden emindi. 1932'de Linde'ye göre kompresörlü makinalarının imalatı tamamıyla durdurulmalı ve

soğurmalı makinalar üzerine yoğunlaşılmalıydı. O dönemdeki bütün buzdolaplarının yüksek ses ile çalışması, ayrıca elektrik güç üretim fabrikalarının belediyelere ait olan gaz firmalarının üzerindeki baskılarıyla beraber artan pazar payları, 1920 ve 1930 yıllarında gelişen büyük ağ sistemleri ile beraber elektrikli çalışan cihazlar için bu firmalar tarafından yapılan sürekli yönlendirmeler o dönemlerin ayrı bir gerçeğiydi. Electrolux firması özellikle soğurmalı soğutma sistemi konusunda oldukça başarılıydı ve birkaç firma ile beraber bu sistemler için özellikle patent konusunda bu teknoloji için çok baskın durumdaydı. Dolayısıyla üretiminde patent konularındaki sıkıntılar dolayısıyla üretici firmalar alternatif bir soğutma sistemi üzerinde de yoğunlaşmak zorunda kalmışlardır. Bütün bu anlatılan gelişmeler sonucunda kompresörlü soğutma diğer soğutma sistemlere nazaran işlerlik kazanmış ve büyük miktarlarda üretimlerine geçilmiştir. Şekil 1.4'de o dönemlerde üretilen buzdolaplarına örnekler görülebilir. Şekil 1.5'de ise günümüzde üretilen modern buzdolapları için örnekler gösterilmiştir (Neumann, 2007).

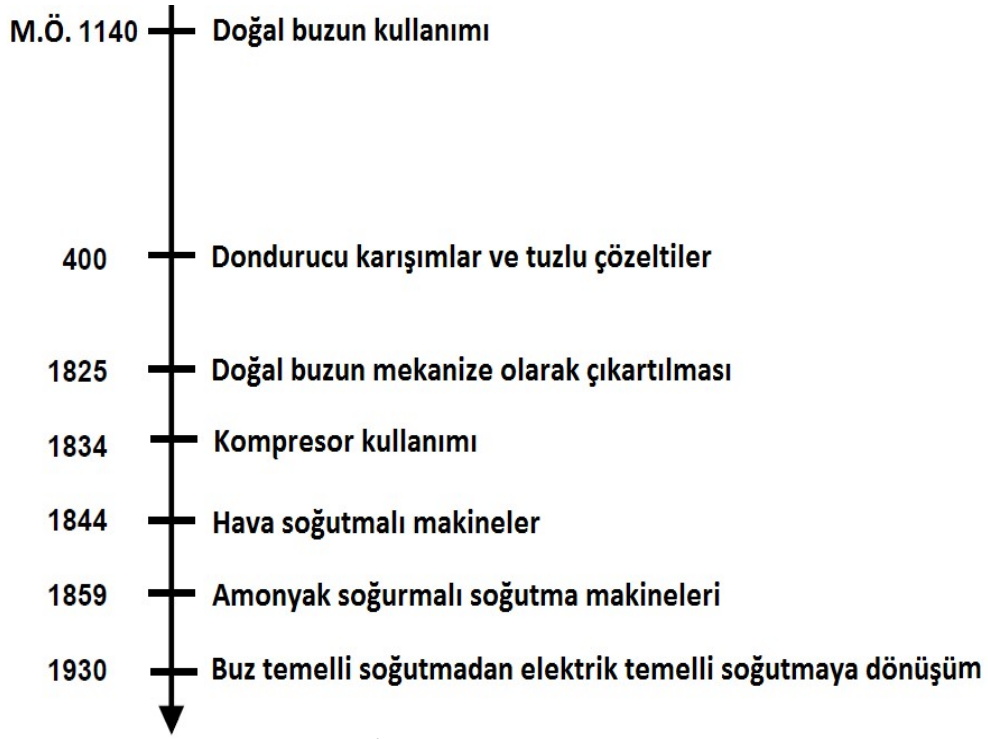


Şekil 1.4 20. yy Başlarında Üretilen Buzdolapları (Neumann, 2007)



Şekil 1.5 Günümüzde Üretilen Buzdolapları (Neumann, 2007)

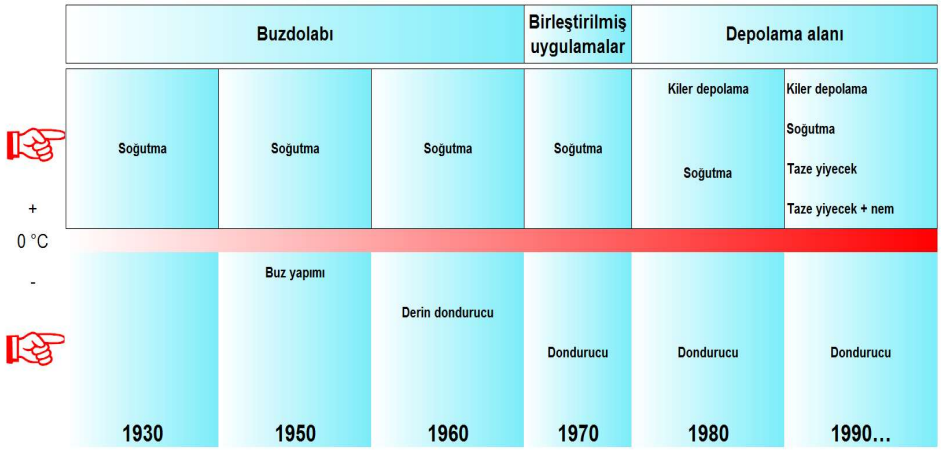
Şekil 1.6 'da yiyecek ve içecek bazlı soğutma teknolojisi ve buzdolabının tarihsel olarak geçirdiği aşamalar görülmektedir.



Şekil 1.6 Yiyecek ve İçecek Bazlı Soğutma Teknolojisi ve Buzdolabının Tarihsel Gelişimi (Neumann, 2007)

Buzdolaplarının bölmelerinin yıllara göre kullanım evreleri ise Çizelge 1.1'de görülebilir.

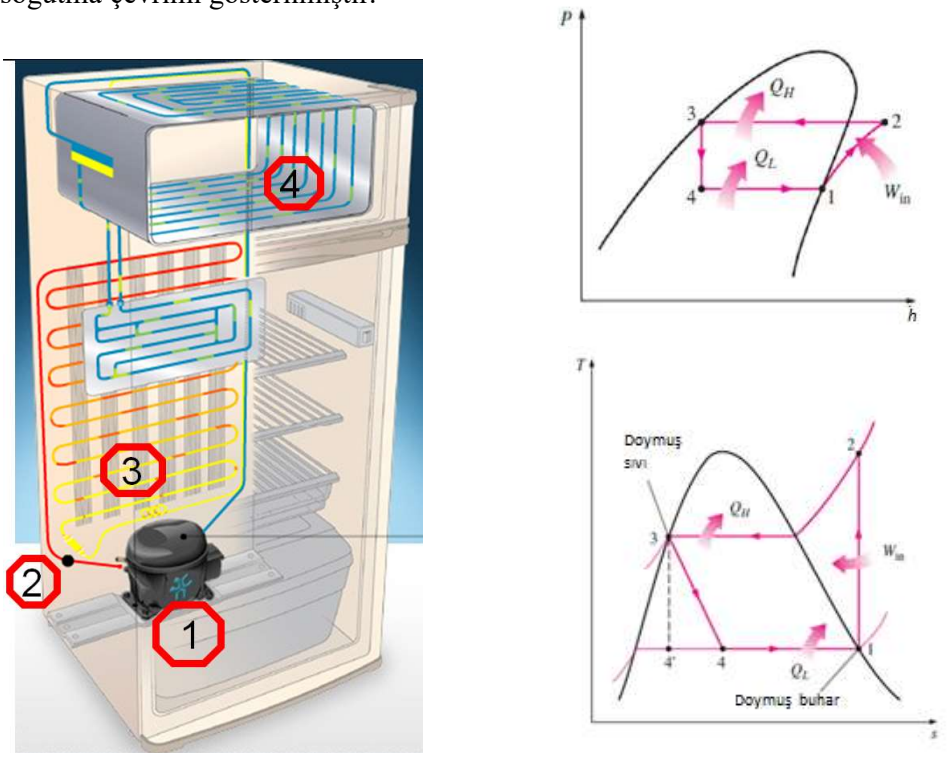
Çizelge 1.1 Buzdolabı Bölmelerinin Yıllara Göre Kullanım Evreleri (Neumann, 2007)



BÖLÜM 2

BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİMİ

Bu bölümde buzdolaplarında söz konusu olan termodinamik çevrim hakkında bilgi verilecektir. Isı geçişinin sıcak ortamdan soğuk ortama kendiliğinden geçişi deneysel olarak bilinen bir olgudur. Bu geçiş için ek olarak dışarıdan bir enerji gerekmemektedir. Ancak soğuk ortamdan sıcak ortama enerji geçişi için sisteme dışarıdan bir enerji girişinin olması gerekmektedir. Bu da soğutma makinaları vasıtasıyla olabilmektedir. Şekil 2.1.'de buzdolapları için söz konusu olan buhar sıkıştırmalı ideal soğutma çevrimi gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Buzdolabı İdeal Soğutma Çevrimi (Embracco, n.d.)

Soğutma çevriminde kullanılan akışkana soğutucu akışkan (refrigerant) denir ve Bölüm 3'de buzdolaplarında kullanılan akışkanlar ile ilgili bilgi verilmiştir. Soğutucu akışkanın soğutma makinesi sistemi içerisinde dolaştığı bileşenler sırasıyla kompresör, yoğuşturucu, kısılma valfi – kılcal boru, buharlaştırıcıdır.

Buhar olarak düşük basınçta kompresöre giren akışkan (1) kompresörü yoğuşturucu basıncında ve kızgın buhar olarak terk eder (2) ve yoğuşturucuya girer. Bu sırada kızgın buhar halinde olan akışkanın sıcaklığı çevreye olan ısı transferi sonucu sabit basınçta önce doyma sıcaklığına kadar düşer daha sonra da sabit sıcaklıkta gaz fazından sıvı fazına geçiş başlar. En son durumda akışkan yoğuşturucuyu doymuş sıvı olarak terk eder (3). Yoğuşturucudan kılcal boruya giren akışkanın kısılma etkisiyle hem basıncı hem de sıcaklığı düşer. Akışkan daha sonra buharlaştırıcıya girer. Akışkan aldığı ısıyla sabit basınçta buhar haline geçer (4) ve kompresör tarafından çekilir. Çevrim böylece tamamlanmış olur ve soğutma işlemi kapalı çevrimde bu şekilde devam eder.

Şekil 2.1'de ideal soğutma çevriminin basınç (p) – entalpi (h) ile sıcaklık (T) – entropi (s) diyagramları görülmektedir. Diyagramlarda yer alan terimler aşağıda açıklanmıştır:

W_{in}: Kompresör işi. Düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkanı yüksek basınç ve sıcaklığa getirebilmek için kompresörün yaptığı iştir.

Q_H: Yüksek basınç ve sıcaklıkta yoğuşturucu içerisindeki akışkanın çevreye verdiği ısıdır. Burada çevre buzdolapları için oda – mutfak havasıdır.

Q_L: Düşük basınç ve sıcaklıkta buharlaştırıcı içerisindeki akışkanın çevreden çektiği ısıdır. Burada çevre buzdolapları için buharlaştırıcının içerisinde bulunduğu bölmedir.

İdeal soğutma çevriminde yukarıda ifade edilen hal değişimleri şu şekilde özetle özetlenebilir.

1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma

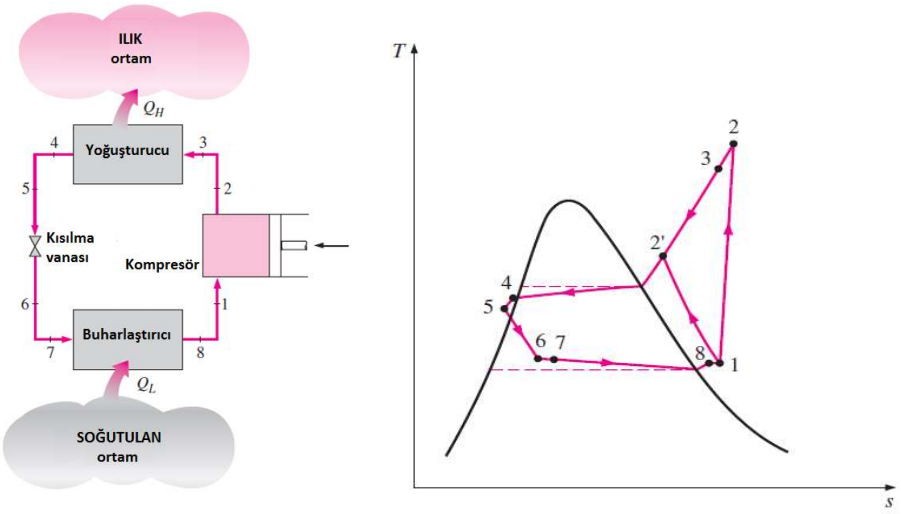
2-3 Yoğuşturucudan çevreye sabit basınçta ısı geçişi

3-4 Kılcalda genleşme ve basınç düşüşü

4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ısı geçişi

Yukarıda ideal soğutma çevriminden bahsedilmiştir. Gerçekte ise durum biraz farklıdır. Gerçek çevrimde tersinmezlikler soğutma çevrimini de etkilemektedir (Şekil 2.2). Tersinmezlikler basınç düşüşüne sebep olan akış sürtünmesi, akıştaki yerel

düzensizlikler ve çevreyle olan sonlu sıcaklık farkında ısı transferi sonucudur. İdeal çevrimde Şekil 2.1 ‘de 1 ile gösterilen halde akışkan doymuş buhar olarak buharlaştırıcıyı terk etmektedir. Gerçekte ise akışkanın halinin doymuş buhar eğrisi üzerinde olup olamayacağı kontrol edilemez. Kompresöre ulaşan akışkanın gaz halinde olması gereklidir. Bundan dolayı soğutma sistemi tasarımı yapılırken akışkanın buharlaştırıcıdan kızgın buhar bölgesinde çıkması sağlanır (Şekil 2.2 8). Ayrıca kompresör ile buharlaştırıcı arasındaki boru hattından dolayı basınç kayıpları ve çevre ile sistemde yer alan boruların temasının fazla olmasından dolayı akışkandan çevreye istenmeyen ısı transferinin olması da sistemi olumsuz etkileyen nedenlerdir. Bu sebeple entropi bir miktar artar (Şekil 2.2 8-1). Bütün bu nedenler soğutucu akışkanın özgül hacminin artmasına sebep olarak kompresör işinin artmasına neden olur (Boles & Çengel,1996). T-s diyagramından da görüleceği üzere ideal soğutma çevrimlerinde sıkıştırma işleminin izantropik olarak yani sabit entropide gerçekleştiği varsayılmaktadır. Ancak gerçekte sanki dengeli olmayan sıkıştırma işlemi sonucu oluşan tersinmezlik nedeniyle entropi artar. Ayrıca sıkıştırma işlemi sırasında soğutucu akışkan yoğuşturucuya girene kadar çevreden akışkana ısı geçişi ya da akışkandan çevreye ısı geçişi olabilir. Isı geçişi miktarı ve yönüne göre akışkanın sıkıştırma işlemi sırasında entropisi artar ya da azalır. Entropinin azalması durumunda 1-2 eğrisi yerine 1-2’ eğrisinin izleneceği görülebilir. Bu durumda kompresör üzerine daha az yük düşecek ve enerji kullanımı azalacaktır. Bu nedenle sıkıştırma işlemi sırasında entropinin azalması istenen bir değişimdir. Bu yüzden buzdolabı tasarımında olanaklar dahilinde kompresör soğutulur. İdeal gaz çevriminde yoğuşturucuya giren akışkan 2’-4 eğrisini izler. Ancak gerçek soğutma çevriminde kompresörden kısılma vanasına kadar sürtünme ve yerel kayıplardan dolayı basınç düşüşü söz konusu olur. Kılcal boruya giren akışkanın tamamen doymuş sıvı olması istenir. Tasarım yapılırken akışkanın yoğuşturucuyu aşırı soğutma işlemi ile sıkıştırılmış sıvı olarak terk etmesi sağlanır. Böylece akışkan Şekil 2.2 ‘de 2’-5 eğrisini takip eder. Aşırı soğutma, soğutma sistemi üzerinde buharlaştırıcıdan daha fazla ısı çekilmesi sonucu pozitif bir etki de sağlar. Kılcal ile buharlaştırıcı arasındaki mesafenin küçük olması bu bölgede az bir basınç düşümü ve entropi artışına sebep olur. Buharlaştırıcı içerisindeki sürtünme ve yerel kayıplar ve akışkana ısı geçişinden dolayı entropi geçişi hal değişiminin 7-8 eğrisini izlemesi ile sonuçlanır. Böylece çevrim tamamlanır.



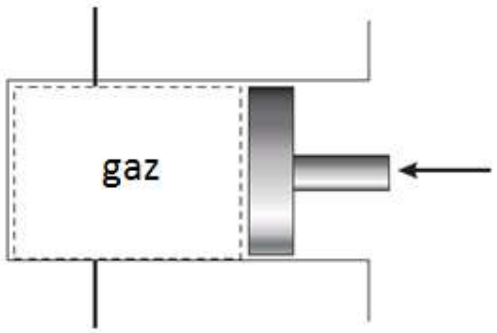
Şekil 2.2. Gerçek Soğutma Sistemi ve T-s Diyagramı (Boles & Çengel, 1996)

BÖLÜM 3

SOĞUTMA ÇEVRİMİ VE SİSTEMİ BİLEŞENLERİ

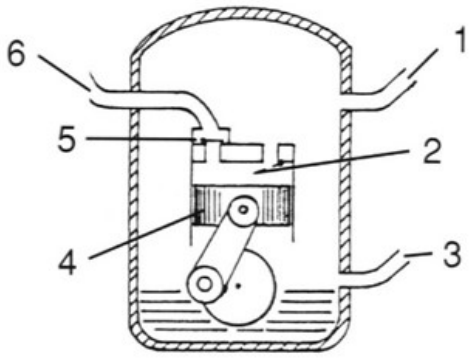
3.1. Kompresör

Bir soğutma çevrimindeki kompresörün amacı buharlaştırıcıdan gelen ve gaz halindeki düşük basınca sahip gazı yoğuşturucuya doğru basıncı yükselterek basmaktır. Bir kompresörün gazı basması şematik olarak Şekil 3.1'de görülebilir.



Şekil 3.1 Kompresörde Basıncın Yükseltilmesi (şematik)

Soğutma çevrimlerinde birçok kompresör tipi kullanılmakla beraber bu çalışmada elektrik motorlu kompresörler üzerinde durulacaktır. Buzdolaplarında hermetik tip kompresörler kullanılmaktadır. Bu tip kompresörlerde motor Şekil 3.2'de gösterildiği gibi direk olarak mile bağlıdır. Bütün montaj sıkıştırılmış, kaynak ile kapatılmış bir muhafaza içerisindedir. Bu kompresör tiplerinde içerideki parçalara servis ya da onarım amaçlı erişim sağlanamaz.



1 – Emiş borusu
2 - Emiş vanası
3 – Servis borusu
4- Piston
5 – Basınç vanası
6 – Basma borusu

Şekil 3.2 Hermetik Kompresör (şematik)

Hermetik tip kompresörler standart hızlı ve değişken hızlı olmak üzere iki çeşittir. Standart hızlı kompresörde pistonu hareket ettiren motorun dönme hızı sabitken değişken hızlı kompresörde pistonun hızı soğutma ihtiyacına göre değişken olmaktadır. Değişken hızlı kompresörlerde motor iç yapısındaki değişikliklere ek olarak motorun hızının kontrol edilebilmesi için hız kontrol ünitesi bulunur. Standart hızlı ve değişken hızlı kompresörler Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Ayrıca birbirlerine göre avantajları Çizelge 3.1'de görülmektedir. Görüldüğü üzere değişken hızlı kompresörün sabit hızlı kompresöre göre özellikle enerji sarfiyatında çok önemli üstünlükleri bulunmasına karşın hız kontrolü için gerekli sistemden dolayı önemli bir maliyet dezavantajı bulunmaktadır. Pratikte kompresör seçimi yapılırken enerji testlerine göre istenilen enerji sınıfında kalındığı sürece maliyet avantajından dolayı standart kompresörler seçilmektedir.



Şekil 3.3 Hermetik Kompresör

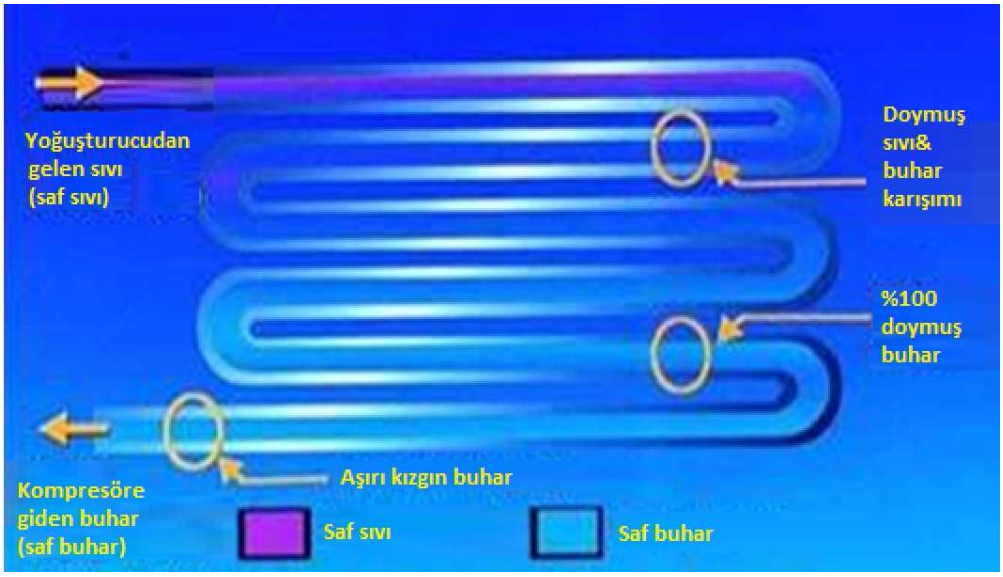
Çizelge 3.1 Motor Hızına Göre Kompresör Özellikleri

	Motor hızına göre kompresör çeşitleri	
	Sabit hızlı	**Değişken hızlı**
Soğutma kapasitesi ihtiyacı	Kompresör standart hızına bağlı	Kompresör değişken hızına bağlı
Motor hızı	Sabit	Soğutma ihtiyacına göre belirlenir
Soğutma ihtiyacına göre zorunlu yüksek kapasiteli seçim	Yüksek olasılık	Düşük olasılık
Düşük çevre sıcaklıklarında düşük enerji kullanımı	Mümkün değil	Mümkün
Yüksek çevre sıcaklıklarında verimli soğutma	Düşük	Yüksek
Enerji verimliliği	Düşük	Yüksek
Maliyet	Düşük	Yüksek
Ek kontrol ünitesi	Yok	Var
Elektrik bağlantı şekli	Basit	Karmaşık
Yazılım kontrolü	Basit	Karmaşık

3.2. Buharlaştırıcı

Bir soğutma çevriminde buharlaştırıcının amacı ısıyı bulunduğu ortamdan çekmesidir. Girişinde sıvı olan akışkan buharlaştırıcı boyunca gaz fazına geçer. Bu durumda buharlaşmak için ihtiyaç duyduğu ısı enerjisini bulunduğu ortamdan alarak ortamın soğumasını sağlar.

Buharlaştırıcı boyunca akışkanın basıncı yaklaşık olarak sabittir ve çevrimdeki en düşük seviyesine sahiptir. Bunun nedeni düşük basınçlardaki akışkanın buharlaşması için gerekli olan sıcaklığın da düşük olmasıdır. Kılcal borudan sıvı halde ve düşük basınçta gelen sıvı haldeki soğutucu akışkan buharlaştırıcı içerisine çekilir. Akışkan sıvı halden gaz haline geçer ve kompresör tarafından gaz olarak çekilir. Hal değişimi için gerekli olan ısı buharlaştırıcının bulunduğu ve dolap içerisindeki ortam içerisinden sağlanır. Söz konusu hal değişimi Şekil 3.4'de gösterilmiştir



Şekil 3.4 Buharlaştırıcıda Hal Değişimi

Soğutma çevrimlerinde birçok buharlaştırıcı tipi kullanılmakla beraber bu çalışmada günümüz teknolojisiyle üretilen ve kompresörle çalışan buzdolaplarında kullanılan buharlaştırıcılar üzerinde durulacaktır. Çizelge 3.2'de kompresörle çalışan buzdolaplarında kullanılan buharlaştırıcı tipleri verilmiştir. Şekil 3.5-3.9 da ise Çizelge 3.2'de yer alan buharlaştırıcı tiplerinin yapıları yer almaktadır.

Çizelge 3.2 Buharlaştırıcı Çeşitleri ve Kullanıldıkları Yerler

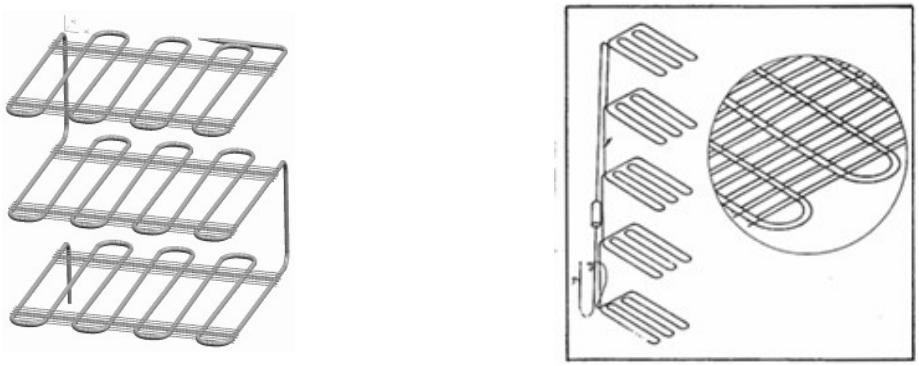
Buharlaştırıcı tipi	**Kullanıldığı dolap soğutması**	**Kullanıldığı bölme**
Levha üzerinde borulu	Statik	Soğutucu
Rollbond	Statik	Soğutucu
Telli borulu	Statik	Dondurucu
Sarımlı borulu	Statik	Dondurucu
Kanatçıklı borulu	No frost	Dondurucu



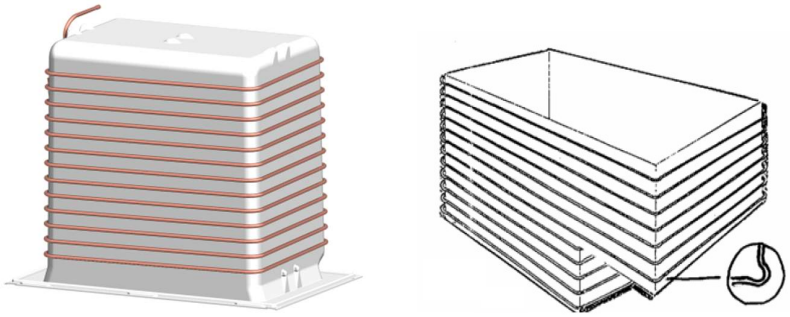
Şekil 3.5 - Levha Üzerinde Borulu Buharlaştırıcı



Şekil 3.6 - Rollbond Buharlaştırıcı



Şekil 3.7 - Telli Borulu Buharlaştırıcı



Şekil 3.8 - Sarımlı Borulu Buharlaştırıcı

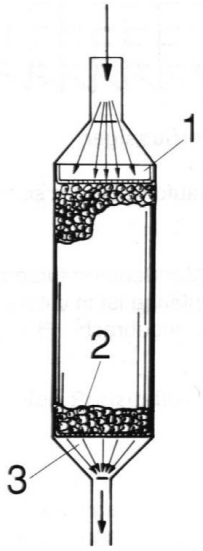


Şekil 3.9 - Kanatçıklı Borulu Buharlaştırıcı

3.3. Kurutucu

Soğutma sistemi elemanlarından biri de kurutucudur. Basınç ve ısı transferi ile ilgili temel bir görevi olmamasına rağmen soğutmanın verimli olarak yapılması için kullanılması gereken bir soğutma sistemi bileşenidir.

Kurutucu silindirik formda olan ve gözenekli bir yapıya sahip olan malzemenin bulunduğu bir elemandır. Filtre kurutucunun alt tarafına doğru yerleştirilmektedir.
Kurutucu içerisindeki filtrenin amacı soğutma sistemi bileşenlerine zarar verebilecek ve sistemde kalmış katı parçacıkları tutmaktır. Sıvı haldeki akışkan yoğuşturucuyu terk ettikten sonra kurutucunun içerisine girer. Kurutucu akışkanın soğutma çevrimi boyunca tutabileceği nemi soğurur. Ayrıca asitleri etkisiz hale getirerek soğutma sistemi boyunca komponentlere verebileceği zararı ve paslanmayı önler. Filtre, kaynaktan sonra sisteme karışabilecek küçük yabancı parçacıkları, çapakları, oksitleri yakalar. Şekil 3.10'de kurutucunun şematik şekli ile Şekil 3.11'de kurutucunun resmi yer almaktadır.



Şekil 3.10 Kurutucunun İç Görünümü

1 – Filtre

2 – Kurutucu malzeme (Na-Al-Silicate)

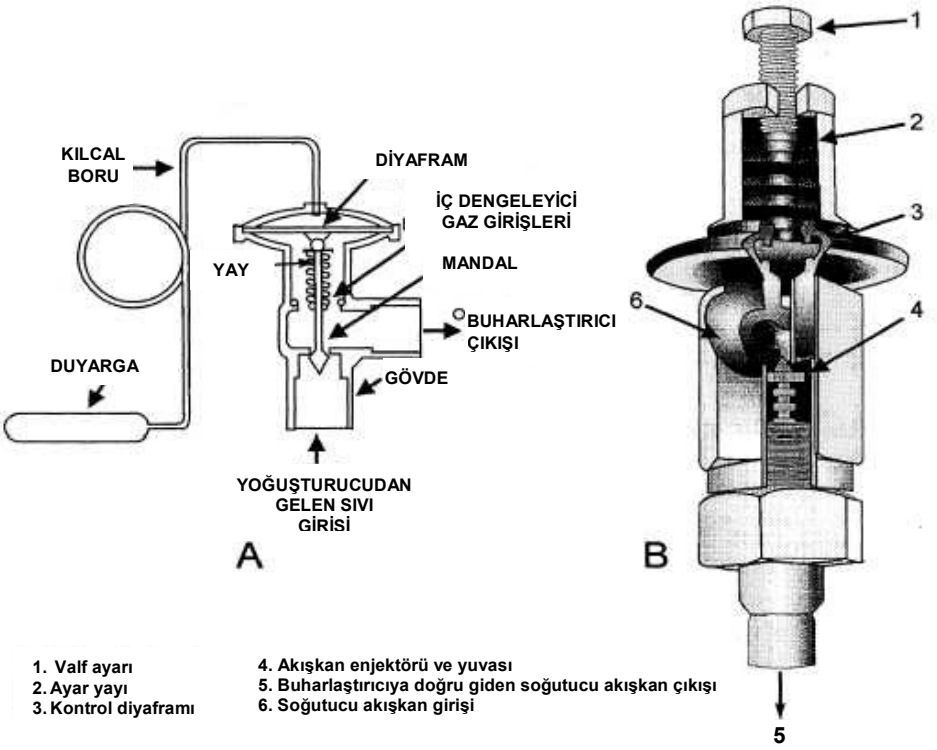
3 – Filtre



Şekil 3.11 Kurutucuların Fiziki Görünümleri

3.4. Kılcal Boru – Genleşme Valfi

Genleşme valfi soğutma sisteminin temel bileşenlerinden biridir. Görevi yoğuşturucu çıkışındaki yüksek basıncı buharlaştırıcıya girerken gerekli olan alçak basınca indirmektir. Temelde iki tiptedir. Şekil 3.12.a'da sabit ayarlı, Şekil 3.12.b'de değişken ayarlı olanı gösterilmiştir.



Şekil 3.12 Genleşme Valfi
("Thermostatic expansion valve – B – Automatic expansion valve," n.d.)

Sabit ve değişken ayarlı genleşme valflerinin alt grupları da aşağıda sıralanmıştır.

- Elle kontrol edilebilir genleşme valfleri – Değişken ayarlı
- Kılcal boru - sabit ayarlı
- Sürekli basınçlı veya otomatik genleşme valfi – sabit ayarlı
- Termostatik genleşme valfi – sabit ayarlı
- Yüksek taraf şamandıra tipli – sabit ayarlı
- Alçak tarafa şamandıra tipli – sabit ayarlı
- Elektronik – sabit ayarlı

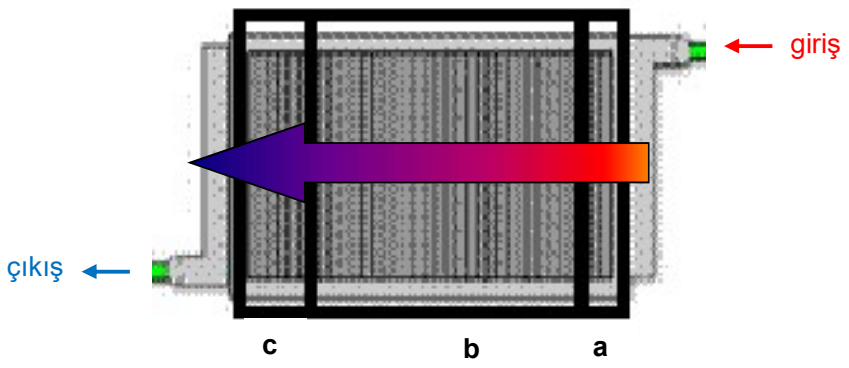
Buzdolaplarında günümüz teknolojisinde genleşme valfi olarak kılcal boru kullanılmaktadır. Basınç düşüşü kısılma işlemi nedeniyle söz konusu olur. Kılcal boru uzunluğu sistem gereksinimlerine göre belirlenmektedir. Genleşme valfi olarak kullanılan kılcal boru Şekil 3.13'de görülmektedir.



Şekil 3.13 Kılcal Boru

3.5. Yoğuşturucu

Bu tez çalışmasının konusu optimum bir yoğuşturucu tasarımı olduğundan bu bölümde yoğuşturucu tipleri üzerinde çok daha detaylı olarak durulacaktır. Soğutucu akışkanın buhar halinde girip çevreye ısı transferi sonucu sıvı halde çıktığı soğutma çevrimi bileşeni yoğuşturucudur. Akışkan yoğuşturucuya girdikten sonra doyma basıncına kadar sıcaklığı düşer. Doyma basıncına geldikten sonra sabit sıcaklıkta gaz halden sıvı hale gelir. Tamamen sıvı hale geldikten sonra aşırı soğutma sonucu sıkıştırılmış sıvı olarak yoğuşturucuyu terk eder. Yoğuşturucu içerisindeki bu bölgelerin yoğuşturucu toplam alanına bağlı olarak yaklaşık oranları Şekil 3.14 ve Çizelge 3.3'te gösterilmiştir.



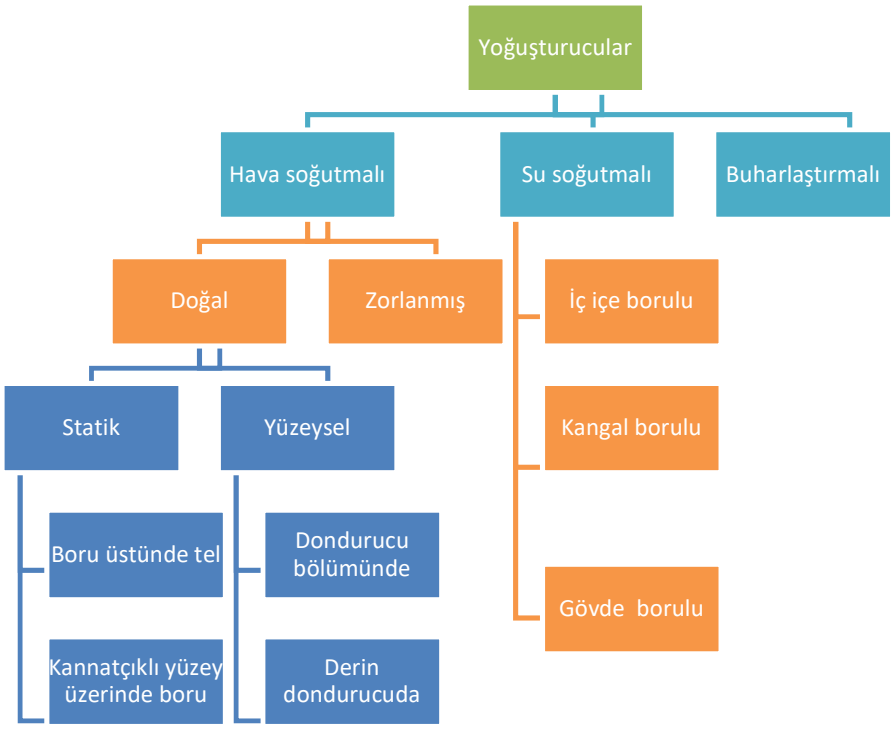
Şekil 3.14 Yoğuşturucu İçerisinde Akışkanın Sıcaklık ve Hal Değişimi

Çizelge 3.3.Yoğuşturucu Üzerinde Hal Değişimi ve Yoğuşturucu Alanı Üzerindeki Dağılım (Coskun, Horuz, Kaynaklı & Yamankaradeniz, 2013)

Bölge	Akışkanın durumu	Yoğuşturucu alanı (yaklaşık)*
a	Kızgın buhar	%5
b	Sıvı + buhar karışımı	%85
c	Sıkıştırılmış sıvı	%0-10

Yoğuşturucular üç ana başlık altında incelenebilir. Bunlar yoğuşturucunun içerisindeki akışkanı soğutan ortam olarak hava, su ve hava ve suyun birlikte kullanıldığı buharlaştırmalı tiplerdir. Üç yoğuşturucu tipinin de altında ayrı teknolojiler kullanılarak yapılan soğutmaya göre tüm tipler Çizelge 3.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.4 Yoğuşturucu Tipleri



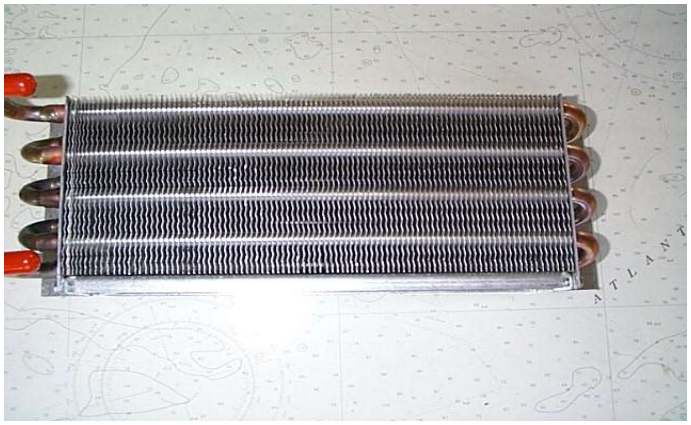
3.5.1. Hava Soğutmalı Yoğuşturucular

Buzdolaplarında hava soğutmalı yoğuşturucular kullanılmaktadır. Dolayısıyla özellikle bu bölümde verilecek örnekler buzdolaplarında kullanılan yoğuşturucu tiplerine ait olacaktır. Ancak uygulamada farklı kullanım alanlarında farklı tasarımlarda hava soğutmalı yoğuşturucular da görülebilir.

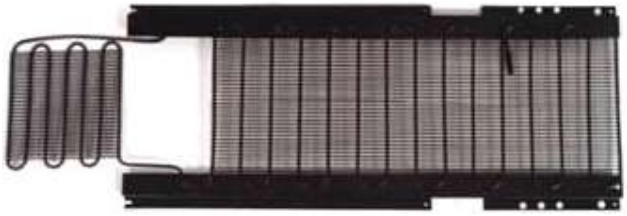
Hava soğutmalı yoğuşturucularda ısının transfer edildiği akışkan havadır. Isı transferinin arttırılabilmesi için boru yüzeyinin üzerine genellikle kıvrımlı kanatçık yerleştirilir (Şekil 3.15). Ayrıca buzdolaplarında kullanılan bu tip yoğuşturucularda yine ısı transferini arttırabilmek amacıyla tel kanatçıklar da yerleştirilebilmektedir (Şekil 3.16). Bu tel kanatçıkların diğer bir görevi de yoğuşturucu borularının sabit bir şekilde durmasını sağlamaktır. Paslanmaya elverişli bir ortamda malzeme açısından uygun bir boru – kanatçık kombinasyonu kullanılmalı veya yüzey üzerine kaplama yapılmalıdır.

Hava soğutmalı yoğuşturucular, üzerinden akan havanın akış türüne göre ikiye ayrılırlar:

- Doğal akışlı
- Zorlanmış akışlı



Şekil 3.15 Kıvrımlı Kanatçıklı Yoğuşturucular



Şekil 3.16 Tel Kanatçıklı Yoğuşturucular

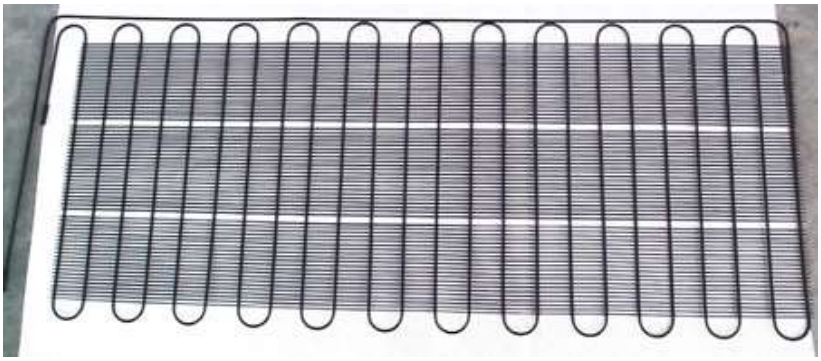
.

3.5.2. Doğal Hava Akışlı Yoğuşturucular

Bu yoğuşturucu tipinde yoğuşturucu içerisindeki akışkandan ortam havasına ısı transferi yoğuşturucu boruları ve tel kanatçıklar üzerinden doğal taşınımla gerçekleşir. Diğer yoğuşturucu tiplerine göre göreceli olarak daha büyük bir yoğuşturucu yüzeyine ihtiyaç duyarlar. Hava debisi düşük ve radyasyonla ısı transferi yüksek olmadığından dolayı toplam ısı transfer katsayısı düşüktür. Bu özelliğinden dolayı düşük soğutma kapasitesi gerektiren sistemlerde ve özellikle ev tipi buzdolaplarında veya dondurucularda kullanılırlar (Şekil 3.17).

Bu tip yoğuşturucular monte edildikleri yerlere göre ikiye ayrılmaktadırlar:

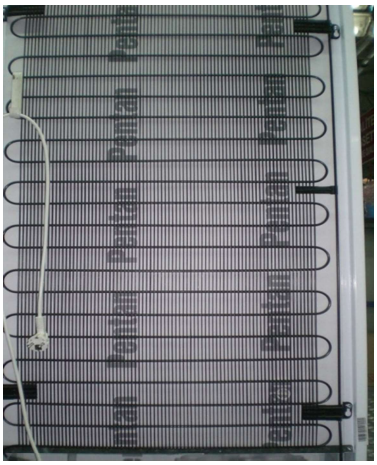
- Statik yoğuşturucular
- Yüzey tipi yoğuşturucular



Şekil 3.17 Doğal Hava Akışlı Yoğuşturucu

3.5.2.1. Statik Yoğuşturucular

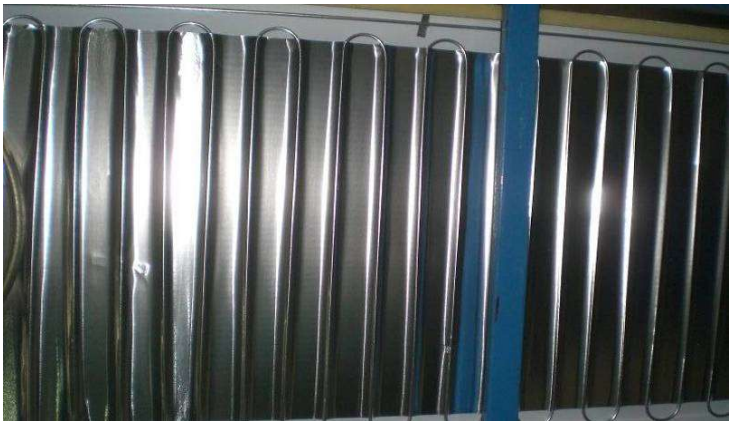
Statik yoğuşturucular buzdolabı ya da dondurucunun arka tarafına monte edilirler (Şekil 3.18). Borular üzerinde tel kanatçıklar dikey olarak kaynak edilirler (Şekil 3.18). Teller ısı transfer yüzeyinin arttırılması amacıyla kullanılır.



Şekil 3.18 Statik Yoğuşturucu

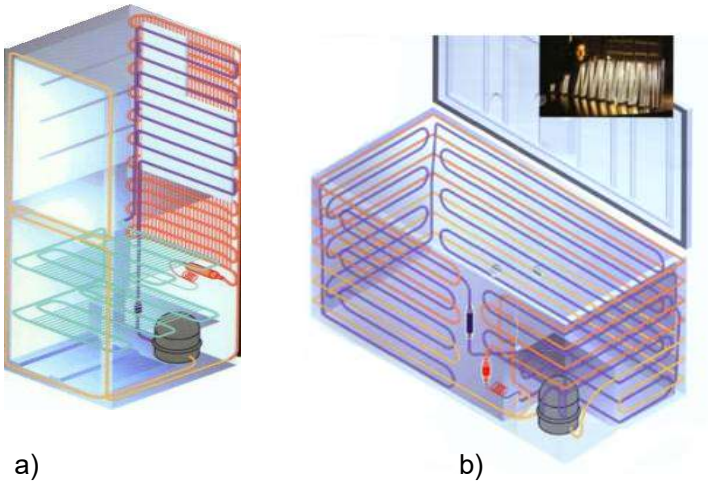
3.5.2.2. Yüzey Tipi Yoğuşturucular

Bu tip yoğuşturucuda ısı transferi için buzdolabı ya da dondurucu dış metal duvarları yoğuşturucu olarak kullanılır. Yoğuşturucu boruları metal sac üzerine monte haldedir. Borular ile metal sac arasındaki temasın yeterince iyi olması çok önemlidir. Sac metal, üzerlerinde yoğuşturucu borusu olduğu halde buzdolabı ya da dondurucu dış metal duvarları üzerine monte edilir. Yoğuşturucu monte edilmiş buzdolabının iç yüzeyinde ısı transferini engellemek için metal ile iç küvet malzemesi arasında poliüretan köpük kullanılır. Yüzey tipi yoğuşturucu Şekil 3.19'da görülmektedir.



Şekil 3.19 Yüzey Tipi Yoğuşturucu

Yüzey tipi yoğuşturucular kullanıldıkları soğutma cihazına göre ikiye ayrılırlar. Şekil 3.20 a'da buzdolaplarında, Şekil 3.20 b'de ise derin dondurucuda kullanılan yüzey tipi yoğuşturucular görülebilir.



a) b)

Şekil 3.20. Kullanıldıkları Soğutma Cihazlarına Göre Yüzey Tipi Yoğuşturucu Tipleri

3.5.3. Zorlanmış Hava Akışlı Yoğuşturucular

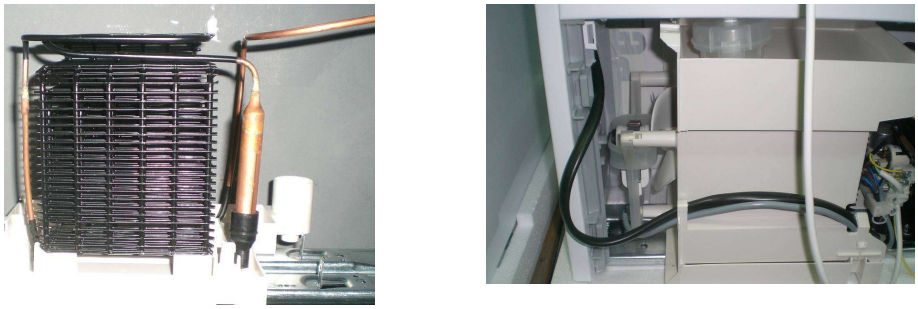
Yoğuşturucu üzerindeki havanın sirkülasyonu fan kullanılarak sağlanır. Aynı boyuttaki yoğuşturucular karşılaştırıldıklarında soğutma kapasitesi doğal hava akışlı yoğuşturuculara nazaran çok daha yüksektir. Dolayısıyla yüksek soğutma yükü kapasiteli cihazlarda genellikle bu tip yoğuşturucular kullanılmaktadır. Özellikle su soğutma ihtiyacının olduğu tesislerde veya yüksek hacimli hava şartlandırması yapılan tesislerde klima santrallerinde kullanımı sıklıkla görülebilir (Şekil 3.21). Serpantin şeklindeki yoğuşturucu boruları üzerinde ısı transfer yüzeyini ve kapasitesini arttırabilmek için levha şeklinde kanatçıklar bulunmaktadır.



Şekil 3.21 Yüksek Soğutma Kapasiteli Yoğuşturucu

Buzdolaplarında statik yoğuşturucular önceki bölümde anlatıldığı üzere cihazın arka tarafına monte edilmektedir. Özellikle cihazın girdiği yerdeki derinliği arttırmasından dolayı bazı modellerde istenmeyen bir özellik olarak ortaya çıkar. Statik yoğuşturucunun kapladığı hacmin kullanılmak istenmediği cihazlarda bu tip yoğuşturucular kullanılmaktadır. Cebri şekilde yoğuşturucunun üzerine gönderilen hava ısı transferini statik yoğuşturuculara göre önemli ölçüde arttırmaktadır. Bu da zorlanmış hava akışlı yoğuşturucuların çok daha küçük ve kompakt olarak tasarlanmasına olanak vermektedir. Böylece yoğuşturucular buzdolabının alt tarafında kompresörün de monte edildiği ve agregat olarak isimlendirilen kısımlara yerleştirilebilmektedir. Şekil 3.22'de agregat bölmesine yerleştirilen bu tip yoğuşturucu gösterilmiştir. Havanın yoğuşturucunun üzerine yüksek debilerde yönlendirilmesini sağlayan fan yoğuşturucunun ön tarafına yerleştirilmektedir. Şekil 3.22a'da yoğuşturucunun plastik muhafazası olmadan, Şekil 3.22b'de ise plastik muhafaza ve hemen önüne fan monte edildikten sonraki durumu görülebilir.

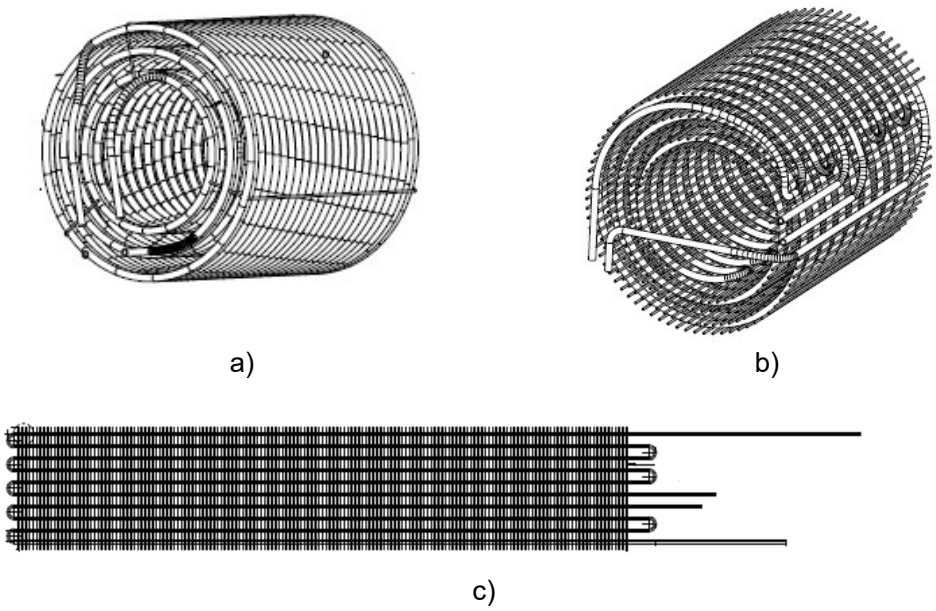
Düşük hacim avantaj olarak gösterilebilir. Ancak havanın yoğuşturucu üzerine doğru yönlendirilmesi için fan gerekliliği dezavantajlarındandır. Bunun sebepleri olarak da fanın getirdiği ilave maliyet, elektriksel ve mekanik olarak fanın daha fazla kalite problemleri yaratması ve fanın yarattığı ses gösterilebilir.



a) b)

Şekil 3.22 Kompakt Kondanser

Bu çalışmanın konusu ankastre buzdolaplarında kullanılan kompakt zorlanmış hava soğutmalı yoğuşturucunun optimizasyonudur. Ankastre buzdolaplarında çelik ve alüminyum borulu olmak üzere iki tip yoğuşturucu kullanılmaktadır. Çelik borulu yoğuşturucuların üzerinde Şekil 3.23a'da görüldüğü gibi tel kanatçıklar kullanılmaktadır. Tellerin malzemesi de çeliktir. Alüminyum boru üzerine çelik teller kaynak edilemediğinden dolayı alüminyum borulu yoğuşturucuların üzerinde tel bulunmamaktadır. Ancak alüminyumun ısı transfer katsayısı çelikten daha fazla olduğu için tez kapsamında üzerinde çalışılan ankastre buzdolaplarında telsiz alüminyum borulu yoğuşturucu kullanımında özellikle ısı transferi açısından iyi sonuçlar elde edildiğinden buzdolaplarında kullanılmışlardır. Alüminyum iletimle ısı transfer katsayısı 204 W/mK iken çelikte 43 W / mK'dir ("Thermal conductivity of common material and gases," n.d.). Hem alüminyum hem de çelik olmak üzere ayrı olarak tasarlanan yoğuşturucular için örnek Şekil 3.23.a ve Şekil 3.23.b'de gösterilmiştir. Şekil 3.23.a'daki yoğuşturucunun tasarımı borunun helezonik olarak ötelenerek döndürülmesi ile yapılmışken Şekil 3.23.b'deki yoğuşturucu ise boruların iki boyutta sıralı olarak bükülmesi sonucunda rulo şeklinde döndürülmesi ile elde edilmiştir. Şekil 3.23.c'de ise Şekil 3.23.b yoğuşturucusunun rulo haline getirilmeden önceki şekli gösterilmiştir. Özellikle çelik borulu yoğuşturucular kullanıldıkları buzdolaplarına ve tasarım kriterlerine göre dairesel ya da dikdörtgensel olarak tasarlanmaktadırlar.



Şekil 3.23 Ankastre Buzdolaplarında Kullanılan Kompakt Kondanser Çeşitleri

3.5.4. Su Soğutmalı Yoğuşturucular

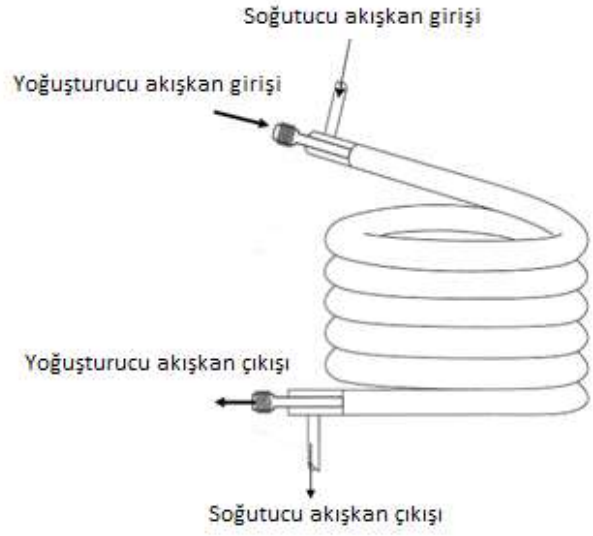
Hava soğutmalı yoğuşturuculardan farklı olarak kullanılan soğutucu akışkan sudur. Soğutma suyu gövde içerisindeki boru içerisinden akar ve gövde içerisinde bulunan soğutucu akışkan soğuk borular üzerinde yoğuşur. Isı transferi su debisi arttırılarak yükseltilebilir. Küçük ticari işletmelerde sıklıkla şebeke suyu kullanılmaktadır. Yüksek soğutma kapasitesi ihtiyacı olan büyük tesislerde ise soğutma kulesinin kurulması zorunludur. Pencere tipi hava şartlandırma ünitelerinde, su soğutucularında ve paket halinde hazırlanan klima santrallerinde kullanılmaktadırlar.

Su soğutmalı yoğuşturucular kullanıldıkları yerlere göre tasarım kriterlerine bağlı olarak üçe ayrılmaktadırlar:

- İç içe borulu
- Kangal borulu
- Gövde tipi

3.5.5. İç İçe Borulu Yoğuşturucular

Bu yoğuşturucular 40 kW ‘a kadar kapasite ihtiyacı olan sistemlerde kullanılırlar. Şekil 3.24’de görüleceği üzere iç içe iki borunun dış tarafında soğutucu akışkan bulunurken iç tarafında ise yoğuşturucu akışkan bulunmaktadır. İki akışkan birbirinden ayrıktır. Soğutucu akışkan içteki yoğuşturucu borusu üzerine yoğuşmaktadır.



Şekil 3.24 İç İçe Borulu Yoğuşturucunun Çalışma Prensibi (Vohra, 2015)

Şekil 3.25’de fiziki olarak iç içe borulu yoğuşturucu görülebilir.

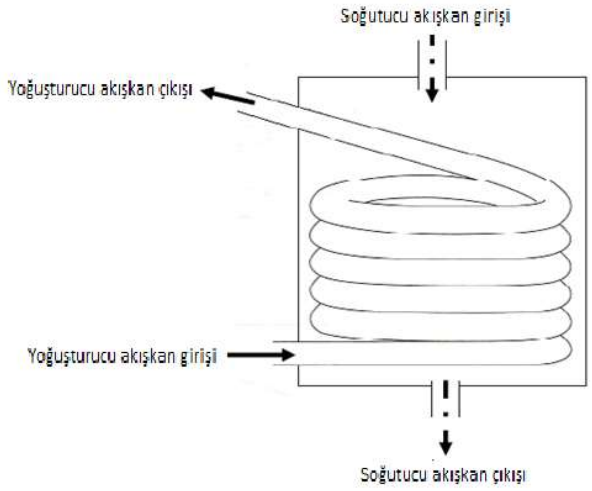


Şekil 3.25 İç İçe Borulu Yoğuşturucu (“Water cooled condensers,” n.d.)

3.5.6. Kangal Borulu Yoğuşturucular

Bu yoğuşturucular 180 kW ‘a kadar kapasite ihtiyacı olan sistemlerde kullanılırlar. Şekil 3.26’da görüleceği üzere gövde içerisinde soğutucu akışkan bulunurken iç taraftaki kangal boruda yoğuşturucu akışkan bulunmaktadır. İki akışkan

birbirinden ayrıktırlar. Soğutucu akışkan içteki yoğuşturucu borusu üzerine yoğuşmaktadır.



Şekil 3.26 Kangal Yoğuşturucu Çalışma Prensibi (Vohra, 2015)

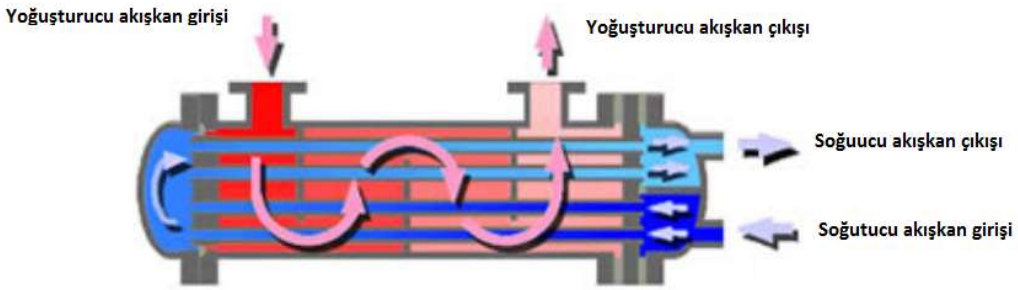
Şekil 3.27'de fiziki olarak kangal borulu yoğuşturucu görülebilir.



Şekil 3.27 Kangal Borulu Yoğuşturucu ("Water cooled condensers," n.d.)

3.5.7. Gövde Borulu Yoğuşturucular

Bu yoğuşturucular 7 kW'dan başlayarak çok yüksek kapasitelere ulaşabilen tiplerdir. Üretim kolaylığı ve geniş yoğuşturma aralığı dolayısıyla sistemlerde en yaygın olarak kullanılan yoğuşturucu türüdür. Şekil 3.28'de görüleceği üzere gövde içerisinde soğutucu akışkan bulunurken iç taraftaki sıralı borularda ise yoğuşturucu akışkan bulunmaktadır. İki akışkan birbirinden ayrıktırlar. Soğutucu akışkan içteki yoğuşturucu borusu üzerine yoğuşmaktadır.



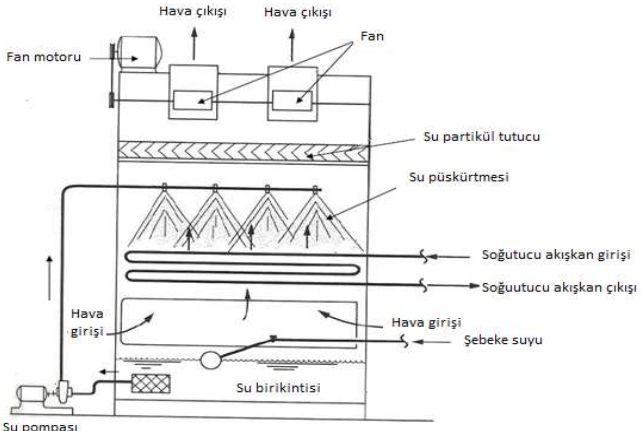
Şekil 3.28. Gövde Borulu Yoğuşturucu Çalışma Prensibi (Kamui, n.d.)

Şekil 3.29'da fiziki olarak kangal borulu yoğuşturucu görülebilir.


Şekil 3.29 Gövde Borulu Yoğuşturucu (PM Industries, n.d.)

3.5.8. Buharlaştırmalı Yoğuşturucular

Buharlaştırmalı yoğuşturucular orta ve yüksek kapasite gerektiren yoğuşturmalı sistemlerde tercih edilmektedirler. Şekil 3.30'da görülebileceği gibi soğutucu akışkan üzerinden ısıyı almak için su ve hava kullanılmaktadır. Soğutma kulesi ve su soğutmalı yoğuşturucuların özellikleri tek bir birimde birleştirilmiştir. Su, içerisinde soğutucu akışkanı taşıyan yoğuşturucu borular üzerine püskürtülür. Aynı zamanda hava fanlar vasıtasıyla yukarıya doğru çekilerek hem hava hem su ile borular içerisindeki akışkanın yoğuşturulması sağlanır. Buharlaştırmalı soğutmanın ısı transfer katsayısı çok yüksektir. Soğutma sistemi düşük yoğuşturma sıcaklıklarında çalıştırılabilir. Su soğutmalı yoğuşturuculara göre daha az maliyetlidirler.



Şekil 3.30 Buharlaştırmalı Yoğuşturucu Çalışma Prensibi

Şekil 3.31'de fiziki olarak buharlaştırmalı yoğuşturucu görülebilir.



Şekil 3.31 Buharlaştırmalı Yoğuşturucu (Direct Industry, n.d.)

3.6. Soğutucu Akışkanlar

Soğutma sisteminin termodinamik verimliliği temel olarak çalışma sıcaklıklarına bağlıdır. Sistemin büyüklüğü, ilk yatırım ve çalışma maliyeti, güvenlik, sistem kararlılığı ve servis edilebilirlik gibi pratik olarak önemli hususlar seçilen akışkan türüne önemli derecede bağlıdır.

Akışkan seçiminde dikkat edilmesi gereken birtakım hususlar mevcuttur. Seçilen akışkan alev almaz olmalıdır. Potansiyel sağlık sorunlarını ortadan kaldırmak için zehirli olmayan madde kullanılmalıdır. Isı atma kapasitesinin yüksek olması beklenir. Buhar halinde özgül hacminin, sıvı halde özgül ısısının düşük olması gerekmektedir. Bütün bunların yanında da yüksek ısı transfer katsayısına sahip olmalıdır. Termodinamik ve

termofiziksel özellikleri, çevre ve güvenlik beklentileri ile kullanılacağı ülkenin düzenlemeleri, ekonomikliği, yüksek enerji verimliliği, kimyasal kararlılığı maliyeti ve ulaşılabilirliği sistemin kararlı ve sorunsuz çalışması için üzerinde durulması gereken konulardır.

Soğutma sisteminde en fazla kullanılan soğutucular Çizelge 3.5'te listelenmiştir. Buzdolaplarında günümüz teknolojisinde yukarıda bahsedilen özelliklere uyularak yapılan tasarımlarda Avrupa standart düzenlemelerine (EN) bağlı olarak kullanılan soğutucu tipi izobütan (R600a), Amerika standart düzenlemelerine (UL, CSA) bağlı olarak kullanılan soğutucu tipi ise tetrafloretandır (R134a). Bu çalışmanın yapıldığı dolaplar R600a akışkanı içermektedir.

Çizelge 3.5. Soğutma Sistemlerinde En Çok Kullanılan Soğutucu Akışkan Çeşitleri ve Özellikleri (Bones, Çengel, 1996),

Madde	Kimyasal formülü	ASHRAE sınıflandırması	Mol kütlesi[kg/kmol]	Kaynama noktası[°C]	Kritik sıcaklık [°C]	Kritik basınç [bar]
Diklordiflormetan	CCl_2F_2	R12	120,93	-29,8	112	41,2
Propen	C_3H_6	R1270	42,081	-47,6	91,8	46
Propan	C_3H_8	R290	44,094	-42	96,7	42,5
Propadien	C_3H_4	R1250	40,065	-34,4	119,9	54,7
Siklo propan	C_3H_6	RC270	42,081	-32,8	124,7	54,9
Tetrafloretan	$C_2H_2F_4$	R134a	102,03	-26,4	101,1	40,6
Dimetileter	C_2H_6O	E170	46,069	-24,8	126,9	52,4
İzobütan	C_4H_{10}	R600a	58,124	-11,7	135,1	36,5
Büten	C_4H_8	-	56,108	-6,2	146,5	40,2
Bütan	C_4H_{10}	R600	58,124	-0,4	152,1	38

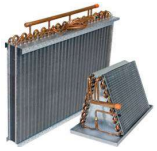
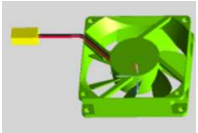
BÖLÜM 4

BUZDOLABI BİLEŞENLERİ

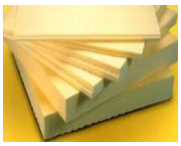
Önceki bölümde soğutma sistemlerinde yer alan bileşenler ile ilgili genel bilgiler verilmişti. Bu bölümde ise buzdolabında yer alan bileşenler ile ilgili genel bilgiler verilecektir. Çizelge 4.1'deki liste yapılırken özellikle günümüz teknolojisinde kullanılan bileşenler üzerinde durulmuştur. Liste buzdolaplarında kullanılan temel bileşenleri içermektedir. Son kullanıcıya hitap eden ve tez çalışma konusunun dışına çıkan özellikli bileşenler kapsam dışında bırakılmıştır.

Çizelge 4.1 Buzdolabı Bileşenleri

Bileşen	İşlev	Resim
Kompresör	Soğutucu akışkanın soğutma sistemi içerisinde hareketini sağlar. Akışkanı yoğuşturucuda gerekli basınca çıkartır. Yoğuşan sıvının kılcal ve buharlaştırıcı içerisine doğru hareketini sağlayarak soğutmanın gerçekleşmesini sağlayan temel soğutma bileşenidir.	
Yoğuşturucu	Akışkanın yüksek basınçta yoğuşturulmasını sağlar. Buharlaştırıcıda buzdolabı içerisinde alınan ısıyı yüksek basınçta ve kızgın buhar halinde bulunan akışkanı önce soğutarak sonra da yoğuşturarak buzdolabının bulunduğu ortama atılmasını sağlayan soğutma sistemi elemanıdır.	

Kurutucu	Kılcalın tıkanmaması için yoğuşturucudan sonra yerleştirilen ve akışkanın üzerinde olabilecek her türlü kimyasalı tutan, sistemin yabancı maddeler nedeniyle tıkanmamasını sağlayan ve nemi alan bileşendir.	
Kılcal	Düşük soğutma kapasitesine sahip olan soğutma sistemlerinde genleşme valfi yerine kullanılan ve çok ince çapa sahip olan borudur. Yoğuşturucudan yüksek basınçta sıvı halde çıkan akışkanın basıncını buharlaştırıcının ihtiyacı olan düşük basınca getirir.	
Buharlaştırıcı	Akışkanın düşük basınçta buharlaşmasını sağlayarak buzdolabı içerisinden ısı çekilmesini ve soğutmayı sağlayan soğutma sistemi elemanıdır	
Borular	Soğutucu akışkanın sistemde kapalı çevrim olarak dolaşmasını sağlar.	
Fan	Havanın buharlaştırıcı, dondurucu ve soğutucu bölmelerine yönlendirilmesini sağlayan ve bu bölgelerden tekrar buharlaştırıcı üzerine toplanmasını sağlayan elektriksel - mekaniksel cihazdır.	
Klape	Havanın buzdolabının farklı bölümlerine ihtiyaç olan soğutma kapasitesine göre elektronikten aldığı bilgilere göre yönlendirilmesini sağlar.	

Vanalar	Yeni geliştirilen teknolojiyle beraber akışkanın ihtiyaç olan bölmedeki buharlaştırıcıya yönlendirilmesini sağlayan manyetik valftir. Ayrıca kompresör durmadan önce kapanarak kompresörün önünde hazır basınç bulundurulmasını sağlayan ve böylece enerji kullanımını önemli ölçüde düşüren durdurma valfi bulunmaktadır. Son yıllarda geliştirilen teknolojiyle ve düşük enerji sınıfına sahip dolaplara ihtiyacın artmasıyla kullanımları gün geçtikçe artmaktadır.	
Havalandırma sistemi	Özellikle no-frost teknolojisinde buharlaştırıcının üzerine fan tarafından yönlendirilen havanın soğumasıyla buzdolabının soğutucu ve dondurucu bölümlerinde istenilen düşük sıcaklıktaki ortamı sağlayabilmek amacıyla hava taşıyan kanallardan oluşur. Soğuk havanın verildiği ve ısınan havanın geri alındığı menfezler ve buharlaştırıcı bölmesini bu menfezlere taşıyan kanallardan oluşur.	
İç tasarım	Kapak ve iç tarafta bulunan ve küvet olarak adlandırılan, yiyecek ve içeceklerin barındırıldığı bölmeler ile bu bölmelerin üzerinde bulunan her türlü raf ve saklama kabı gibi gıda kodeksine uygun plastik bazlı malzemeler.	

İzolasyon malzemesi	Soğutma cihazları düşük sıcaklığı uzun süreler istenilen değerde tutabilmek için ısıl olarak yalıtılırlar. Bu işlevi sağlayan kimyasal maddeler yalıtım elemanlarıdır. Günümüz teknolojisinde buzdolaplarının yalıtımı için poliüretan köpük kullanılmaktadır.	
Elektronik kontrol ünitesi	Buzdolabının elektriksel olarak istenilen şartlarda çalışmasını sağlayan, yazılımı bünyesinde bulunan elektroniksel aygıttır.	
Kullanıcı ara yüzü ekran	Sıcaklık ve istenilen fonksiyon değerlerinin kullanıcı tarafından ayarlanmasını sağlayan ekranlı kontrol tuşları üzerinde bulunan cihazdır.	
Kontrol algoritması - yazılım	Cihazın istenilen tüm işlevlerini yerine getirmesini sağlayan parametrelerin kodlandığı algoritmik kodlamaların bulunduğu ortamdır.	-
Isıtıcılar	Buzdolabının içerisinde karlanmayı ve yoğuşmayı önlemek için kullanılan elektriksel bileşenlerdir.	
Sensör	Bulunduğu bölmenin sıcaklığını üzerinde bulunan yarı iletken malzemenin direnç değişimine göre algılayan ve bunu elektroniğe ileten sistem bileşenidir. Genelde PTC ve NTC sensörler kullanılır. Sıcaklık arttıkça sensör üzerinde bulunan yarı iletken malzemenin PTC sensörlerde direnci artar, NTC sensörlerde direnci azalır.	

Kablo grubu	Elektronik ile tüm elektriksel cihazların haberleşmesini sağlayan ve cihazın elektriksel olarak çalışması görevini yürüten, kablo ağlarından ve konnektör elemanlarından oluşan yapıdır.	
Aydınlatma sistemi	Buzdolabının iç kısımdaki bölmelerinin kapak açıldıktan sonra aydınlanmasını sağlayan lambalardır. Günümüzde özellikle halojen tipi akkor flament içeren lamba kullanımı azalmakta yerlerine uzun ömürlü ve enerji sarfiyatı düşük led tipi lambalar kullanılmaktadır.	
Açma kapama anahtarı	Kapağın açık olup olmadığını algılayarak elektronikle haberleşmeyi sağlayan ya da cihazların elektriksel olarak çalışıp çalışmayacağının kullanıcı tarafından kontrol edilebileceği elektriksel cihazdır.	

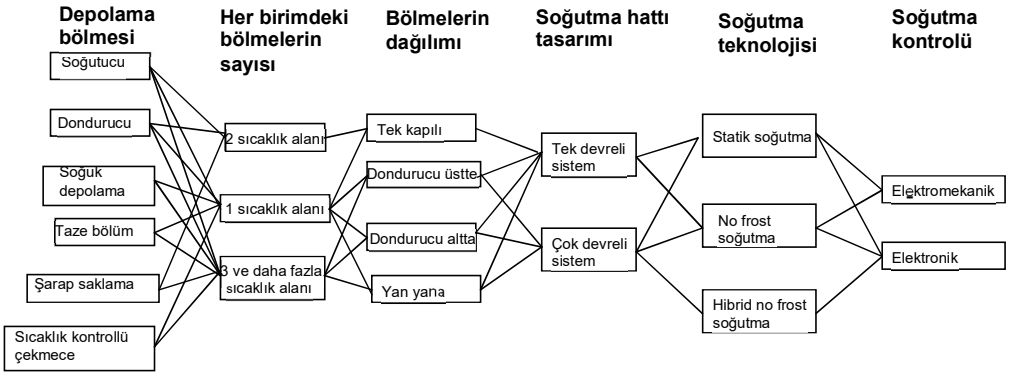
BÖLÜM 5

SOĞUTUCU CİHAZ TİPLERİ

Soğutucu cihazlar soğutma bölmelerine, her birimdeki bölme sayısına, bölmelerin dağılımına, soğutma hattı tasarımına, soğutma teknolojisine ve soğutma kontrolüne göre tiplere ayrılmaktadırlar. Bu tipler Çizelge 5.1'de gösterilmiştir. Şekil 5.1'de ise bu tiplere göre etkileşen soğutucu cihaz çeşitleri görülebilir.

Çizelge 5.1 Soğutucu Cihaz Tipleri ve Dağılımları

1.	**Depolama bölmelerine göre**
1.1.	Soğutucu bölmesi
1.2.	Dondurucu bölmesi
1.3.	Soğuk depolama
1.4.	Taze yiyecek – içecek depolama
1.5.	Şarap depolama
1.6.	Sıcaklık kontrollü çekmece
2.	**Her birimdeki bölme sayısına göre**
2.1.	1 sıcaklık alanı
2.2.	2 sıcaklık alanı
2.3.	3 ve daha fazla sıcaklık alanı
3.	**Bölmelerin dağılımına göre**
3.1.	Tek kapılı
3.2.	Dondurucu üstte, soğutucu altta
3.3.	Dondurucu altta, soğutucu üstte
3.4.	Yan yana
4.	**Soğutma hattı tasarımına göre**
4.1.	Tek dolaşımlı sistem
4.2.	Çoklu dolaşımlı sistem
5.	**Soğutma teknolojisine göre**
5.1.	Statik soğutma
5.2.	Tamamıyla no frost –buzlanma önleyici soğutma
5.3.	Hibrid no frost soğutma
6.	**Soğutma kontrolüne göre**
6.1.	Elektromekanik kontrol
6.2.	Elektronik kontrol



Şekil 5.1 Soğutucu Cihaz Tiplerinin Birbirlerine Göre Etkileşimleri

Çizelge 5.1'de gösterilen soğutucu cihaz tipleri temel alındığında soğutucu tasarımında göz önünde bulundurulan diğer unsurlar aşağıda listelenmiştir:

a. Fiziksel parametreler:

a.1. Yükseklik

a.2. Genişlik

a.3. Derinlik

b. İklimlendirme sınıfı

c. Enerji sınıfı

d. Satış bölgesi (depolama sıcaklıklarındaki farklı talepler)

5.1. Buzdolabı Modelleri

Bu bölümde piyasada hâlihazırda üretilen buzdolabı çeşitleri hakkında kısaca bilgi verilecektir. Buzdolabı tiplerinin ayrımı için Çizelge 5.2'de cihaz tipleri ve Çizelge sonrasında yer alan ilgili resim ile ilgili numaralandırma yer almaktadır. Şekil 5.2'de ise buzdolaplarının resimleri verilmiştir.

5.1.1. Tezgâh Altı Soğutucular

Özellikle otellerde kullanılan, depolama alanları ve dolayısıyla soğutma kapasitesi küçük olan cihazlardır. Statik soğutma teknolojisiyle üretilirler.

5.1.2. Dondurucu Üstte, Soğutucu Altta Modeli

Ev kullanımına yönelik dondurucu bölmesi üstte, soğutucu bölmesi altta olan modellerdir. Hem statik hem de no frost teknolojisiyle üretilirler.

5.1.3. Soğutucu Üstte, Dondurucu Altta Modeli

Ev kullanımına yönelik, soğutucu bölmesi üstte, dondurucu bölmesi altta olan modellerdir. Hem statik hem de no frost teknolojisiyle üretilirler.

5.1.4. Yan Yana Modeller

Ev kullanımına yönelik dondurucu ve soğutucu bölmesi yan yana olan modellerdir. Bu modellerin yanı sıra ileride değinilecek tek olarak üretilen ankastre soğutucu ve dondurucu bölmelerinin ayrı olarak yan yana getirilmesi ile de özel olarak elde edilebilirler.

5.1.5. Çok Kapılı Modeller

Ev kullanımına yönelik, dondurucu, soğutucu, taze raf bölmeleri ile su – buz soğutma ünitelerinin ayrı bölmelerde düzenlenebildiği çoklu işlevsel modellerdir. Genelde no frost teknolojisiyle üretilirler.

5.1.6. Tek Kapılı Soğutucu

Ev ve ticari kullanıma yönelik tek kapılı sadece soğutucu bölmesinden ibaret modellerdir. Genelde statik soğutma teknolojisi kullanılır. No frost teknolojisi uygulanan modeller de mevcuttur.

5.1.7. Ankastre Dış Metal Giydirmeli Soğutucu Modelleri

Ev kullanımına yönelik tek kapılı, soğutucu bölmesinden oluşan ve konulacağı mahalin ölçüleri cihazın dış ölçülerine göre belirlendiği, dış cephesinin imalatta direkt olarak metal olarak üretildiği modellerdir. Yan yana modellerde de anlatıldığı üzere soğutucu ve dondurucu taraflarının bir araya getirilmesi ile kombine şekilde kullanılabilirler. No frost, statik teknolojisiyle üretilmektedirler.

5.1.8. Tezgâh Altı Dondurucular

Tezgâh altı soğutucular gibi özellikle otellerde ve özel amaçlı olarak kullanılan, depolama alanları ve dolayısıyla soğutma kapasitesi düşük olan cihazlardır. Statik soğutma teknolojisiyle üretilirler.

5.1.9. Tek Kapılı Dondurucu

Ev ve ticari kullanıma yönelik tek kapılı sadece dondurucu bölmesinden ibaret modellerdir. Genelde statik soğutma teknolojisi kullanılır. No Frost teknolojisi uygulanan modeller de mevcuttur.

5.1.10. Ankastre Dış Metal Giydirmeli Dondurucu Modelleri

Ev kullanımına yönelik tek kapılı, soğutucu bölmesinden oluşan ve konulacağı mahalin ölçüleri cihazın dış ölçülerine göre belirlendiği, dış cephesinin imalatta direk olarak metal olarak üretildiği modellerdir. Yan yana modellerde de anlatıldığı üzere soğutucu ve dondurucu taraflarının bir araya getirilmesi ile kombine şekilde kullanılabilirler. No Frost, statik teknolojisiyle üretilmektedirler.

5.1.11. Ankastre Dış Cephesiz Soğutucular

Dış cephesiz soğutucuların metal yüzeyli soğutucularından farkı buzdolabının dış yüzeyinin kullanıcı tarafından cihazın bulunduğu mahalin mimarisine uygun şekilde kaplanabilmesidir. No Frost teknolojisiyle üretilmektedirler.

5.1.12. Ankastre Dış Cephesiz Dondurucular

Dış cephesiz dondurucuların metal yüzeyli dondurucular dan farkı buzdolabının dış yüzeyinin kullanıcı tarafından cihazın bulunduğu mahalin mimarisine uygun şekilde kaplanabilmesidir. No Frost teknolojisiyle üretilmektedirler.

5.1.13. Ankastre Dış Cephesiz Altta Derin Dondurucu Üstte Soğutucu Modeli

Bu modeller “bottom mount – alttan montajlı” modeller olarak adlandırılmaktadırlar. Bir dondurucu ve bir veya iki adet soğutucu kapısı olan modelleri mevcuttur. Çift kapılı soğutucu modelleri Fransız kapılı olarak tanımlanırlar. Bu çalışmanın konusu olan kangal tip kondanser bu tip dolaplarda kullanılmaktadır. Ankastre dolaplarda olduğu gibi dış yüzeyi kullanıcı tarafından cihazın bulunduğu mahalin mimarisine uygun şekilde kaplanır. No Frost teknolojisiyle üretilirler.

5.1.14. Ankastre Su – Buz Üniteli Dolaplar

Sadece soğuk su ve buz elde edilmesi amacıyla kullanılan ve özellikle ticari işletmelerde tercih edilen modellerdir. Buz üretimi otomatik olarak yapılmaktadır. Su beslemesi ve buz üretimi belirli bir otomasyon sistemi vasıtasıyla yapılır.

5.1.15. Şarap Soğutucu Dolapları

Özellikle ticari kullanıma yönelik, ev kullanımında da tercih edilebilen, şarapların istenilen nem ve sıcaklık şartlarında saklanmasını sağlayan soğutucu tipleridir. No frost teknolojisiyle üretilirler.

Çizelge 5.2 Buzdolabı Tipleri

	Buzdolabı ismi	Şekil 5.2	Soğutma Tekniği
1	Tezgâh altı soğutucular	A	Statik
2	Dondurucu üstte, soğutucu altta modeli	B	Statik, no frost
3	Soğutucu üstte, dondurucu altta modeli	C	Statik, no frost
4	Yan yana modeller	D	No frost
5	Çok kapılı modeller	E	No frost
6	Tek kapılı soğutucu	F	Statik, no frost
7	Ankastre dış metal giydirmeli soğutucu modelleri	G	No frost, statik
8	Tezgâh altı dondurucular	H	Statik
9	Tek kapılı dondurucu	I	Statik, no frost
10	Ankastre dış metal giydirmeli dondurucu modelleri	J	No frost, statik
11	Ankastre dış cephesiz soğutucular	K	No frost
12	Ankastre dış cephesiz dondurucular	L	No frost
13	Ankastre dış cephesiz altta derin dondurucu üstte soğutucu modeli	M	No frost

14	Ankastre su – buz üniteli dolaplar	N	No frost
15	Şarap soğutucu dolapları	O	Statik



A



B



C



D



E



F



G



H



Şekil 5.2 Buzdolabı Tipleri

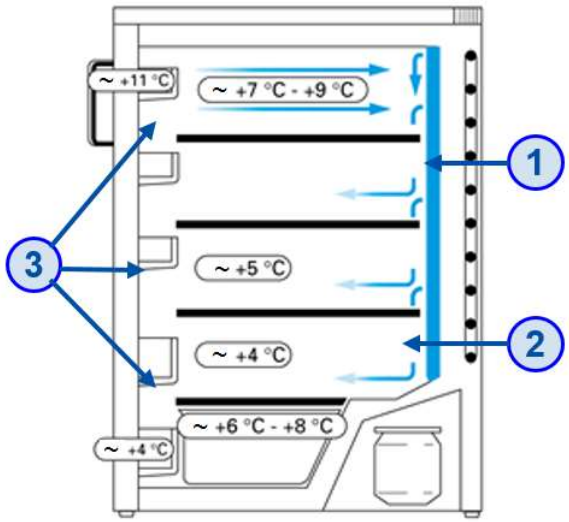
5.2. Soğutma Teknolojisine Göre Buzdolabı Çeşitleri

Günümüzde buzdolapları ağırlıklı olarak soğutma teknolojisine göre statik ve no frost (buzlanma etkisinin olmadığı) olarak üretilmektedirler. Her iki türde de soğutma olarak aynı çevrim kullanılmakla beraber cihaz içi soğutmanın mekanizmaları farklıdır. Özellikle temel bileşenlerden buharlaştırıcının değişik türlerde kullanılması ve buharlaştırıcıda buzun önlenmesi amacıyla değişik kontrol mekanizmaları geliştirilmesi bu iki soğutma teknolojisinin arasındaki farkın temelini oluşturmaktadır.

5.2.1. Statik Buzdolapları

Statik soğutma teknolojisi için Şekil 5.3'te sadece soğutucu bölmesinden oluşan bir buzdolabı gösterilmiştir. Dondurucu bölmesinde değişik tipte buharlaştırıcılar

kullanılarak aynı statik teknolojisini elde etmek mümkündür. Prensip aynı olduğundan Şekil 5.3'deki örnek üzerinden açıklama yapılmıştır.

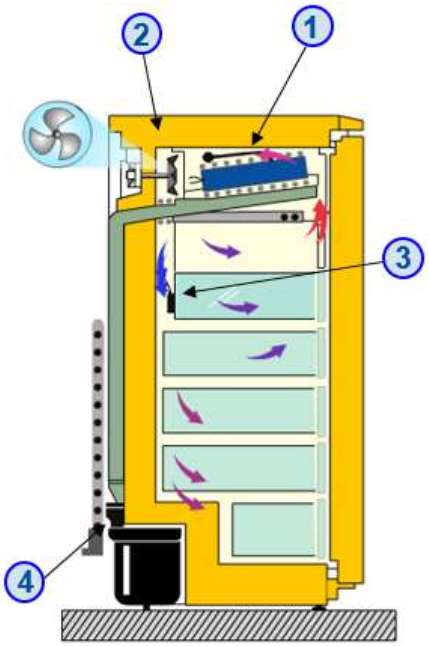


Şekil 5.3 Statik Soğutma Teknolojisi (*BSH soğutma tekniği iç sunum,* 2011)

Statik buzdolaplarında buharlaştırıcı soğutucu bölmesinde buzdolabının iç duvarına monte şekilde bölmenin üst tarafına daha yakın bir yere monte edilir (1). Dondurucu bölmesinde ise bölmenin iç tarafında ya da iç duvarın bölmenin dışında kalan yere yerleştirilmektedir. Daha düşük yoğunluktan dolayı sıcak hava yukarı doğru hareket ederek daha aşağı kesimlerde nispeten daha düşük sıcaklıkta havanın bulunmasını sağlar (2). Şekil 5.3'den de görüleceği üzere değişik bölmeler değişik sıcaklıkta olacak şekilde tasarlanabilmektedir. Soğutucu bölmesi cihazın boyutuna ve çevre sıcaklığına göre 7°C'ye kadar değişik sıcaklık bölmelerinde tasarlanabilmektedir (3). Bu bölmelerin belirlenmesinde içlerine konulacak yiyecek ve içecekler rol oynamaktadır. Statik buzdolaplarında havanın yönlendirilmesi tasarıma bağlı olarak doğal ya da bir fan yardımıyla cebri olarak yapılabilmektedir. Özellikle dondurucu bölmesinde bulunan buharlaştırıcılar zaman geçtikte bulundukları ortam şartlarına göre karlanma sorunuyla karşılaşabilirler. Bu tür cihazlarda karlanmayı otomatik olarak önleyebilecek mekanizma bulunmadığından kullanıcı gerektiğinde belirli zaman aralıkları ile karlanmayı kendisi manuel olarak önlemelidir. Yeni teknoloji ve geliştirmesi yapılan buzdolaplarında bu sorunla eskiye nazaran çok daha az karşılaşılmaktadır.

5.2.2. No Frost Buzdolapları

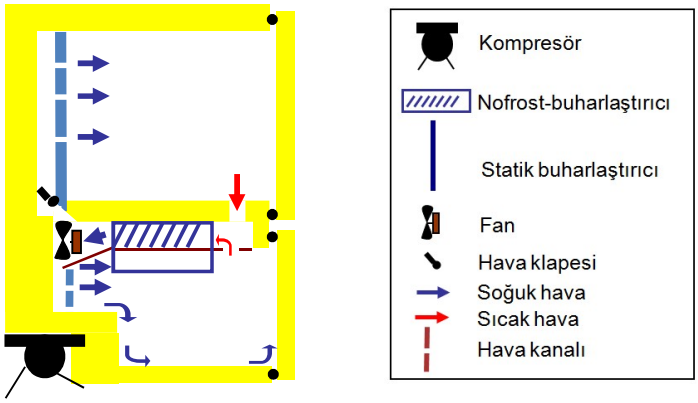
No frost soğutma teknolojisi Şekil 5.4'te görülmektedir. Şekilde sadece bir bölmeden oluşan cihaz gösterilmektedir. Dondurucu, soğutucu veya her ikisi birden olan cihazlarda da kullanılan teknoloji aynıdır. Buharlaştırıcı tek bölmeli cihazlarda üst tarafta yatay olarak ya da dondurucu veya soğutucu bölmenin arka tarafına dikey olarak monte edilmektedir (1). Soğutucu ve dondurucu bölmeleri kombine olan dolaplarda ise buharlaştırıcı genelde ya arka duvara dik olarak ya da iki bölmenin arasında yatay olarak konumlandırılmaktadır. Hava bir fan yardımıyla bölmenin içerisinden buharlaştırıcı üzerine doğru çekilmektedir (2). Bu arada buzdolabının içerisindeki nem de buharlaştırıcı yüzeyi üzerine yapışmaktadır. Kuru, soğuk ve nemden arındırılmış hava soğutulacak bölmelere kanallar vasıtasıyla yönlendirilmektedir (3). Buharlaştırıcıya yapışan nem ortam şartlarına ve cihaz kullanım sıklığına göre belirli bir zamandan sonra karlanmaya sebep olmaktadır. Karlanma kompresörün durma zamanlarına bağlı ve periyodik olarak buharlaştırıcının alt tarafına yerleştirilen ısıtıcının otomatik şekilde çalışmasıyla eritilmektedir. Bu işleme defrost denir. Defrost işlemi boyunca buzun yoğuşması ile oluşacak su, cihazın içindeki ısıtıcının altındaki tavadan cihazın dışındaki kompresörün üzerindeki yoğuşma kabına doğru akar (4). Kompresörün sıcaklığı ile yoğuşan su, buzdolabının bulunduğu ortama buharlaşma yolu ile geçer. Böylece kullanıcı tarafından manuel olarak karlanmanın önlenmesi gerekmez. Özellikle dondurucu bölmesinde ek bir buzlanma yüzeyi oluşmayacağından bu durumun meydana getireceği olumsuz soğutma etkisi söz konusu değildir. Ancak buharlaştırıcının altındaki defrost ısıtıcısından dolayı ek bir enerji sarfiyatı ve maliyet söz konusudur. Ayrıca ısıtıcının belirli periyodlarla çalışabilmesi için ek kontrol ve güvenlik mekanizmaları kurulması gereklidir. Bu da sistemi daha karmaşık hale getirir.



Şekil 5.4 No frost Soğutma Teknolojisi (*BSH soğutma tekniği iç sunum,* 2011)

5.2.3. Statik – No frost Hibrid Buzdolapları

Nadir de olsa dondurucu kısmında no frost, soğutucu kısmında ise statik soğutma teknolojisinin kullanıldığı buzdolapları da tasarlanmaktadır. Bu tür cihazların getirdiği avantaj havanın her iki bölmeye de yönlendirilmesi için bir klapeye ihtiyaç bulunmaması ve dolayısıyla daha kolay bir hava yönlendirme tasarımının kullanılabilirliğidir. Ancak her iki bölme için de ayrı buharlaştırıcı kullanımı dolayısıyla soğutma çevriminin daha karmaşık olması ve bu durumun getirdiği ek maliyetler dezavantaj olarak ortaya çıkmaktadır. Şekil 5.5'te hibrid cihazın şematik şekli görülebilir. Cihaz üzerinde gösterilen her bir simge şeklin yanında açıklanmıştır.



Şekil 5.5 Statik – No frost Hibrid Soğutma Teknolojisi (*BSH soğutma tekniği iç sunum,* 2011)

5.2.4. Statik, No Frost ve Hibrid Soğutma Teknolojilerinin Karşılaştırılması

Bu bölüme kadar anlatılan statik, no frost ve hibrid soğutma teknolojilerinin birbirlerine göre çeşitli bakımlardan karşılaştırılması Çizelge 5.2'de yer almaktadır.

Çizelge 5.3 Statik, No Frost ve Hibrid Soğutma Teknolojilerinin Karşılaştırılması

	Soğutma Teknolojisi		
	Statik	**No frost**	**Hibrid (statik - no frost)**
Defrost	Manuel *	Otomatik ***	Otomatik **
Enerji tüketimi	En düşük enerji tüketimi ***	En yüksek enerji tüketimi *	No frosta göre daha düşük enerji tüketimi **
Maliyet	En düşük maliyet ***	En yüksek maliyet *	No frosta göre aynı enerji verimliliğinde daha düşük maliyet **
Yoğuşma	Soğutucu bölmesinde mümkün *	Yoğuşma yok ***	Soğutucu bölmesinde mümkün *
Karlanma	Dondurucu bölmesinde oluşmakta *	Karlanma yok ***	Dondurucu bölmesinde oluşmakta *
Koku	Hava bölmeler arasında taşınmıyor, koku taşınımı yok ***	Hava bölmeler arasında taşınıyor, koku taşınımı mümkün *	Hava bölmeler arasında taşınmıyor, koku taşınımı yok ***

Ses	Defrostun sebep olduğu ses yok	***	Defrostun sebep olduğu ses var	*	Defrostun sebep olduğu ses var	*
Hijyen	Bölmeler içerisinde buzlanma ve yoğuşma nedeniyle nispeten daha az sağlıklı	*	Hava kuru olduğu için sağlıklı	***	Statiğe göre dondurucu bölmesinde kuru hava dolayısıyla daha sağlıklı	**
Sıcaklık kontrolü	Tasarım ve statik hava nedeniyle zor	*	Hava yönlendirmesi sebebiyle mükemmel sıcaklık kontrolü	***	İki bölmenin soğutma çevrimi farklı olduğundan statiğe göre daha kolay, no frosta göre daha zor.	**

* Göreceli olarak en kötü
**Normal
***Göreceli olarak en iyi

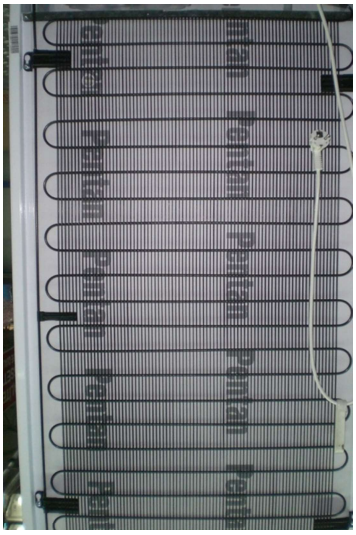
BÖLÜM 6

TEZ ÇALIŞMASI İLE İLGİLİ ÖN BİLGİLER

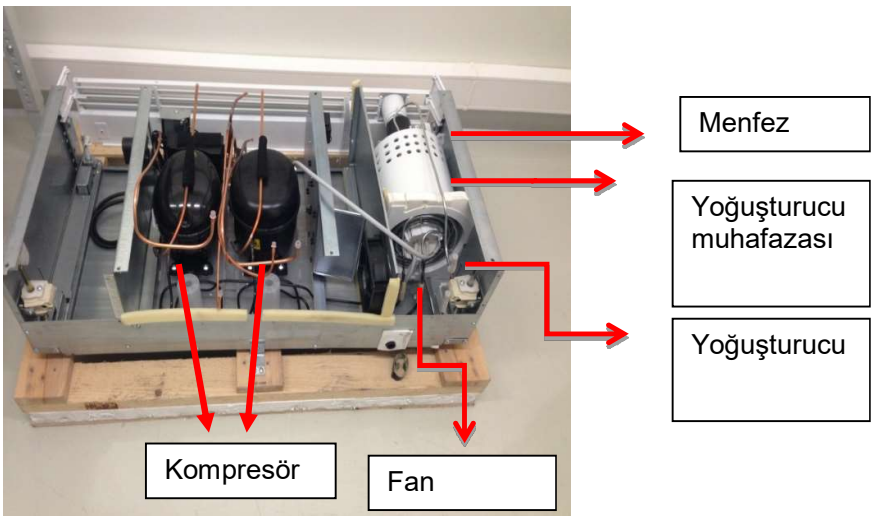
6.1. Giriş

Buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimi daha öncede ifade edildiği gibi temel olarak kompresör, yoğuşturucu, genleşme valfi ve buharlaştırıcıdan oluşan kapalı bir çevrimdir. Ev tipi soğutma sistemlerinden olan buzdolaplarında da bu tip bir çevrim söz konusudur. Soğutma sisteminin performansı önemli ölçüde yoğuşturucuya bağlıdır. Konvansiyonel buzdolaplarında yoğuşturucu buzdolabının arka kısmında yer alır ve yoğuşturucudaki akışkanın soğutulması yoğuşturucu etrafındaki havanın doğal konveksiyonla akışı ile gerçekleşir (Şekil 6.1). Bu çalışmada ele alınacak olan ankastre buzdolaplarında ise yoğuşturucu şasiye monteli tipte olup kompresör ve yoğuşturucu agregat (Şekil 6.2) olarak adlandırılan bir bölmede birlikte yer alırlar. Bu tip buzdolaplarında yoğuşturucudan ısı transferi, doğal konveksiyon akımları yeterli olamadığından bir fan kullanılarak zorlanmış konveksiyon ile gerçekleştirilmeye çalışılır. Buna rağmen her yoğuşturucu tipiyle yeterli ısı transferi sağlanamamaktadır. Bunun en büyük sebeplerinden biri agregat bölmesindeki hacim yetersizliğinden dolayı fanın yerleşimi ve uygun yoğuşturucu uzunluk ve geometrisinin uygulanamamasıdır. Bu da kompresörün daha fazla çalışması, akışkan sıcaklıklarının istenilen seviyelerin çok üstüne çıkması ve dolayısıyla enerji sarfiyatının artması ve istenilen soğutmanın sağlanamaması sonucunu doğurmaktadır. Bu durumda ayrıca soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki sıcaklığı, kompresör üreticisi firmalar tarafından garanti kapsamına alınan sıcaklığın üzerine çıkabilmektedir. Kompresör çıkışındaki gaz sıcaklığının yüksek olması demek, kompresör üzerindeki basıncın yüksek olması demektir. Bu değer kompresörün ömrü için üretici firmalar tarafından sınırlandırılmıştır. Bunların dışında rekabet şartları, belirli bir buzdolabı hacmi için soğutma amacıyla kullanılacak kısmın mümkün olabildiğince

büyük olmasını gerektirmektedir. Yoğuşturucunun bulunduğu şasi hacminin mümkün olduğunca küçük tutulmasından kaynaklı yoğuşturucu performansında düşüş ve yoğuşturucu montajında ve servisinde zorluklar ortaya çıkmaktadır. Tüm bu sorunlar uygun bir yoğuşturucu modelinin geliştirilmesini ve optimizasyonunu gerekli kılmaktadır. Bu çalışmada örnek olarak alınan model piyasada Fransız kapılı altta dondurucu üstte soğutucu modeli seçilmiştir. Uygun bir çift çevrimli kompakt tip yoğuşturucunun modellenmesi ve optimizasyonu amaçlanmaktadır. Bu modellere İngilizce alttan monteli anlamına gelen "Bottom Mount" ismi verilmektedir ve bundan sonra bu tür buzdolabının isimlendirilmesinde BM kısaltması kullanılmaktadır.

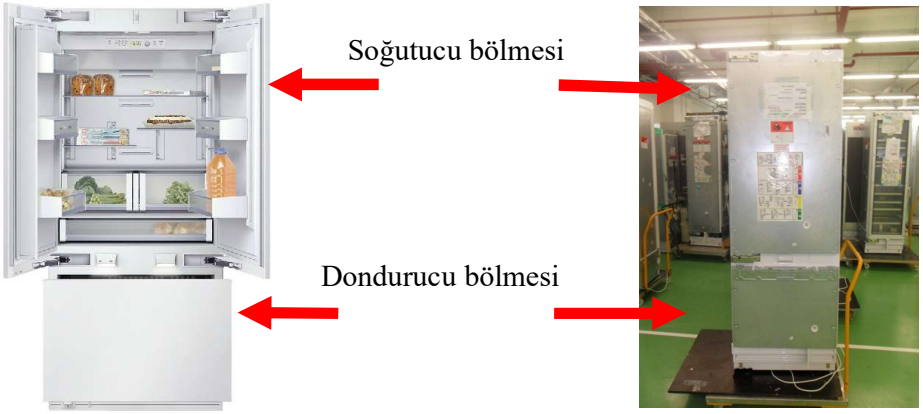


Şekil 6.1 Buzdolabı Asmalı ve Doğal Taşınım Soğutmalı Yoğuşturucu



Şekil 6.2 Ankastre Bir Buzdolabının Agregat Bölgesi

BM modeli ankastre buzdolapları bir soğutucu bölmesi ile bir derin dondurucu bölmesine sahiptir (Şekil 6.3). Bu bölmelerin her biri için ayrı bir çevrim söz konusudur. Dolayısıyla soğutma çevrimi elemanları da ayrı olarak tasarlanmıştır. Soğutucu akışkan olarak her iki çevrimde de R600a kullanılmaktadır.



Şekil 6.3 Ankastre BM Buzdolabı

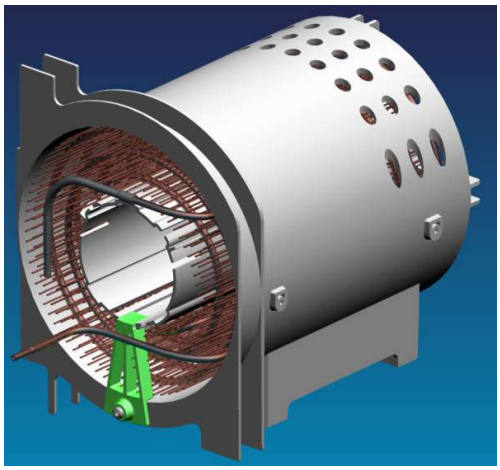
BM modeli ankastre buzdolaplarında kullanılmak üzere uygun bir çift çevrimli kompakt yoğuşturucunun modellenmesi pek çok parametreye bağlıdır. Bu parametrelerden en önde gelenleri yoğuşturucunun çok geçişli paralel veya tek geçişli olması, boru çapı ve uzunluğu; yoğuşturucunun şasi içerisinde yerleşim şekli; soğutucu akışkan debisi, fanın özellikleri, debisi ve yerleşim şeklidir. Bu çalışmada yoğuşturucu üzerinde çalışılmış ve farklı tiplerde yoğuşturucu prototipi tasarlanmış ve bu yoğuşturucuların ya buzdolaplarına monte edilerek ya da ayrı olarak testleri gerçekleştirilmiştir. Test düzenekleri sayesinde pek çok farklı çalışma şartında, buzdolabı ve soğutmanın gerçekleştiği çevrim üzerinde farklı noktalarda sıcaklık, basınç ve debi gibi büyüklükler ölçülebilmekte ayrıca komponentlerin çektikleri güç de tespit edilebilmektedir. Tasarımı gerçekleştirilen yoğuşturucular için sayısal simülasyonlar bu çalışmada gerçekleştirilmiş ve tasarımı gerçekleştirilen yoğuşturucudaki akış ve ısı transferi hakkında bilgiler belirlenebilmiştir. Bu çalışmada ayrıca her bir prototip yoğuşturucunun avantaj ve dezavantajları karşılaştırmalı olarak belirlenmiştir. Son olarak BM modeli ankastre tip buzdolaplarında kullanılmak üzere bu yoğuşturucular içerisinde performans ve diğer açılardan en uygun olanı tespit edilmiştir.

6.2. Çalışmada Ele Alınacak Yoğuşturucu Tipleri

Genelde tek kapılı soğutucu veya dondurucu olan modellerde kullanılan kompakt yoğuşturucular boru üzerinde telli olan "wot = wire on tube" tipindedir (Şekil 6.4). Bu tip yoğuşturuculardа tek bir bölme olduğundan akışkanın tek çevrimden geçtiği tek bir soğutma sistemi kullanılmaktadır. Üretim tekniği, malzeme ve işçilik maliyetleri açısından önemli avantaj sağlamaktadırlar. Ayrıca yoğuşturucu üreticileri arasında bu tip modellerin üretilmesi yaygın olduğundan buzdolabı üreticisi firmalar açısından seçenekli tedarikçilerin bulunması hem lojistik, satın alma ve fiyat unsurlarından kaynaklı bir takım avantajlar sunmaktadır.



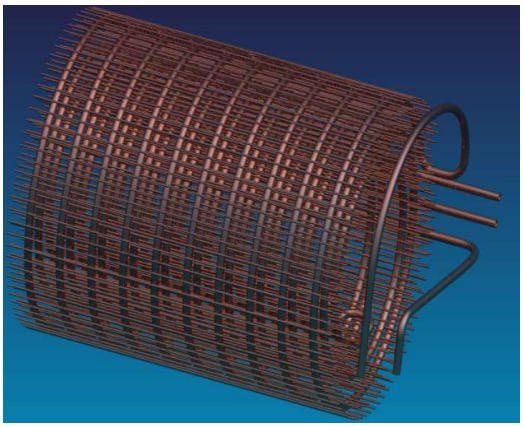
Şekil 6.4.a. Tek Soğutma Çevrimli Tek Bölmeli Wot Kondanser



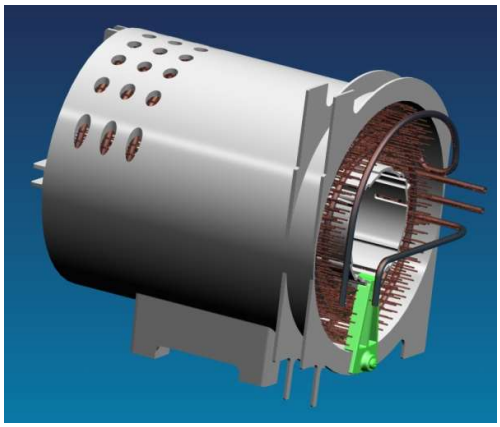
Şekil 6.4.b. Muhafazası ile Beraber Wot Kondanser

Soğutucu ve dondurucu kısımlarının bir arada bulunduğu soğutma çevrimlerinde ise akışkanın birbirinden ayrık olarak dolaştığı iki adet soğutma çevrimi bulunmaktadır. Böyle bir soğutma çevriminde de istenilen ısı transferini sağlayabilecek iki adet kondanser kullanılması kaçınılmaz olmaktadır. Agregat bölmesinin hacim kısıtlamalarından dolayı bugüne kadar yapılan uygulamaların hepsi birbirine birleşik ve kompakt kondanserlerin tasarlanmasını zorunlu kılmıştır. Piyasada bulunabilirlik, üretilebilirlik, işçilik maliyeti ve üzerine tel takılarak ısı transfer yüzeyini arttırabilmeleri açısından wot kondanserlerin avantajları oldukları bilinmektedir. Daha önceden yapılan çalışmalarda Şekil 6.4'te tek çevrim için görülen yoğuşturucu tasarımı dondurucu ve

soğutucu bölmelerine sahip iki ayrı tasarıma genişletilmiştir (Şekil 6.5). Yapılan bu tasarımda söz konusu kısıtlar aşağıdaki belirtilmiştir.



Şekil 6.5.a. İki Ayrık Soğutma Çevrimli İki Bölmeli Wot Kondanser



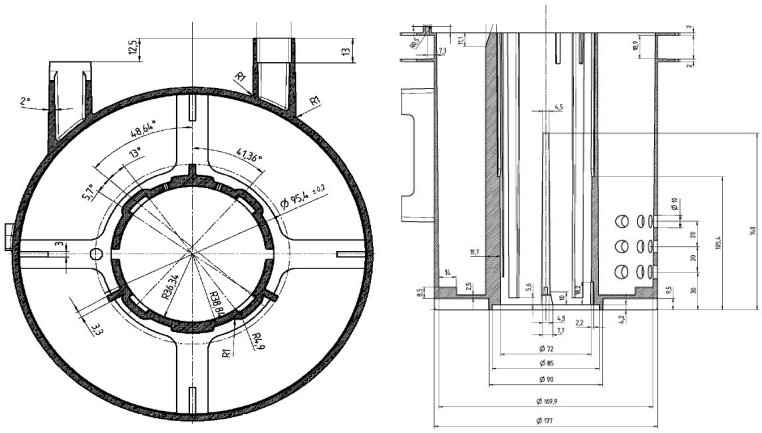
Şekil 6.5.b. Muhafazası ile Beraber Wot Kondanser

Aynı fanın kullanılması: Dolaplarda tasarım yapılırken dikkat edilmesi gereken en önemli özelliklerden birisi pazara uygun enerji verimliliğinde dolabın tasarlanmasıdır. Bunu sağlamak için kullanılan elektromekanik komponentler enerji tüketimleri açısından uygun seçilmelidir. Coil kondanser kullanılan hâlihazırda seri imalatta üretimi devam eden dolaplarda yer alandan daha yüksek hava debili ve dolayısıyla daha güçlü fanların kullanılması direkt olarak enerji seviyesine etki edecektir. Düşük debide fan kullanılması ise yoğuşturucu üzerinde ısı transferi açısından olumsuz etki yaratacaktır. Sonuç olarak yeni tasarlanan yoğuşturucuda mevcut fan kullanılacaktır.

Aynı kompresörlerin kullanılması: Bir önceki bölümde anlatılan dolabın toplam enerji seviyesinin tutturulması açısından kompresörler değiştirilmeyecektir. Ayrıca bu tezin konusu aynı hacim, kompresör ve fan ile yerleşimin korunarak ısı transferin arttırılması olduğu için diğer soğutma sistemi komponentlerinde yoğuşturucu haricinde değişiklik yapılmayacaktır.

Yoğuşturucu boyutları: Şekil 6.6'da coil yoğuşturucunun içerisine oturtulduğu plastik muhafaza görülebilir. Muhafazanın ortasındaki boşluğa özellikle otomatik buz yapma ünitesi için gerekli olan suyu arıtan karbon bazlı bir filtre monte edilmektedir. Agregat hacminin kısıtından dolayı bu filtrenin yeri ile oynanamamaktadır. Muhafazanın içerisindeki boşluk, yoğuşturucunun aynı zamanda içte sahip olabileceği minimum çap

için sınırı belirler (90 mm). Muhafazanın dış çapı ise agregat bölmesinin altı ve üstü arasındaki mesafe ile sınırlıdır (170mm). Bu sınır da yoğuşturucunun dış çapı için sınırı belirler.

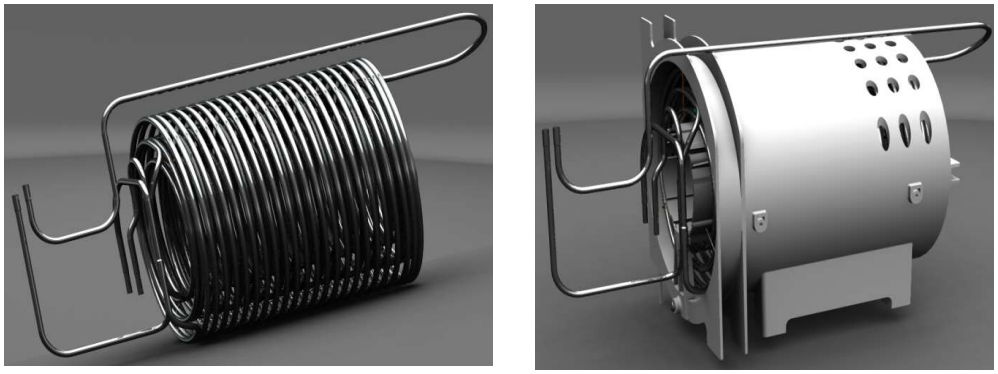


Şekil 6.6 – Kondanserin İçerisine Monte Edildiği Plastik Muhafaza

Yoğuşturucu ve fanın yerleşiminin aynı olması: Yoğuşturucunun bulunduğu agregat olarak adlandırılan kısımdaki montaj problemleri dolayısıyla yoğuşturucunun ve fanın yerleşimi ile ilgili bir değişiklik yapılmayacaktır. Yoğuşturucunun arkasında bulunan fan havayı cihazın bulunduğu ortamdan vakumlayarak çeker. Bu durumda hava ortam sıcaklığındadır ve yoğuşturucu içerisindeki akışkandan daha soğuk bir haldedir. Nispeten soğuk olan hava yoğuşturucu girişinde gaz halinde olan akışkanı sıvı hale getirerek ısınmış halde kompresör bölmesine fan vasıtasıyla aktarılır. Kompresörlerden daha soğuk olan hava ayrıca kompresörlerin soğumasına da katkıda bulunarak yine ortam havasına geri verilir.

Bu tez çalışmasından önce BM modeli ankastre tip buzdolaplarında maliyetin düşürülmesi ve soğutma sisteminin performansının arttırılması çalışmaları kapsamında Şekil 6.5'te gösterilen çift çevrimli kompakt tip "wot = wire on tube" kondanserin kullanılması fikri benimsenmiştir. Ancak gerçekleştirilen laboratuvar deneylerinde bu değişimin kompresör gazı basıncı üzerine olumsuz etkileri görülmüş ve kompresör üreticisi firma tarafından verilen garanti koşullarındaki kritik sıcaklığın altına inilememiştir. 2 yılı aşkın süredir yapılan çalışmalar ile değiştirilmesi gereken kondanser devreye alınamamış ve potansiyel ürün maliyet düşüşü gerçekleştirilememiştir. Dolayısıyla uygun ısı transferi miktarı ve kompresör çıkışı gaz basıncını sağlayan bir

tasarım olan “coil kondanser” kullanımına devam edilmiştir (Şekil 6.7). Bu tasarımda alüminyum boru kullanılmaktadır. Şekil 6.5’teki wot kondanser gibi dondurucu ve soğutucu olmak üzere iki ayrı bölme birbiriyle karışmayan ayrık iki sistem söz konusudur. Bu tasarımın coil olarak adlandırılmasının sebebi, kondanser borularının kangal şeklinde sarılarak ötelenmesi ile üretilmesindendir. Böylece bu tez çalışmasından önce tasarlanan wot kondansere göre daha büyük bir ısı transfer alanı elde edilebilmektedir. Tasarım yapılırken coil kondanserin içerisine oturacağı muhafaza Şekil 6.6’da görülen muhafazanın aynısı olarak alınmıştır. Dolayısıyla dış ve iç çaplar ve kondanserin derinlemesine uzunluğu tasarım kısıtı olarak belirlidir. Üretim prosesi gereği coil kondanser de kullanılan alüminyum boru, tasarım açısından bir kısıtı da içermektedir. Alüminyum boru üzerine wot kondanserde olduğu gibi ısı transferini arttıracak tel şeklinde kanatçıklar kaynak edilememektedir. Ancak daha önce de açıklandığı üzere coil kondanserdeki tasarım gereği wot kondansere göre çok daha uzun boru boyuna ve dolayısıyla daha büyük ısı transfer yüzeyine ulaşıldığı için bu olumsuz etki göz ardı edilebilir. Bu karşılaştırma yapılırken wot ile coil kondanserin aynı plastik muhafaza içerisine sığdırılması kriteri göz önünde tutulmalıdır. Çizelge1’de aynı plastik muhafaza içerisinde ulaşılabilen wot kondanser boyları gösterilmiştir.



Şekil 6.7 – İki Ayrık Soğutma Çevrimli İki Bölmeli Coil Kondanser ve Muhafazası

Çizelge 6.1 – Aynı Hacim İçerisinde Sığdırılabilen Wot Ve Coil Kondanserin Uzunluk Olarak Karşılaştırılması

Kondanser Tipi	Coil Dondurucu	Wot Dondurucu*	Coil Soğutucu	Wot Soğutucu*
Aynı muhafaza içerisinde erişilen uzunluklar(mm)	12503	4950	14088	7382
Coil – wot kondanser uzunlukları arasındaki fark(mm)	7553		6706	

*Wot kondanserde ısı transferi etkisini arttırıcı 338 adet tel kanatçık kaynak edilebilmektedir.

Wot kondanser ile coil kondanserin aynı hacimde bu kadar farklı boru uzunluklarına sahip olmasının sebebi tasarımlarından kaynaklanmaktadır.

Coil kondanser üretim yöntemi: Coil kondanser temel prensip olarak dönen bir milin sonsuz dişli vida vasıtasıyla ileriye doğru deplase olmasıyla, üzerindeki borunun bu dönme ve ilerleme etkisiyle beraber şekil almasıyla üretilir. Şekil 6.8 ’de söz konusu süreç görülmektedir.

1



Büküm makinasının ilerleme hızının, boru boyunun ve coil adımının ayarlanması

2



Düz borunun mile yerleştirilmesi ve büküm prosesinin başlatılması

3



Büküm prosesinin tamamlanması, milin ve kondanserin yerinden çıkartılması

Şekil 6.8 – Coil Kondanser Üretim Yöntemi (CNC tube cooling, 2017)

BM tip dolapta kullanılan coil kondanser için (Şekil 6.7) helezon şekilde sarılma tekniğiyle ulaşılan maksimum boru boyu, bir sonraki sayfada anlatılan wot kondanserden çok daha uzundur.

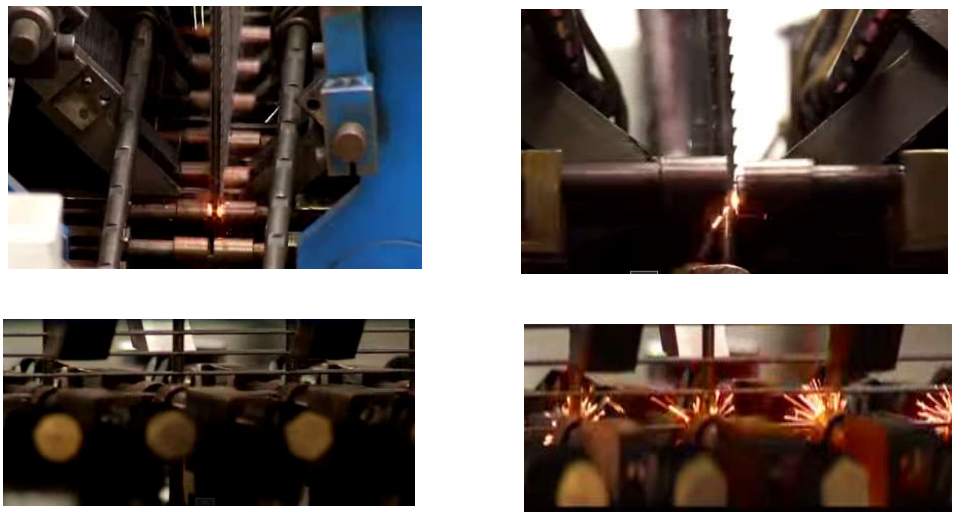
Wot kondanser üretim yöntemi: Buzdolabındaki kapalı sistemde dolaşan akışkanın çevrimde kalmasını sağlayan boruların dış çapı standart olarak 4.76 mm, et kalınlığı ise 0,7 mm'dir. Kondanser imalatı bu borunun bükülmesi ile başlar. Şekil 6.9’da kondanser borularının iki boyutta kıvırma işlemi ve bu işlemi yapan makine

görülmektedir. Kondanser boruları otomatik olarak ayarlanmış makinalarda uygun büküm çapları verilerek istenilen şekle getirilir.



Şekil 6.9 Kondanser Boruları Büküm Makinası

İmalattaki bir sonraki işlem tel kanatçıkların kaynak prosesidir. Kanatçık vazifesi gören bu tellerin çapı standart olarak 1.3 mm'dir. Daha büyük çapa sahip tellerin hatvelenmesi ile çapın bu ölçüye düşürülmesi sağlanmaktadır. Uygun boya kesilen teller otomatik kaynak makinesinde Kondanser borularıyla birleştirmektedir. Bu aşamada kondanser borularının yuvarlanarak kıvrılması işlemine geçilmemiştir. Borular iki boyutlu ve düzlemsel şekildedir. Otomatik kaynak makinesi düzlemsel boruyu daha önceden makinaya girilen adım ölçüsünde kademeli olarak hareket ettirir. Her kademede bir tel kaynağı yapılır. Tellerin sıklığını belirleyen parametre düzlemsel borunun bir seferde ilerletilen adımından ibarettir. Özellikle seri imalatta kullanılan otomatik kaynak makinesi tellerin arasının 1 mm'ye kadar azaltılmasına imkan sağlamaktadır. Makinenin bir diğer önemli avantajı ise her seferinde tellerin adımlarının standart olarak kaynak edilebilmesine imkan vermesidir. Kaynak kalitesi ise her zaman aynı düzgünlükte olduğundan ve operatör müdahalesine gerek kalmadığından her seferinde kaliteli ve düzgün bir işleme imkanı söz konusudur (Şekil 6.10).

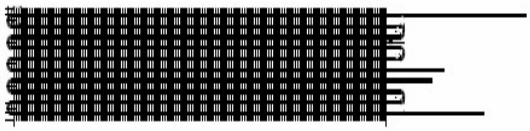


Şekil 6.10 Kondanser Tel Punta Makinası

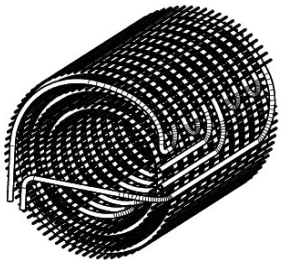
Wot ile coil kondanserin karşılaştırılması:

Wot ve coil kondanserlerinin boru boylarının arasındaki fark Çizelge 6.1'de verilmişti. Wot ve coil kondanserin tasarımlarının boru boyları üzerindeki etkisi aşağıda belirtilmiştir.

Wot kondanser: Wot kondanserin üretimi önce iki boyutlu bir düzlem üzerinde boruların sıralı olarak bükülmesi ve sonrasında da oluşan yapının rulo şeklinde kıvrılması ile oluşur. Boruların 180 derece döndürülme zorunluluğu sonucu söz konusu olan şekil verilebilme zorluğu neticesinde kademeler arasında belirli bir mesafenin altına inilememektedir. Bu da kademe sayısının sınırlı olmasına neden olmaktadır. Dolayısıyla da boru boyu söz konusu hacim için coil kondansere göre daha kısa olmaktadır. Şekil 6.11'de iki boyutlu düzlem üzerinde bükülerek oluşan yapı ile bu yapının rulo halinde kıvrılarak getirildiği son durum görülmektedir.

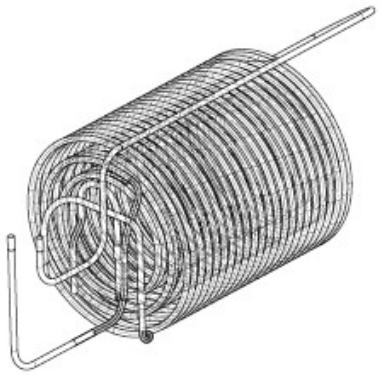


Şekil 6.11.a – İki Boyutlu Düzlem Üzerinde Bükme İşlemi Sonucu Oluşan Kondanser Formu



Şekil 6.11.b–Rulo Halinde Kıvrılmış ve Son Halini Almış Wot Kondanser

Coil kondanser: Coil kondansere daha önce ifade edildiği gibi dairesel olarak bir eksen etrafında bükme işlemi yanında bu düzleme 90° olacak şekilde bir eksen üzerinde çekme işlemi ile helezonik şekil verilmektedir. Böylece wot kondansere göre kademeler arasındaki mesafe daha küçük toplam Kondanser boru uzunluğu da daha yüksek olmaktadır. Şekil 6.12'de coil kondanserin aldığı form görülebilir.



Şekil 6.12 Coil Kondanser Formu

Wot ve coil kondanserler arasındaki diğer önemli farklar Çizelge 6.2'de listelenmiştir.

Çizelge 6.2 Coil – Wot Kondanserin Karşılaştırması

Karşılaştırma Kriteri	Coil Kondanser	Wot Kondanser
Boru malzemesi	Alüminyum	Çelik boru
Boru dış çapı (mm)	4,76	4,76
Boru et kalınlığı (mm)	0,7	0,7
Isı iletim katsayısı λ (W/mK)	200	76
Tel kanatçık kullanım olanağı	Yok	Var
Tedarikçi yaygınlığı	Az	Fazla
Uygulamada kullanım sıklığı	Az	Fazla
Şekil verme kolaylığı	Kolay	Zor

Çizelge 6.2'den de görüleceği üzere özellikle çelik borunun alüminyum boruya göre şekil verilebilme zorluğunun da verdiği dezavantajdan dolayı ulaşılabilecek en uzun boru boyunda kısıt oluşmaktadır. Bu da ısı transferi için uygun uzunlukta boru kullanılmasını engellemektedir. Böylece özellikle yüksek ısı transferi gerektiren uygulamalarda coil kondanser kullanımı tercih edilmektedir.

Coil kondanserde ulaşılabilen aynı uzunlukta bir tasarım wot kondanser şeklinde yapılabilmesi durumunda özellikle yaygın tedarikçi ağının bulunduğu bu tip kondanserde

ciddi maliyet avantajı sağlayacağı aşikârdır. Ayrıca çelik borunun daha yaygın ve ekonomik olması da önemli ölçüde fiyat avantajı oluşturacaktır. Tez çalışmasında amaçlanan da bu tip bir wot kondanserin geliştirilmesi ve optimizasyonudur. Bu doğrultuda Kondanser tasarımları oluşturulacak deneysel olarak performansı tespit edilecek ve optimum tasarım belirlenecektir. Ayrıca sayısal analiz ile Kondanser içerisindeki akış ve ısı transferi simüle edilecektir.

6.3. Tezin Arge Niteliği ve Teknolojik Yönü

Teknolojik gelişmeler neticesinde ankastre tipi buzdolaplarında daha kompakt olması, daha az yer kaplaması, performanslarının daha iyi olması gibi nedenlerle artık çok geçişli paralel veya tek geçişli sarmal tipte kondanserler kullanılmaktadır. Bu yoğuşturucu tiplerinin ankastre tipi buzdolaplarında kullanımının nispeten yeni olması nedeniyle literatürde henüz bu konuda yeterince çalışma yer almamaktadır.

Kondanserlerin araştırma geliştirme açısından önem arz eden bir diğer yönü de çok fazla sayıda parametre içermeleridir. Bu parametrelerden bir kısmı daha öncede ifade edildiği gibi kondanserin çok geçişli paralel veya tek geçişli olması, boru çapı ve uzunluğu; şasi içerisinde yerleşim şekli; soğutucu akışkan debisi, fanın özellikleri, debisi ve yerleşim şeklidir. Bu çalışma aracılığı ile ankastre tipi buzdolaplarında kullanımı nispeten yeni olan kondanser tiplerine ait çeşitli parametrelerin etkileri belirlenmiş olacak ve bu kondanserlerin muhtemel kullanımı ile ankastre tip buzdolaplarında teknolojik bakımdan bir iyileşme sağlanacaktır.

BÖLÜM 7

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Daha öncede ifade edildiği gibi bir soğutma sisteminin performansı kondansere önemli ölçüde bağlıdır. Bu nedenle kondanser üzerine pek çok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan bir kısmı aşağıda özetlenmiştir.

Xue, Feng, Wang ve Liu (2012) hava soğutmalı bir kondanseri geçici rejimde modellemişler ve prosesi simüle etmişlerdir. Parametre olarak kompresör hızı, hava sıcaklığı ve kuruluk derecesi göz önüne alınmıştır. Sonuçlar geliştirdikleri modelin bir kontrol algoritmasını formüle etmede kullanılabileceğini göstermiştir.

Gupta ve Gopal (2008) ev tipi soğutuculardа kullanılan yüzeyli tip kondanseri modellemişler ve modelin bu tip kondanserlerin tasarım ve analizinde kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

He, Dai, Wang, Li ve Ma (2012) tarafından hava soğutmalı bir kondanserin performansının tespiti üzerine bir çalışma yapılmıştır. Çeşitli parametrelerin kondanser performansına olan etkisinin de incelendiği bu çalışmada çevre sıcaklığının artmasıyla fan debisinde küçük bir artışın söz konusu olacağı gözlemlenmiştir.

Hofmanas ve Paukstaitis (2012) ev tipi buzdolaplarında kullanılan standart tipte tel kanatçıklı borulu kondanserlerde ısı transferini nümerik olarak incelemişler ve kondanser boyunun artmasıyla kondanseri çevreleyen havanın sıcaklığında bir artış ve dolayısıyla da ısı transfer katsayısında bir düşüş söz konusu olacağını belirlemişlerdir.

Yang, Tan, Du ve Yang (2012) tarafından hava soğutmalı bir kondanserde dalgalı kanatçık kullanımının ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Sonuçlar bu tip kanatçık için ısı transfer karakteristiklerinin daha iyi olduğunu ve düşük Reynolds sayılarında kaldırma kuvvetlerinin etkisinin sürtünme katsayısında dikkate alınması gerektiğini Nusselt sayısında ise ihmal edilebileceğini göstermiştir.

Bassiouny (2009) tarafından ev tipi bir soğutucuda kondanseri çevreleyen boşluğun etkisinin değerlendirildiği bir çalışma yapılmıştır. Sonuçlar kondanser etrafında yeterli bir boşluğun olması durumunda kondanser borusu sarmalı boyunca dikey doğrultuda akan havanın sıcaklığında bir düşüş ortaya çıkacağını ve böylece ısı transferinde bir artış ortaya çıkacağını göstermektedir. Söz konusu bu boşluğun bloklanması durumunda ise hava sıcaklığında bir artış ve dolayısıyla da kondanserden ısı transferinde bir düşüş söz konusu olacağı görülmüştür.

Hajidavalloo ve Eghtedari (2010) tarafından hava soğutmalı kondansere sahip bir soğutma sisteminde evaporatif kondanser kullanımının soğutucu performansı üzerine etkisi incelenmiştir. Sonuçlar bu tip bir kondanserin kullanımı durumunda soğutucu performansının %50 artacağını göstermektedir. Yazarlar ayrıca daha verimli bir evaporatif kondanserin kullanılması durumunda performansta daha da yüksek artışlar elde edilebileceğini belirtmişlerdir.

Ye, MW ve Zeng (2009) tarafından çoklu paralel geçişli kondanser üzerine bir çalışma yapmışlar ve bu tip bir kondanser kullanımı durumunda soğutucu akışkan debisinde %13.34 lük ısı transferinde de %9.5'lik bir artış sağlanabileceğini gözlemlemişlerdir.

Barbosa ve Sigwalt (2012) tarafından spiral tipte borulu kondanserde hava tarafındaki ısı transferi ve basınç düşüşü deneysel olarak incelenmiştir. 16 prototip imal edilmiş ve testler bu prototipler kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Maksimum ısı transferini ve minimum basınç düşüşünü veren konfigürasyon soğutma uygulamalarında kullanılmak üzere önerilmiştir.

Lee, Wu, Chuah ve Wang (2010) tarafından değişik helisel tipte borulu kondanser konfigürasyonları için hava akış ve ısı transfer performansında iyileşmeler incelenmiştir. Sonuçlar yalnızca boru sarmalının konfigürasyonunu değiştirmekle daha iyi bir kondanser performansının elde edilebileceğini göstermektedir. Uygun konfigürasyonun kullanımı ile hava akış debisinde %7.85'lik, ısı transferinde ise %5.29'luk bir artış elde edilebilmektedir.

Elsayed, Al-dadah, Mahmoud ve Rezk (2012) helisel tipte borulu kondansere sahip soğutucular üzerinde deneysel ve teorik bir inceleme gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar ele alınan geometrik parametre aralığında soğutucunun etkinlik katsayısının helis çapının düşmesiyle artığını göstermiştir.

Lee ve Kim (2004) tarafından çok geçişli bir kondanserde yerçekiminin soğutucu akışkanın dağılımı üzerinde etkisi incelenmiştir. Sonuçlar soğutucu akışkan debisinin kritik bir değerin altına inmesi durumunda yerçekimi etkisinin önemli mertebelere ulaşacağını göstermiştir.

Lee, Bae, Bang ve Kim (2002) tarafından R-22 ve R-407C soğutucu akışkanlarının kondanser performansı üzerindeki etkisi deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Sonuçlar Z tipi yörünge durumunda R-22'nin daha iyi performansa sahip olduğunu ancak U tipi yörüngede R-22 ile R-407C arasında performans bakımından önemli bir fark ortaya çıkmadığını göstermiştir.

Hosoz ve Kılıçarslan (2004) hava soğutmalı, su soğutmalı ve evaporatif kondanserli soğutma sistemlerinin performanslarını karşılaştırmak üzere bir çalışma yapmışlardır. Sonuçlar su soğutmalı kondanserin evaporatif kondansere göre %2.9 ile %14.4 arasında daha yüksek soğutma kapasitesine sahip olduğunu; evaporatif kondanserin ise hava soğutmalı kondansere göre %31 daha yüksek soğutma kapasitesine sahip olduğunu göstermiştir.

Wu, Wang, Lu ve Peng (2010) hava soğutmalı bir kondanserin performansının sıvı-buhar ayrıştırması aracılığı ile arttırılmasına yönelik bir çalışma yapmıştır. Sonuçlar %37 daha küçük kondanser alanına sahip olsa da sıvı-buhar ayrıştırmalı kondanserin normal kondanserden daha iyi performans sergileyeceğini göstermiştir.

Wang ve Honda (2001) tarafından hava soğutmalı kondanserlerde boru çapı ve kanatçık geometrisinin ısı transfer performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuçlar boru çapının, kanatçık yüksekliği ve sayısının ve helis açısının ısı transfer performansı üzerinde etkili parametreler olduğunu göstermiştir.

Parker, Sherwin ve Hibs (2005) yüksek verimli bir kondanser fanının geliştirilmesi üzerine bir çalışma yapmışlar ve yüksek miktarda hava debisini %26 daha düşük fan motor gücü ile sağlayacak bir fan tasarımı önermişlerdir.

Buzdolaplarında kullanılan kondanserler ile ilgili literatürde birçok patent başvurusu bulunmaktadır. Tez ile ilgili olabilecek başlıcaları aşağıdaki gibidir:

Hornaday (1951) başvuru numarası:US19510223084, Borg Warner: Buzdolaplarında en çok kullanılan "wire on tube" kondanserin patentidir. Ürün üzerinde aşağıya doğru paralel ve zig zag şeklinde inen metal bir boru üzerinde tel kanatçıklar bulunur.

Nakamura, Yamazakı, Hoshıno, Ohashı (1994) başvuru numarası: JP19930106989; Showa Aluminum Corp: Alüminyum malzemeden yapılmış ve içinden akışın çok kanallı olarak gerçekleşebildiği, profilin paralel şekilde zig zag ile yukarıdan aşağıya doğru inmesiyle oluşan bir kondansere patent alınmıştır.

Byeong (2000) başvuru numarası: CN19981020806, Daewoo Electronıcs Co Ltd: Borunun sarmal olarak dörtgen veya daire formunda yatay şekilde ileriye doğru ötelenmesi ile elde edilen kondanser tipi için alınan patenttir. Yapılan araştırmalarda ankastre buzdolaplarında sıklıkla kullanıldığı görülmüştür.

Devos (2009) başvuru numarası:CA20082639235, General Electric, alüminyum bir kanaldan yapılan ve zemine paralel, zig zag yapacak şekilde aşağıya doğru inen bir kondanser tasarımı için alınan patenttir. Bu kondanserde kanatçıklar tek kanallı dikdörtgen ve zig zag şekilde aşağıya inen bir profilin önüne ve arkasına montelenmiştir. Profilin içinden soğutucu akışkan, dışarıdan ise hava ortam havası geçmesi öngörülmektedir.

Heınrıch, ve Mueller (2008) başvuru numarası: DE200710023696, Inst Luft und Kaeltetechnık GG, profil şeklinde içerisinden soğutucu akışkan geçen ve yan yana birden fazla kanal bulunan bir kondanser patentini almışlardır. kondanser buzdolabının üstünden zemine paralel olarak aşağıya doğru düz bir şekilde zig zag yaparak aşağıya inmektedir.

BÖLÜM 8

MATERYAL VE METOD

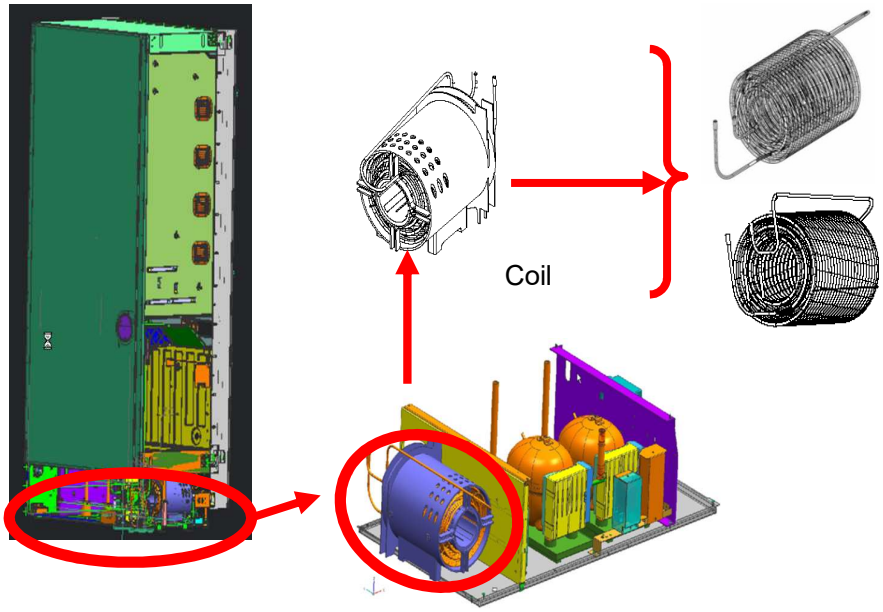
8.1. Kondanser Tasarımları

8.1.1. Mevcut Wot Kondanser

Bu tezin amacı, istenilen kompresör çıkış basıncını ve enerji sınıfını sağlayan maliyet ve üretim yöntemi iyileştirilmiş wot tarzında bir kondanser tasarlamaktır. Dolap enerji testlerinde enerji verimliliği hesaplamalarında dolabın yıllık enerji tüketimi baz alınır. Dolabın enerji testlerinden çıkan tüketim değerlerine göre bulunan değer, standartlarca belirlenen aralığa tekabül ettiğinde dolabın enerji verimliliği belirlenmiş olur. Sonuç olarak enerji verimliliğinden bahsedildiğinde dolabın yıllık olarak tüketiminin bir alt ve üst limit arasında kaldığı taahhüt edilmiş ve testler ile ispatlanmış olur. Tasarlanacak yeni kondanserden beklenen dolabın istenilen enerji verimliliğine sahip olmasıdır. Yeni bir kondanser tasarımında göz önüne alınması gereken bu ve bunun dışında birçok kısıtlama söz konusudur. Bunlar:

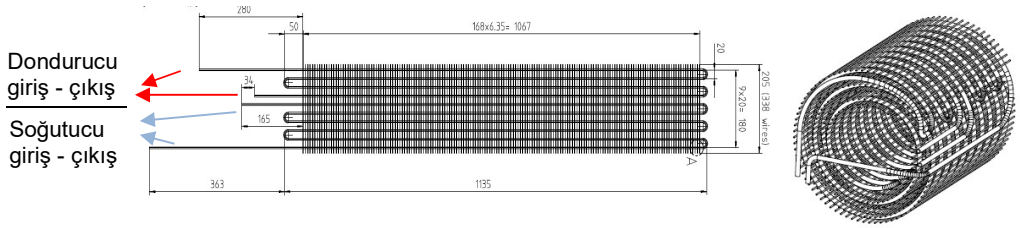
- Kondanserin monte edileceği bölgedeki yerleşim sınırlarından dolayı bağlı kalınmak zorunda olunan geometrik kısıtlar
- Dolap testlerinde kompresör gazı basıncının limitler dahilinde kalma zorunluluğu
- Dolap enerji testlerinde dolabın mevcut halindeki enerji seviyesinin altına düşmemesi gerekliliği
- Maliyet artışı nedeniyle boru boyunun istenilen ölçüde arttırılamaması
- İmalatçı tarafında bulunan üretim kısıtları
- Kullanılan boru ve malzemelerden kaynaklanan üretim kısıtlarıdır.

Kondanserin yüksekliği, derinliği ve dış çapı hacim kısıtlamalarından dolayı hâlihazırda bu buzdolaplarında kullanılan plastik muhafazanın elverdiği ölçüde olacaktır. Yani tasarlanacak kondanser için de mevcutta bulunan coil kondanser için kullanılan muhafaza kullanılacaktır. Buzdolabının makine dairesi olarak da adlandırılan agregat bölmesindeki (Şekil 8.1) kısıtlamalar fan, kondanser yeri ve yönü gibi parametrelere sınırlar getirmektedir.



Şekil 8.1 Agregat Bölmesi

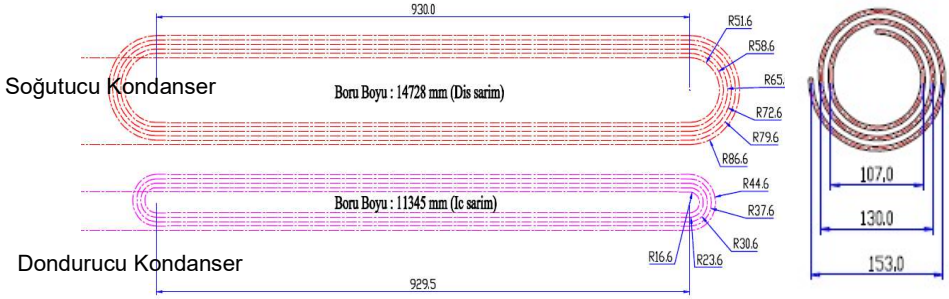
Şekil 8.2'den de görülebileceği gibi wot kondanser önce borular iki boyutlu düzlemde bükülüp sonra elde edilen ürün rulo haline getirilmesiyle oluşturulmaktadır. Daha sonra kondanser plastik muhafazanın içerisine monte edilmektedir. 180 derecelik boru bükümleri içeren kondanser için büküm çapı 20 mm'dir. Bu değer dahi kullanılan çelik borunun kritik büküm çapından daha düşüktür. Çelik borun imalatçılarının verdikleri şartnamelerde minimum büküm çapı 33 mm'dir. Bu durum boruların daha sık sarılmasını engellemektedir. Dolayısıyla böyle bir tasarımda aynı plastik muhafaza hacminde elde edilecek boru boyu coil kondansere göre çok düşük kalmaktadır. Bu tasarımda coil kondanser ile aynı plastik muhafaza içerisine girebilecek wot kondanserin boyları soğutucu bölmesi için 7382 mm, dondurucu bölmesi için 4950 mm'dir.



Şekil 8.2 Mevcut Wot Kondanser

8.1.2. İçten Dışa Eliptik Sarımlı Wot Kondanser

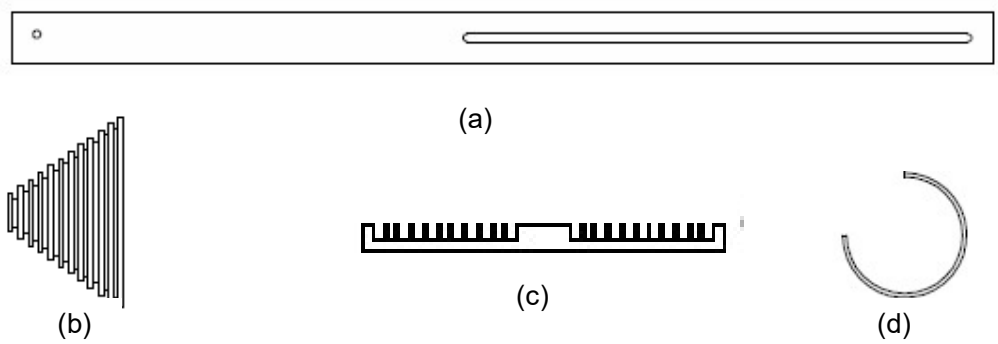
Bu tez çalışmasında üretici tarafından tasarlanan wot kondansere alternatif bir wot kondanser üzerinde çalışılmıştır. Düz sarımlı wot kondanserde ulaşılabilen en yüksek boru boyunun az olması tasarım değişikliği ihtiyacının en büyük nedenidir. Yeni tasarımda borular Şekil 8.3 de gösterildiği gibi içten dışa doğru sarılmıştır. Böylece toplam kondanser boru boyu coil kondanser seviyelerine çıkabilmektedir. Şekil 8.3 de üstteki kondanser soğutucu kısmının, alttaki ise dondurucu kısmının kondanseridir. Eliptik dönüşler boru bükme işleminin daha kolay yapılabilmesi ve soğutucu akışkan basınç düşüşünün daha kısa olabilmesi açısından tercih edilmiştir. Mevcut wot kondanserde olduğu gibi düzlemsel ürün muhafaza içine sığacak ölçülerde rulo şeklinde sarılmıştır. İçten dışa sarım aralığına bağlı olarak değişik uzunluklarda eliptik sarımlı kondanserler üretilmiştir.



Şekil 8.3 İçten Dışa Eliptik Sarımlı Wot Kondanser

Mevcut tasarımda muhafazaya maksimum 12 metre boru sığdırılabilirken eliptik sarımlı kondanserde 26 metrenin de üzerinde boru yerleştirilebildiği tespit edilmiştir.

Tasarımı gerçekleştirilen kondanser için prototip imalatına ait aparatlar Şekil 8.4 ve Çizelge 8.1 de görülmektedir.



Şekil 8.4 İçten Dışa Eliptik Sarımlı Wot Kondanser İçin Aparatlar

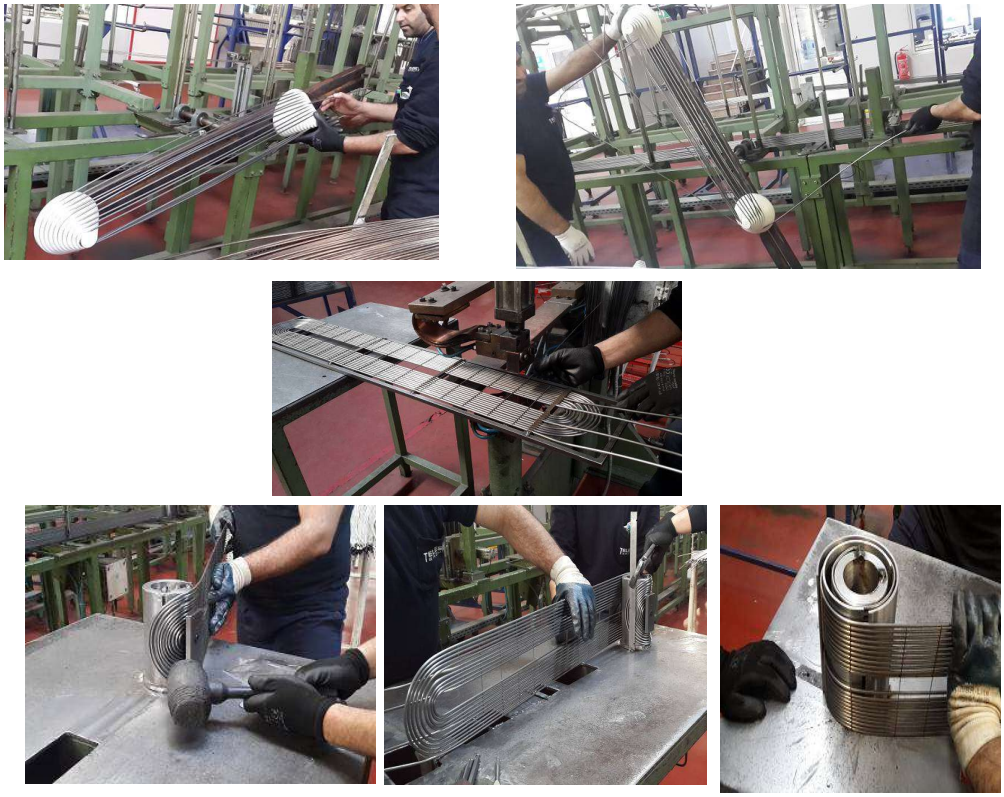


Şekil 8.5 – Kondanser Borularının Kıvrıldığı Aparatlar

Çizelge 8.1 Eliptik Sarımlı Kondanser İçin Aparatlar

Pozisyon no	Açıklama
a	Makara bağlama aparatı
b	Boru bükme makarası
c	Tel puntalamak için boru sabitleme aparatı
d	Son büküm aparatı

Tasarımı gerçekleştirilen kondanser için prototip imalatına ait üretim süreci ise Şekil 8.5 de görülmektedir. Bu süreçte önce bir lama üzerine, iki adet bükme makarası yerleştirilmekte ve sonrasında bu lamanın 360 derece dönebilecek şekilde montajı gerçekleştirilmektedir (1). Aparatlar kullanılarak önce istenilen şekil verilmekte sonrasında ise büküm aparatından çıkarılan boru yuvarlama operasyonundan önce puntalama işlemi yapılmaktadır (2). Sonrasında ise bir aparat yardımı ile sarım gerçekleştirilmektedir (3).



Şekil 8.6 İçten Dışa Eliptik Sarımlı Wot Kondanser Üretim Süreci

Yeni kondanser tüm diğer wot kondanserlerde olduğu gibi kaynak korozyonunu engellemek için ısıl iletim katsayısı çok yüksek olan bir boya ile kaplanmıştır.

Üretimi gerçekleştirilen prototip kondanserler (Şekil 8.7) için doğal olarak bir üretim bandı ya da tezgahı bulunmamaktadır. Bu nedenle kondanserler manuel olarak üretilmiştir. Aynı şekilde kondanser üzerine monte edilen kanatçık görevi gören teller de manuel olarak puntalanmıştır. Bu nedenle ilk aşamada test edilecek kondanserlerin tel sayısı sınırlıdır. Ancak kondanserin tel sayısının dolap verimi üzerindeki etkisi tespit edildikten sonra bir otomatik hat hazırlanıp punta kaynak makineleriyle daha sık teller içeren üretim sağlanabilir.



Şekil 8.7 İçten Dışa Eliptik Sarımlı Prorotip Kondanser

Mevcut wot kondanserde Şekil 8.2'den da görüleceği üzere dondurucu kondanseri sonrasında soğutucu kondanseri yer almaktadır. Coil kondanserde ise iç içe geçmiş bir yapı vardır. Yeni tasarımda soğutucu kondanseri dış kısımda dondurucu kondanseri iç kısımda yer almaktadır. Tersi bir düzenleme de mümkündür. Böylece soğutucu hava kondansere çarptığında ilk olarak soğutucu kondanser borularına, daha sonra dondurucu kondanser borularına ve son olarak tekrar soğutucu kondanser borularına çarpmaktadır.

Boru boyunun ve kanatçık sayısının ısı transferine etkilerini görmek açısından değişik boylarda ve tel kanatçık sayılarında prototip kondanserler üretilmiştir. Üretilen kondanserlerin listesi Çizelge 8.2'de verilmiştir.

Çizelge 8.2 Üretilen İçten Dışa Eliptik Sarımlı Wot Kondanserler

No	Soğutucu Boru Boyu (mm)	Dondurucu boru boyu (mm)	İçte kalan bölüm (mm)	Dışta kalan bölüm (mm)	Tel Miktarı	Boru sarımı	Üretim sırası
1	10406	7503	7503	10406	150	Ayrık	1. paket
2	10406	7503	7503	10406	10	Ayrık	1. paket
3	11502	7858	11502	7858	150	Ayrık	1. paket
4	11502	7858	11502	7858	10	Ayrık	1. paket
5	14728	11345	11345	14728	10	Ayrık	2. paket
6	14728	11345	11345	14728	90	Ayrık	2. paket
7	14728	11345	11345	14728	180	Ayrık	2. paket

İçten dışa eliptik sarımlı wot kondanserlerin tasarımında bağlı kalınan kısıtlar aşağıda belirtilmiştir

- Kondanser iç çapı plastik muhafaza iç çapı kadar olacaktır.
- Kondanser dış çapı plastik muhafaza dış çapı kadar olacaktır.

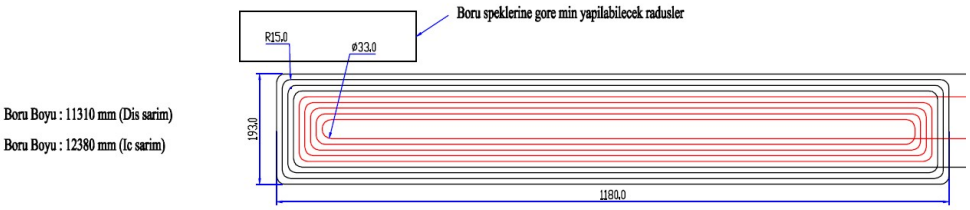
- Referans coil kondanserde ihtiyaç duyulan ısı transferine bağlı olarak soğutucu kondanseri boru boyu dondurucu kondanseri boru boyundan daha büyüktür. Eliptik sarımlı wot kondanserlerde de benzer tasarım yapılmıştır.
- Tel kanatçıkların ısı transferine etkilerinin görülmesi açısından farklı tel kanatçık sayılı kondanserler üretilmiştir.
- Boru boyunun ısı transferine etkileri görülmesi açısından farklı boylu kondanserler üretilmiştir.

Yeni tasarımın ısı transfer performansı açısından iki büyük avantajı söz konusudur. Bunlardan birincisi mevcut wot kondanserin aksine coil kondanserin boru boyu ölçülerine ulaşılmıştır. İkincisi ise coil kondanserin tasarımından dolayı üzerine tel kanatçık kaynağı yapılamamasına rağmen bir önceki kondanserde olduğu gibi yeni tasarımda kanatçık kaynağı yapılabilmesidir. Yeni tasarlanan bu kondanserden birbirlerinden farklı olarak 3 adet olarak üretilmesi öngörülmüştür. Bu kondanserler Çizelge 8.2'de 5.6 . ve 7. maddelerde listelenmiştir. Çizelge 8.2'den de görüleceği üzere aynı kondanserin 10 telli (10 tel ısı transferinden ziyade kondanserleri bir arada tutmak için kullanılmıştır) , 90 adet telli, 180 adet telli olmak üzere 3 çeşit prototip kondanser üretilmiştir. Bir önceki bölümlerde de belirtildiği üzere kondanser prototip olarak üretildiği için tel kaynak makinası manuel bir makinadır. Bu makinada seri olarak kaynak yapılamamakta ve teller arasındaki mesafede küçük te olsa değişimler söz konusu olabilmektedir. Bu nedenle tellerin standart aralıklar ile puntalanmasını sağlayacak olan ayrı bir aparat imal edilmiştir. Toplam 180 adet tel için teller arası mesafe yaklaşık olarak 5 mm olmaktadır. Bu da manuel tel kaynağında ulaşılabilen yaklaşık minimum mesafedir. Seri imalat şartlarında tel arasındaki mesafe otomatik kaynak punta makinasının kullanılmasıyla 1mm'ye kadar düşürülmektedir. Böylece çok daha fazla tel kaynağı söz konusu olabilmektedir. Tel miktarı boru boyunun düşürülmesinde önemli bir kıstastır. Bu da direk olarak kondanserin toplam maliyetine etki etmektedir.

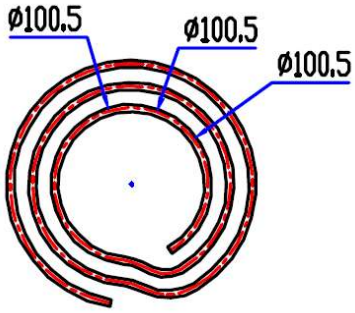
8.1.3. İçten Dışa Dikdörtgen Sarımlı Wot Kondanser

Bir önceki bölümde tasarımı görülen içten dışa eliptik sarımlı wot kondanser düzlemsel şekil verildikten sonra spiral şeklinde üç katman olarak kıvırma işlemi sonucunda üç boyutlu şeklini almaktadır. Bunun sonucunda özellikle kıvırma işleminin ilk olduğu yer ile son kısımda havanın karşılaşacağı direnç daha küçük olmaktadır. Ayrıca soğutucu akışkanın daha az basınç düşüşüne maruz kalması için eliptik şekil verilen

kısımlarda havanın daha düşük dirençle karşılaşmasına neden olmaktadır. Bu da kondanser üzerinden geçirilen havanın akışının uniformluğunu bozan bir etki yaratmaktadır. Bu çalışmada bu durum göz önüne alınarak havanın kondanser boruları etrafında akışında mümkün olduğunca birbirine yakın direnç sağlayacak bir diğer tasarım üzerinde de durulmuştur. Bu nedenle Şekil 8.8'den de görülebileceği gibi boruların düzlemsel sarım işleminde eliptik sarım yerine dikdörtgen formunda sarım göz önüne alınmıştır. Ayrıca rulo halinde sarım işleminde spiral sarım yerine mümkün olduğunca dairesel sarım göz önüne alınmıştır. Bu amaçla Şekil 8.9'dan da görülebileceği gibi 340-350° de bir s hareketi ile diğer katmana geçiş sağlanmıştır. Her ne kadar bu kondanser daha homojen bir hava akışı sağlasa da kıvırma işleminde s hareketi nedeniyle bu tasarıma yönelik üretim tekniği daha zordur.



Şekil 8.8 12380 x 11310 mm İçten Dışa Dikdörtgen Sarımlı Kondanser



Şekil 8.9 İçten Dışa Dikdörtgen Sarımlı Kondanserin Üç Boyutlu Formu

Yukarıda ifade edilen tasarım doğrultusunda üretimi gerçekleştirilen prototip kondanserler Şekil 8.10'da görülmektedir.



Şekil 8.10 İçten Dışa Dikdörtgen Sarımlı Wot Prorotip Kondanser

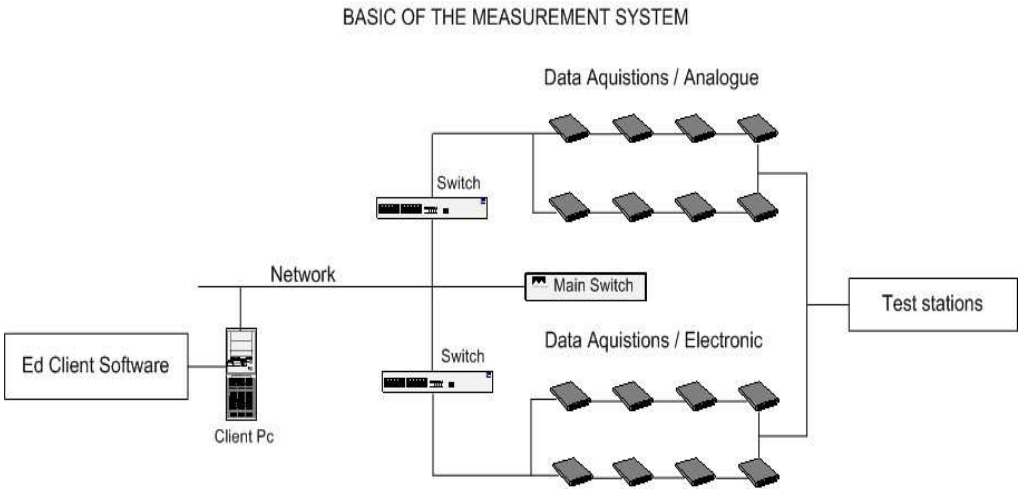
Üretilen prototip kondanserlerin listesi Çizelge 8.3'te verilmiştir. Bu tip kondanserler hem Şekil 8.8 de görüldüğü gibi bir kondanser içte diğeri dışta olacak şekilde ayrık üretildiği gibi hem de her iki kondanser boruları yan yana olacak şekilde birleşik üretilmiştir.

Çizelge 8.3 Üretilen İçten Dışa Dikdörtgen Sarımlı Wot Kondanserler

No	Soğutucu boru boyu (mm)	Dondurucu boru boyu (mm)	İçte kalan bölüm (mm)	Dışta kalan bölüm (mm)	Tel Miktarı	Boru sarımı	Üretim sırası
8	12380	11310	12380	11310	161	Ayrık	3. paket
9	12380	11310	12380	11310	108	Ayrık	3. paket
10	12380	11310	12380	11310	34	Ayrık	3. paket
11	13222	12886	12886	13222	90	Birleşik	4. paket
12	13222	12886	12886	13222	48	Birleşik	4. paket

8.2. Buzdolabı Test Sistemi

BM tipi buzdolabında kritik noktaların termodinamik özelliklerini belirlemek için Şekil 8.11'de gösterilen ölçüm sistemi altyapısı ve Şekil 8.12'de gösterilen test odaları kullanılmıştır. Odalarda, 15˚C, 25˚C ve 43˚C olmak üzere 3 farklı çevre sıcaklığında ve istenilen bağıl nemde ölçümler yapılabilmektedir. Şekil 8.13'de her odanın girişindeki sıcaklık ve nem değerlerinin kontrolünün yapıldığı panel gösterilmiştir. Yapılan ölçümler bir hizmet sağlayıcısında toplanmakta ve EW Client programı kullanılarak veri grafikleri oluşturulmaktadır.



Şekil 8.11 – Labarotuvar Ölçüm Sistemi Altyapısı

Söz konusu ölçüm sisteminde test istasyonlarından ölçülen bilgiler veri kaydediciler vasıtasıyla toplanarak network üzerinden EW Client yazılım programına iletilir. Yazılım programı iletilen bu bilgilerin grafik olarak ekranda görüntülenmesini sağlar.

Sistemde ölçümler her 15 saniyede bir yapılmaktadır. Sıcaklık değerleri 0.1°C hassasiyetle, güç değerleri 0.001W hassasiyetle, voltaj değerleri 0.001V hassasiyetle, enerji tüketim değerleri ise 0.01kWh/gün hassasiyetle ölçülmektedir.

Test odalarının sıcaklık ve bağıl nemleri istenilen değerlere ayarlanabilmektedir. Her bir test odasında 6 adet test istasyonu vardır. Bir cihaz için 11 ayrı bölgeden sıcaklık alınabilecek girişler, iki bölgesinden ise basınç, nem, debi gibi büyüklükler ölçülebilmektedir. Ölçülen bu değerler zamana bağlı olarak grafik halinde EW Client programında görülebilmektedir. Ayrıca bu veriler hizmet sağlayıcıda uzun yıllar boyunca tutulabilmektedir.



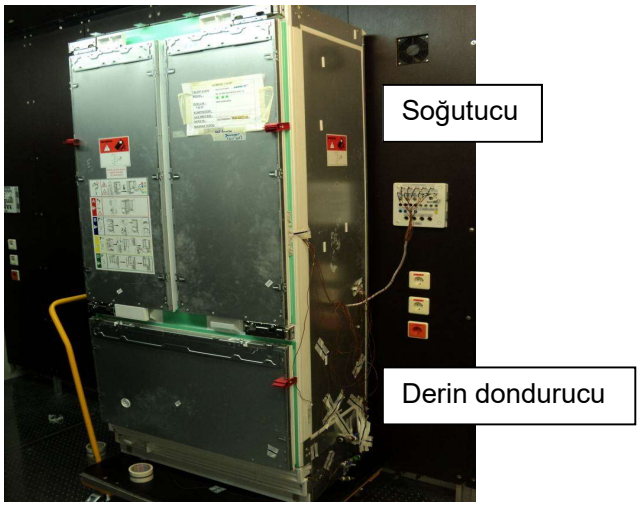
Şekil 8.12. Test Odaları



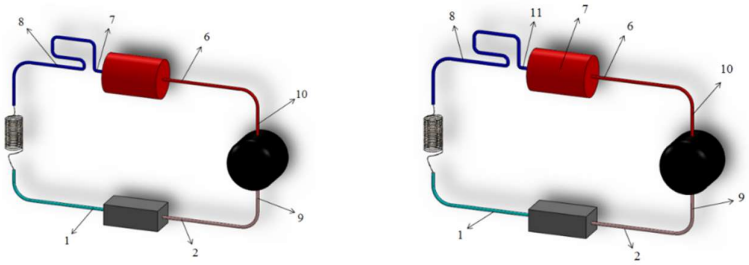
Şekil 8.13 Oda Çevre Koşulları Panosu

Testi yapılan dolap Şekil 8.14'te gösterilmiştir. Dolabın üst kısmında görülen iki kapılı bölme soğutucu, aşağıdaki tek sürgülü kapılı bölge ise dondurucu bölgesidir.

Dolap test edilmeden önce kritik noktalar belirlenir. Bu noktalar EW Client programında tanımlanır. Noktaların numaralandırılması gösterim amaçlı Şekil 8.15'te sunulmuştur. Şekil 8.16-21'de ise örnek olarak bazı noktaların karşılık geldiği termokupl montaj yerleri örnek olarak verilmiştir. Termokupllar tanımlanan noktaların üzerine alüminyum bir bantla sarılarak montelenmektedir.

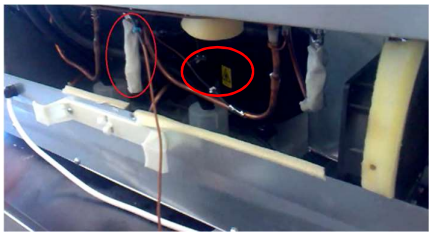


Şekil 8.14 Testi Yapılan BM36 EU Dolap



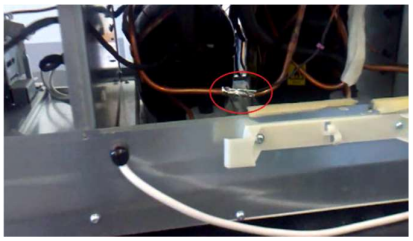
(a) Dondurucu Bölmesi (b) Soğutucu Bölmesi

Şekil 8.15. Test Noktalarının Numaralandırılması





Şekil 8.16 Dondurucu Çevre Isıtıcısı Çıkış





Şekil 8.17 Dondurucu Kompresör Giriş



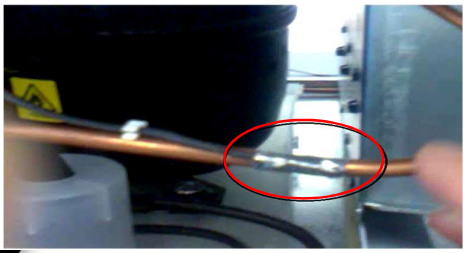


Şekil 8.18 Dondurucu Kompresör Çıkış





Şekil 8.19 Soğutucu Kompresör Çıkış





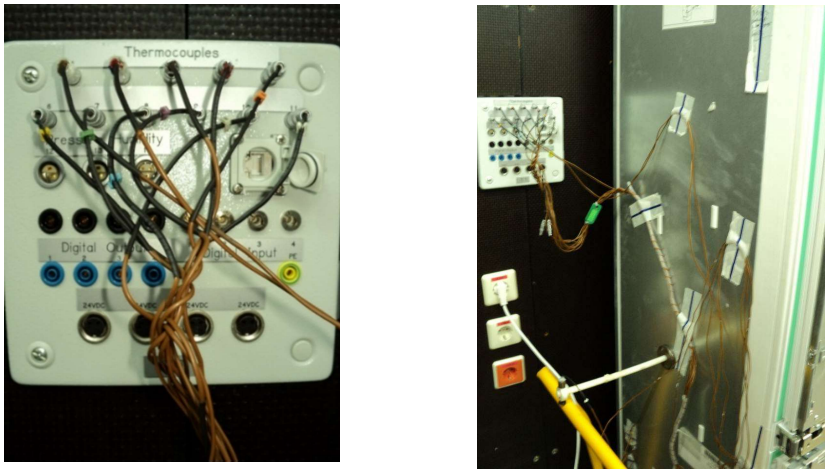
Şekil 8.20 Soğutucu Kompresör Giriş





Şekil 8.21 Soğutucu Kondanser Giriş

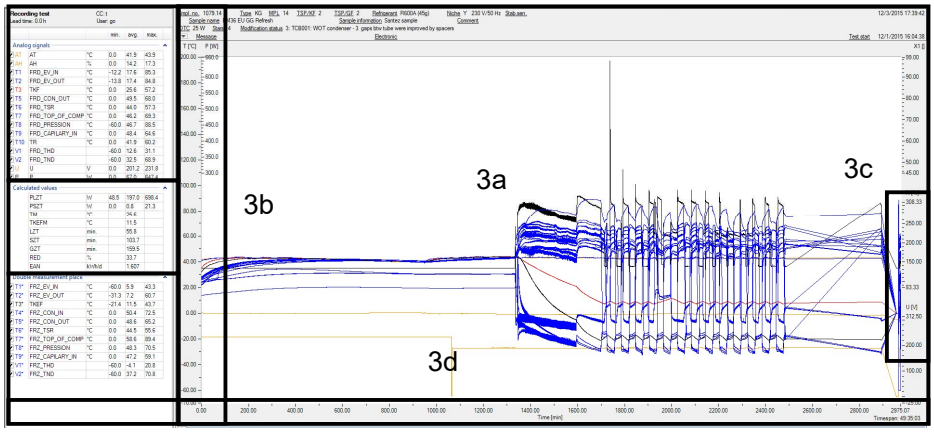
Her bir istasyonda sıcaklık ölçmek için Şekil 8.22' de gösterildiği üzere 11 termokupl kanalı, basınç ölçmek için 2 basınçölçer kanalı mevcuttur.



Şekil 8.22 Sıcaklık Ve Basıncın Ölçüldüğü Probların Takıldığı Ölçüm İstasyonu

8.3. EW Client Test Sistemi Yazılımı

Bu bölümde verileri sağlayan EW Client programı ve grafikleri ile ilgili olarak genel bilgiler verilecektir. Şekil 8.22'de görülen ilgili yerlere bağlanan konektörler vasıtasıyla elde edilen analog değerler server içerisinde dijital değerlere çevrilmekte ve EW Client adlı ara yüz programıyla beraber istenen değerler zamana bağlı olarak okunabilmektedir. Daha önce de ifade edildiği gibi bir istasyonda 11 adet sıcaklık ve 2 adet de basınç giriş noktası bulunmaktadır. Dolayısıyla programda okunabilecek sıcaklık ve basınç değerleri bu sayılarla sınırlıdır. Değerler 15 saniyede bir kayıt edilmektedir. Şekil 8.23'te örnek olarak performans testine sokulan bir dolabın basınç, sıcaklık ve enerji ölçümlerinin zamana bağlı olarak değerleri hem sayısal hem de grafik olarak gösterilmiştir. Programın ara yüzünden alınan bu ekran görüntüsünde belirtilen bölümlerin anlamları şu şekildedir:



Şekil 8.23 – EW Client Programı Sonuç Ekranı

1a – Soğutucu bölmesinde ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri

1b – Derin dondurucu bölmesinde ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri

2 – Buzdolabının elektriksel olarak harcadığı güç, enerji değerleri ile eş zamanlı olarak voltaj değerleri

3a – Bütün ölçüm noktalarındaki güç, sıcaklık basınç ve voltaj değerleri ile grafiksel gösterimleri

3b – Sıcaklık ve elektriksel komponentlerin çalışırken toplam olarak çektikleri güç değerleri

3c – Cihazın bulunduğu test odasının % olarak bağıl nemi

3d – Cihaz çalışırken saniye cinsinden geçen zaman

Programda istenildiğinde 1 ve 2 nolu bölümlerde istenilen değer yanındaki doğrulama işaretleri kaldırılarak veya işaretlenerek sonuçlar karşılaştırmalı şekilde incelenebilir.

Testlere başlamadan önce soğutucu akışkanın gaz miktarı belirlenmelidir. Belirli miktarda gaz sisteme basıldıktan sonra evaparator giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farka bakılmaktadır. Dolap rejime girdikten sonra arada sıcaklık farkı varsa 5g akışkan gazı daha sisteme basılarak tekrar dolabın rejime gelmesi beklenmekte ve bu işlem sıcaklıklar eşitleninceye adar tekrarlanmaktadır. Seri imalat şartlarındaki dolaplarda gaz miktarı belirleme işlemi yapılmamaktadır. Bir sefer belirli soğutucu komponentlere göre gaz miktarı tayin edildikten sonra soğutma sisteminin hacmi değişmediği sürece gaz miktarı hep aynı miktarda basılmaktadır. Ancak teste alınacak kondanserin boyu farklılaştığından bu işlem değişik uzunluktaki kondanserler için tekrarlanmaktadır. Çizelge 8.4'de test için gerekli süreler belirtilmiştir.

Çizelge 8.4 Test İçin Gerekli Süreler

Yapılacak Test ve Uygulamalar	**Süre**
Kondanser Montajı	1 gün
Çevrimin Vakumlanması	
Gaz Miktarı Tayini	5 gün
Kompresör Kalkış Testi	3 gün
10°C Performans Test	3 gün
43°C Performans Test	3 gün

Yukarıda bahsedilen ölçüdeki kondanser BM36 dolabın üzerine takıldıktan ve gaz miktarı tayini testi yapıldıktan sonra testler başlatılmaktadır. Teste ilk olarak Çizelge 8.2 de verilen 1 nolu 150 adet tel kanatçıklı kondanser alınmıştır. Dolap rejime geldikten 1 saat sonra kendiliğinden yağ kaldırmış ve bütün soğutma sistemi borularının içerisine yağ dolmuştur. Bunun çeşitli sebepleri vardır. Bunun nedenlerinden bir tanesi çalışmanın başlangıcından itibaren test amaçlı kullanılan dolabın birçok teste alınması ve kondanser değişimlerinden oluşabilecek kaynak noktaları deformasyonu ve soğutma sistemi içerisine hava girmesidir. Ayrıca teste alınan kondanser ısı transfer performansının istenilen düzeyde olmaması da bir diğer faktördür. Söz konusu yağ kaldırma nedeniyle dolap hurdaya ayrılmak zorunda kalınmıştır. Yeni dolap üzerinde testler performansının boru boyundan dolayı daha iyi olacağı değerlendirilen ve Çizelge 8.2 de yer alan 2. paketteki kondanserlerin testleri yapılmıştır. Bu testler sonrasında da dolabın test performansında düşüşler görülmüştür. Bundan dolayı Çizelge 8.3 te görülen kondanserler için testler kondanser performanslarının karşılaştırmalı olarak tespit edileceği ayrık bir deney tesisatı üzerinde gerçekleştirilmiştir.

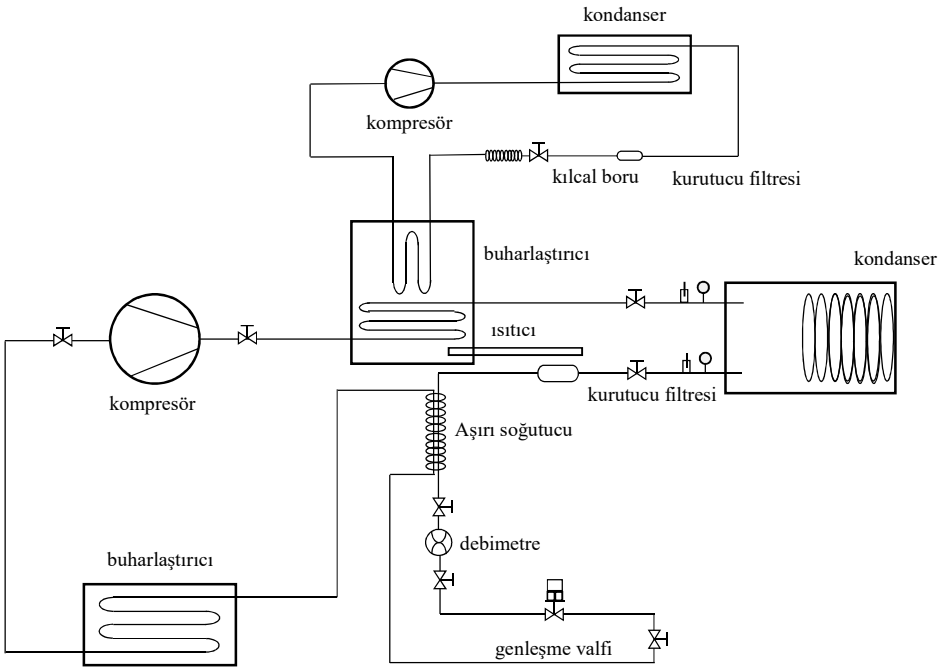
8.4. Kondanser Karşılaştırma Testi Düzeneği ve Prosedürü

Değişik yoğuşturucuların dolap üzerinde test edilmesi ile ilgili bir önceki bölümde anlatılan sıkıntılardan dolayı sadece yoğuşturucuların test edileceği bir test düzeneği gereksinimi ortaya çıkmıştır. Bu amaçla kullanılacak test düzeneği Şekil 8.24'te görülmektedir. Deneysel düzenek birincil ve ikincil soğutma birimlerini içermektedir. Her soğutma birimi bir adet kompresör, bir adet kondanser, bir adet genleşme valfi ve bir adet kılcal boru içermektedir. Birincil soğutma birimi test edilecek kondansere sahiptir. Kondanser ikincil soğutma sistemi üzerinde bulunan ısı değiştiricileri ile etkileşim halindedir. İkincil soğutma ünitesi ihtiyaç halinde birincil soğutma ünitesi içerisindeki soğutucu akışkanın sıcaklığını değiştirmekte kullanılmaktadır.

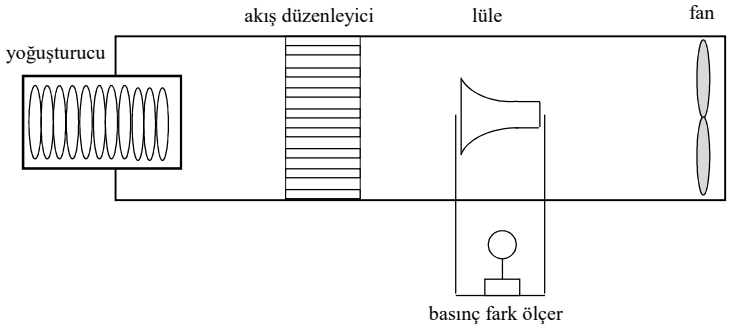
Birincil soğutma birimi içerisindeki akışkanın basıncı bir kompresör aracılığıyla yoğuşma basıncına arttırılır. Yoğuşma basıncı değişken hızlı bir kompresör yardımıyla kontrol edilmektedir. Akışkan kompresörden sonra bir ısı değiştiricisine girmektedir. Isı değiştiricisi deneysel sistemin soğutma ihtiyacı olduğu zaman çalışan bir buharlaştırıcı ya da ısıtma ihtiyacı olduğu zaman çalışan bir ısıtıcıdan oluşmaktadır. Deney yapılan kondanserin giriş sıcaklığı ısı değiştiricisi içerisindeki ısıtıcı ısıtma çıkışı veya buharlaştırıcı soğutma çıkışı parametrelerinin değiştirilmesi ile kontrol edilmektedir.

Kondanseri terk eden akışkanın sıcaklığı ayarlanan değere kadar aşırı soğutucu tarafından düşürülmektedir. Aşırı soğutma genleşme valfinden ayrılan akışkan vasıtasıyla sağlanmaktadır. Akışkanın kütlesel debisi aşırı soğutucu sonrasında yerleştirilen bir debimetre ile ölçülmektedir. Aşırı soğutucudan çıkan akışkan buharlaştırıcıya gönderilir. Soğutma çevrimi buharlaştırıcından çıkan akışkanın kompresöre girmesiyle tamamlanmaktadır.

Test edilecek kondanser Şekil 8.25'te görülen bir hava kanalının içerisine yerleştirilir. Hava akışı aksiyal bir egzoz fanı ile sağlanmaktadır. Havanın hacimsel debisi bir nozul ve basınç transmitter yardımıyla ölçülmektedir. Hava kanalı içerisinde uniform akış elde edebilmek için bir akış düzenleyicisi kullanılmaktadır.

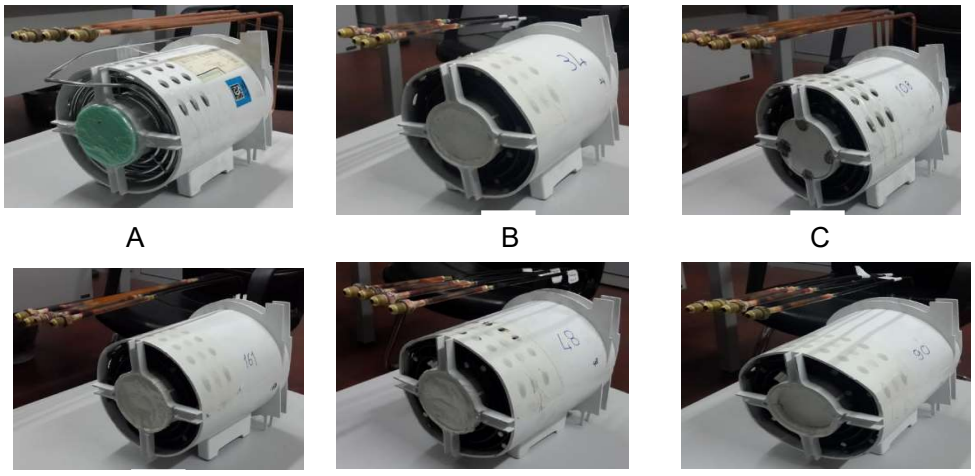


Şekil 8.24 Deneysel Düzeneğin Şematik Görünümü



Şekil 8.25 Hava Kanalının Şematik Görünümü

Bir önceki bölümde açıklanan test düzeneğinde teste alınan kondanserlerin resimleri Şekil 8.26'da görülmektedir.



Şekil 8.26 Performans Testine Tabi Tutulan Kondanserler

Çizelge 8.5'ten de görüleceği üzere soğutucu ve dondurucu olmak üzere akışanın her bölmede ayrı dolaştığı iki bölüm bulunmaktadır. Test sisteminde sadece bir bölüm test edilebildiğinden akışkan önce soğutucu bölmesi borularının giriş ve çıkışlarına, sonrasında da dondurucu bölmelerinin giriş ve çıkışlarına bağlanmıştır. Performans test sonuçlarının tutarlı bir şekilde karşılaştırılabilmeleri için sabit alınan parametre değerleri Çizelge 8.5'da görülmektedir.

Çizelge 8.5 Test Parametreleri

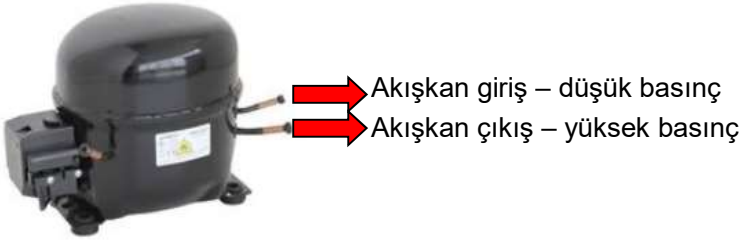
Bölme	Test odası sıcaklığı °C	Aşırı ısıtma °C	Aşırı soğutma °C	Yoğuşma sıcaklığı °C	Fan hızı	Akışkan tipi
Soğutucu	22	5	7	46	45%	R134a
Dondurucu	13	5	7	38	45%	R134a

8.5. Buharlaşma ve Yoğuşma Basınç ve Sıcaklıkları

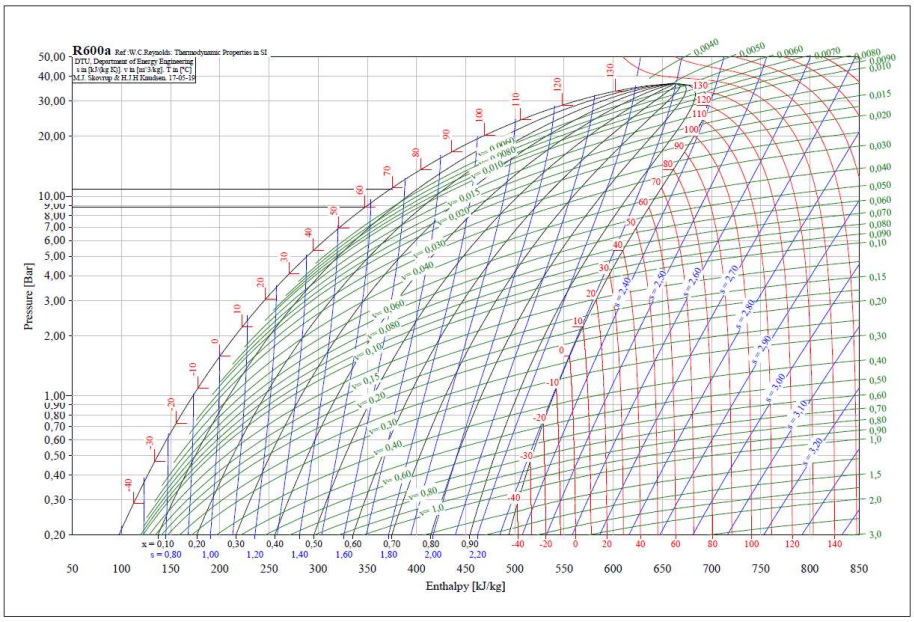
Rankine çevrimine göre soğutma yapan buzdolabı soğutma yapılan ortam ve buzdolabının bulunduğu ortam daimi rejim şartlarında ise bir süre sonra çevrim özellikleri sabitlenir. Ancak buzdolabı rejime gelene kadar çevrim özellikleri önemli miktarlarda değişimler sergiler. Rejime gelene kadar geçen bu süreye de "devreye alma" adı verilir.

Ele alınan buzdolabı için soğutucu çevriminde kullanılan gaz tipi R600a'dır. Buzdolapları için özel tasarlanan hermetik tip kompresörlerin tedarikçileri basınç ve sıcaklık kriterlerine göre yaptıkları testler sonucunda soğutucu akışkanın basıncının devreye alma süresince en yüksek 12bar, rejimdeyken ise 9 bar olarak belirlemişlerdir. Basınç değerleri bu değerlerden ne kadar yüksek olursa kompresör malzemesinin sıcaklık nedeniyle maruz kalacağı değişimler ve gerilmeler o kadar fazla olacaktır. Bu da kompresörün çalışma ömrünün azalması demektir. Dolayısıyla buzdolabı soğutma çevrimi tasarımında kompresörün maruz kaldığı en yüksek basınç ve dolayısıyla da sıcaklık değerleri dikkate alınmak zorundadır.

Kompresör içerisindeki akışkanın giriş basıncı düşük, çıkış basıncı yüksektir (Şekil 8.27). Soğutma çevrimindeki en yüksek basınç ve sıcaklık değeri kompresörün çıkışındadır. Kompresörün en yüksek çalışma basıncı kompresör çıkışında ölçülür. Burada ölçülen basınç, EW Client programı tarafından otomatik olarak doyma sıcaklığına çevrilmektedir. Çevrim devreye alma süresinde geçerli olan en yüksek çalışma basıncı 12 barın karşılığı olan doyma basıncı 70°C, çevrim rejim süresinde geçerli olan en yüksek çalışma basıncı 9 barın karşılığı 60°C'dir. Bu değerler Şekil 8.28'de R600a gazına ait olan Mollier diyagramında gösterilmiştir.

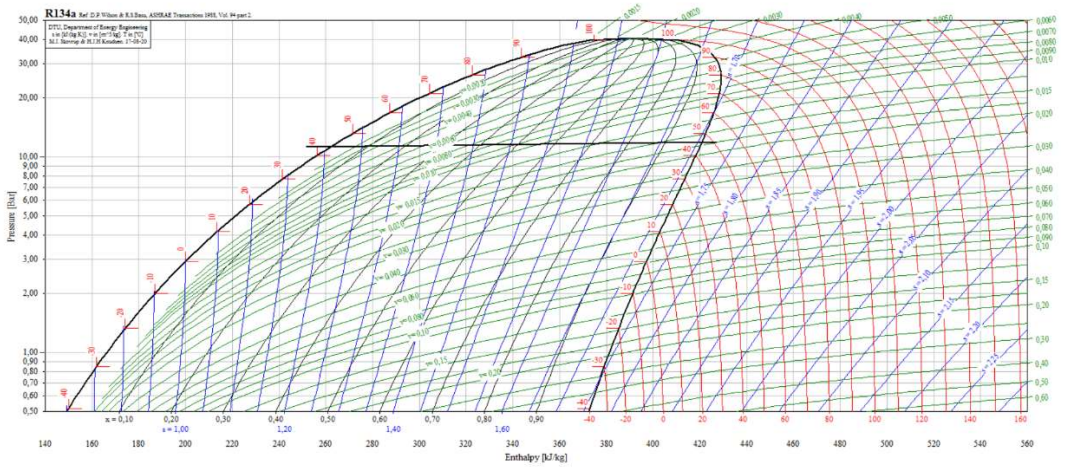


Şekil 8.27 Kompresör Giriş ve Çıkışındaki Basınçlar

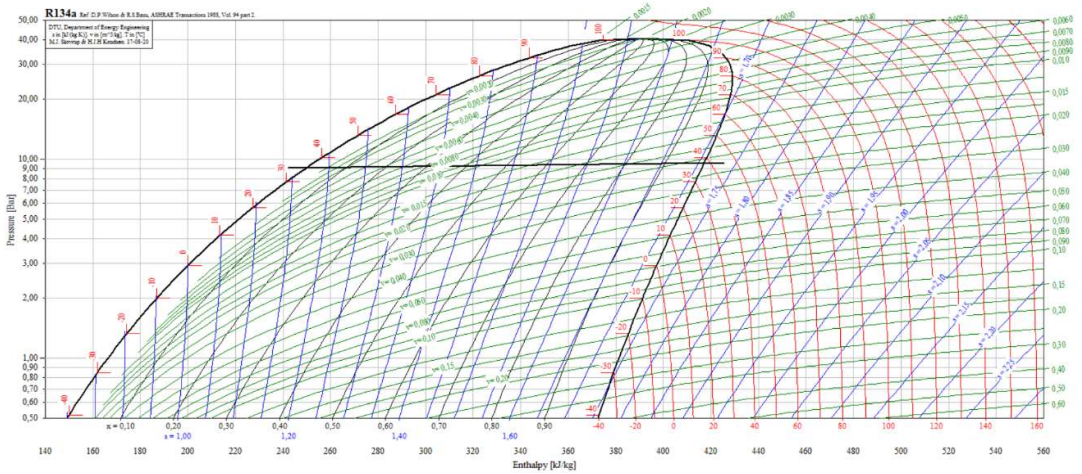


Şekil 8.28 Kondanser Doyma Basınç ve Sıcaklıkları

Kondanser karşılaştırma testlerinin yapıldığı düzenekte soğutucu akışkan olarak R134a gazı bulunmaktadır. Soğutucu bölümü kondanseri için yoğuşma sıcaklığı 46°C, dondurucu bölümü için ise 38°C alınmıştır. Söz konusu şartlarda P-h diyagramı soğutucu ve dondurucu bölmeleri için Şekil 8.29 ve Şekil 8.30'da ayrı olarak verilmiştir. Mollier diyagramından da takip edilebileceği gibi yoğuşma sıcaklıklarına karşılık gelen basınç soğutucu için 12 bar, dondurucu için 9 bar'dır.



Şekil 8.29 Soğutucu Doyma Basınç ve Sıcaklığı



Şekil 8.30 Dondurucu Doyma Basınç ve Sıcaklığı

8.6. Kondanser Boruları Etrafındaki Akış ve Isı Transferi

Kondanserdeki hava akışı türbülanslı olup akışın simülasyonu için k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model için yönetici denklemler aşağıdaki şekilde ifade edilebilmektedir.

Süreklilik Denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) = 0 \qquad (8.1)$$

Burada ρ yoğunluk, u ise hızdır.

Momentum Denklemi

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu_{eff}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] + S_M \tag{8.2}$$

Burada S_M kütle kuvvetlerinin toplamıdır.. μ_{eff} türbülansı hesaba katan efektif viskozitedir.

p' aşağıdaki şekilde tanımlı modifiye basınçtır.

$$p' = p + \frac{2}{3}\rho k + \frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial u_j}{\partial x_j} \tag{8.3}$$

k-ε türbülans modeli türbülans viskozite kavramına dayalıdır.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \tag{8.4}$$

Burada μ_t türbülans viskozitesidir. k-ε türbülans modeli türbülans viskozitesinin türbülans kinetik enerjisi ve disipasyon hızı ile aşağıdaki şekilde ilişkili olduğu varsayımına dayanır:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{8.5}$$

Burada C_μ bir sabittir. k türbülans kinetik enerjisi ve ε türbülans sönüm hızıdır.

k ve ε türbülans kinetik enerjisi ve türbülans disipasyon hızı için aşağıdaki transport denklemleri yazılabilir::

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + P_k - \rho\varepsilon + P_{kb} \tag{8.6}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}P_k - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon + C_{\varepsilon 1}P_{\varepsilon b}) \tag{8.7}$$

Burada $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ sabitlerdir. σ_k ve σ_ε k and ε. için türbülans Prandt sayılarıdır. P_{kb}ve $P_{\varepsilon b}$ kaldırma kuvvetlerinin etkisini ifade ederler ve aşağıdaki şekilde tanımlıdırlar:

$$P_{kb} = -\frac{\mu_t}{\rho\sigma_\rho} g_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad , \quad P_{kb} = -\frac{\mu_t}{\rho\sigma_\rho}\rho\beta g_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad , \quad P_{\varepsilon b} = C_3 max(0, P_{kb}) sin\emptyset \tag{8.8}$$

Burada T sıcaklık, σ_ρ türbülans Schmidt sayısıdır. Boussinesq modeli için $\sigma_\rho = 0.9$ tam model için $\sigma_\rho = 1$ dir. Sönüm katsayısı $C_3 = 1$ dir.

P_k viskoz kuvvetler nedeniyle türülans üretimidir ve aşağıdaki şekilde modellenir:

$$P_k = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\left(3\mu_t\frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k\right) \tag{8.9}$$

Enerji Denklemi

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j h_{tot}\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho\overline{u_j h}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[u_i\left(\tau_{ij} - \rho\overline{u_i u_j}\right)\right] + S_E \tag{8.10}$$

Burada λ ısı iletim katsayısı, τ gerilme tansörü, $\rho\overline{u_i u_j}$ Reynolds gerilmeleri ve S_E ısı kaynağıdır. Ortalama toplam entalpi htot aşağıdaki şekilde tanımlıdır:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2}u_i u_i + k \tag{8.11}$$

Toplam entalpi aşağıdaki şekilde tanımlı türbülans kinetik enerjisini içerir:

$$k = \frac{1}{2}\overline{u_i^2} \tag{8.12}$$

Türbülans parametreleri aşağıdaki şekilde seçilmiştir (Launder and Spalding, 1972):

$$C_\mu = 0.09 \quad , \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad , \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad , \quad \sigma_k = 1.0 \quad , \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \tag{8.13}$$

BÖLÜM 9

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

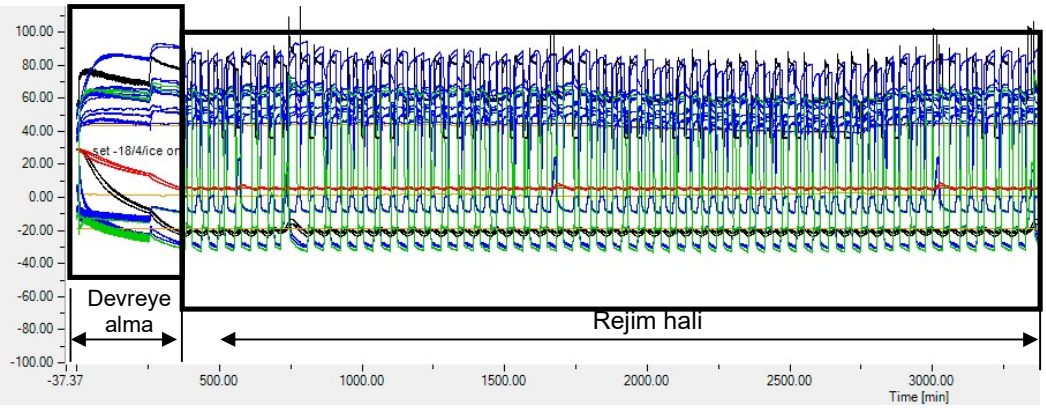
9.1. Test Sonuçları (Buzdolabı Test Sistemi ile)

9.1.1. Coil Kondanser

Seri imalatta üretilen BM tip buzdolaplarında halihazırda kullanılan kondanser tipi coil kondanserdir. Coil kondanser kompresör üretici firmalar tarafından konulan basınç ve sıcaklık sınırlarını soğutma performansının istenilen düzeyde olması sonucu sağlamaktadır. Coil kondanser soğutma çevrim şartlarının tespit edilebilmesi için teste alınmıştır. Testlerdeki oda sıcaklığı 43°C ve bağıl nem %20'dir. Coil tip kondanser bu çalışmada tasarlanan wot kondanserler için bir referans olacaktır. Tasarlanan kondanserlerin soğutma performansları coil kondanserle kıyaslanacaktır. Tasarlanan kondanserler ile coil kondanserli sistemden daha iyi sonuçlar elde edilmesi amaçlanmaktadır. Buzdolabı, enerji verimliliği testlerinin yapıldığı ve bir önceki bölümde anlatılan test sistemine bağlanmıştır. Cihazın daha önce de açıklandığı üzere soğutucu ve derin dondurucu bölmelerinin soğutma bileşenleri ayrık olduğu için ihtiyaç duyulan sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları fazladır. Her bir test istasyonunda daha öncede ifade edildiği gibi 2 basınç ve 11 sıcaklık ölçüm noktası bulunmaktadır. İhtiyaç duyulan sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları bir test istasyonunda bulunan noktalardan fazla olduğu için cihaz iki ayrı test istasyonuna bağlanmıştır. Test yapılırken ölçüm noktalarının bağlanmasında ayrı bölümlerin ayrı test istasyonuna bağlanması prensibi ile çalışılmıştır. Böylece soğutucu bölmesinin sıcaklık termokupl ve basınç ölçerleri bir test istasyonuna, dondurucu bölmesinin ise diğer test istasyonuna bağlanmıştır.

Şekil 9.1de soğutma sistemi değişik noktalarındaki sıcaklık, voltaj ve güç değişimleri görülmektedir. Grafiğin sol tarafından da görüleceği üzere cihaz çalışırken belirli süre sıcaklık değerlerinin uygun değere gelebilmesi için devreye alma süresince

eğriler farklı karakteristikler sergilemektedirler. Bu bölüm cihaza güç verildikten sonra başlar ve soğutulan bölme sıcaklıklarının belirlenen değerlere gelmesine kadar devam eder. Bölmeler içerisindeki sıcaklık değerleri, buzdolabı içerisindeki sensörler vasıtasıyla analog olarak ölçülerek elektroniğe bu analog değerlerin iletilmesi ile belirlenir. Elektronik içerisinde cihazın çalışma düzeni ile ilgili parametreler bulunmaktadır. Yazılım sensörler tarafından elektroniğe iletilen bu analog değerleri algılayarak istenilen seviyeye geldikten sonra cihazı rejimde çalışma düzenine alır.



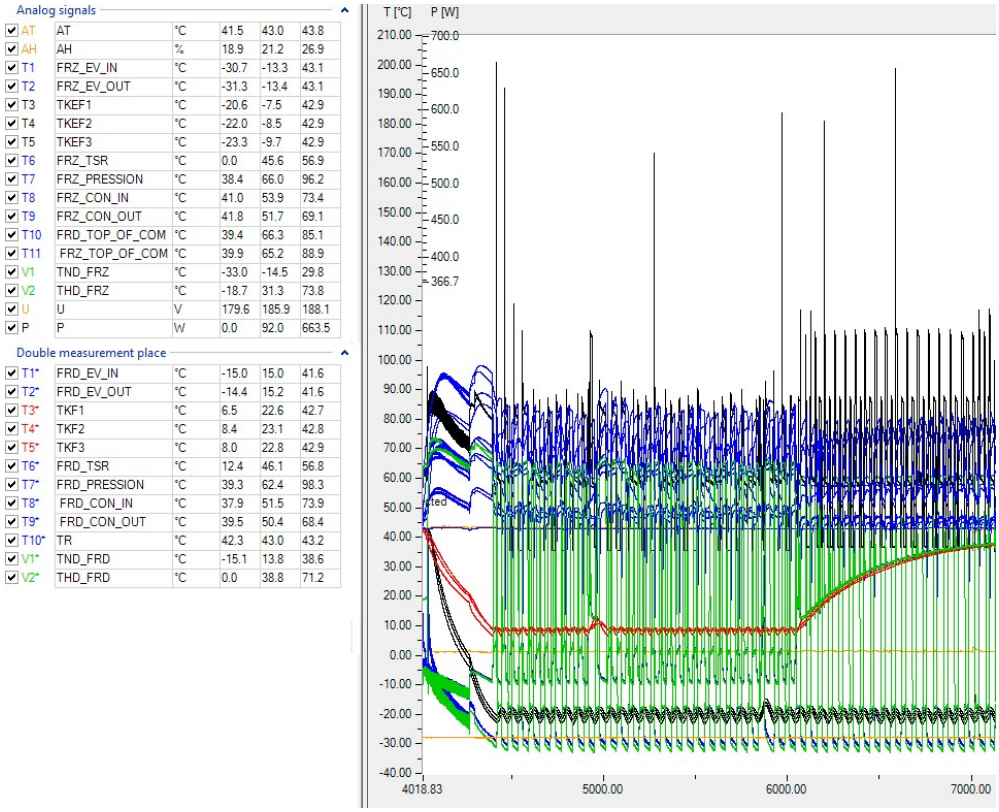
Şekil 9.1 Sıcaklık, Güç ve Voltaj Değişimleri

Dolap üzerinden alınan sıcaklık ve basınç ölçüm noktalarının listesi Çizelge9.1'de verilmiştir.

Çizelge 9.1- Sıcaklık ve Basınç Ölçüm Noktaları

Kullanım amacı	Kısaltma	Açıklama
GENEL	AT	Sistem tarafından ölçülen ortam sıcaklığı
	AH	Ortam bağıl nemi
	FRD_TOP_OF_COM	Soğutucu kompresör üstündeki sıcaklık
	FRZ_TOP_OF_COM	Dondurucu kompresör üstündeki sıcaklık
	U	Voltaj
	P	Güç
	TR	Buzdolabı üzerindeki sensör tarafından ölçülen ortam sıcaklığı
DONDURUCU	FRZ_EV_IN	Dondurucu buharlaştırıcı giriş sıcaklığı
	FRZ_EV_OUT	Dondurucu buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı
	TKEF1	Bölme sıcaklığı
	TKEF2	Bölme sıcaklığı
	TKEF3	Bölme sıcaklığı
	FRZ_TSR	Kompresör giriş sıcaklığı
	FRZ_PRESSION	Kompresör çıkış sıcaklığı
	FRZ_CON_IN	Dondurucu kondanser giriş sıcaklığı
	FRZ_CON_OUT	Dondurucu kondanser çıkış sıcaklığı
	TND_FRZ	Dondurucu kompresör çıkış doyma sıcaklığı (basınç)
	THD_FRZ	Dondurucu kompresör giriş doyma sıcaklığı (basınç)
SOĞUTUCU	FRD_EV_IN	Soğutucu buharlaştırıcı giriş sıcaklığı
	FRD_EV_OUT	Soğutucu buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı
	TKF1	Bölme sıcaklığı
	TKF2	Bölme sıcaklığı
	TKF3	Bölme sıcaklığı
	FRD_TSR	Kompresör giriş sıcaklığı
	FRD_PRESSION	Kompresör çıkış sıcaklığı
	FRD_CON_IN	Soğutucu kondanser giriş sıcaklığı
	FRD_CON_OUT	Soğutucu kondanser çıkış sıcaklığı
	TND_FRD	Soğutucu kompresör çıkış doyma sıcaklığı (basınç)
	THD_FRD	Soğutucu kompresör giriş doyma sıcaklığı (basınç)

Çizelge 9.1'de verilen özelliklerden takip edilmek istenen özellikler EW Client programı üzerinde aktive edilebilmektedir. Ayrıca program aracılığı ile ölçülen özelliklerin en düşük ve en yüksek değerleri seçilen zaman aralığında listelenebilmektedir. Tüm bu veriler da buzdolabının çalışma sisteminin anlaşılmasında ve incelenen bileşenlerin çalışma şartlarının tespitinde kolaylık sağlar. Çizelge 9.1'de listelenen özelliklerin değişimlerin EW Client programı ara yüzü üzerindeki görünümü Şekil 9.2'de gösterilmiştir.

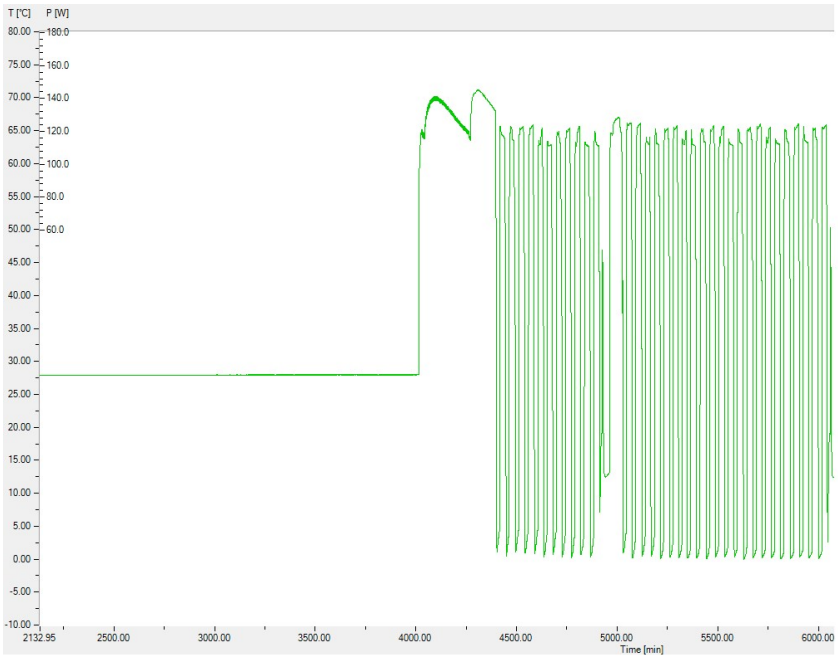


Şekil 9.2 Parametre Değer Değişimlerinin EW Client Yazılımı Aracılığı ile Takibi

EW Client sistemi kompresör çıkış sıcaklığını ölçmemekte bunun yerine kompresör çıkış basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığını ölçmektedir. EW Client programında sadece soğutucu ve dondurucu bölmelerinin soğutucu akışkan kompresör çıkışı doyma sıcaklıklarının aktif edilmesi ile elde edilen grafikler Şekil 9.3 ve Şekil 9.4'te gösterilmiştir. Bu grafikler aracılığı ile elde edilen devreye alma ve çevrim sırasına söz konusu olan maksimum kompresör çıkış sıcaklıkları Çizelge 9.2'de verilmiştir.



Şekil 9.3 Dondurucu İçin Kompresör Çıkışı Akışkan Doyma Sıcaklığı



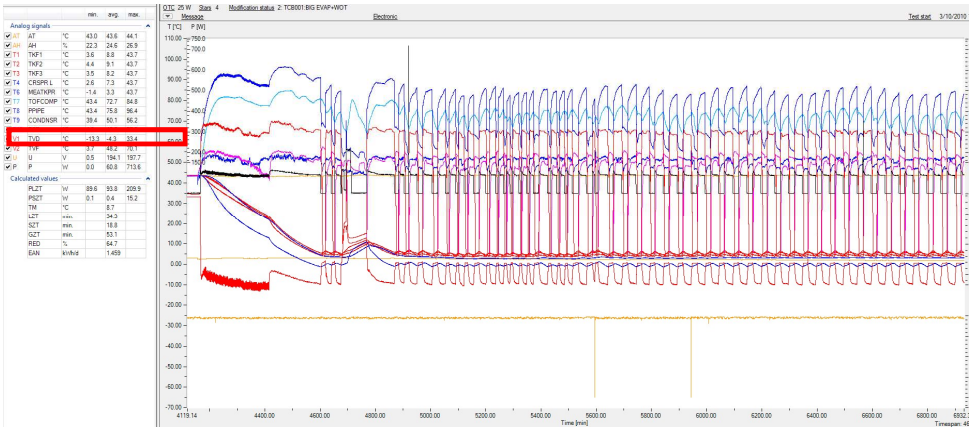
Şekil 9.4 Soğutucu İçin Kompresör Çıkışı Akışkan Doyma Sıcaklığı

Çizelge 9.2 Dondurucu ve Soğutucu İçin Kompresör Çıkışı Doyma Sıcaklığı

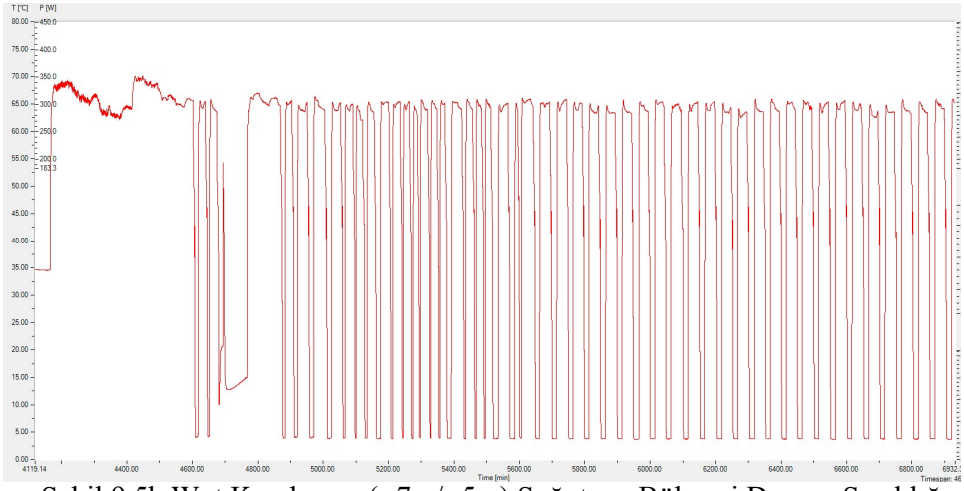
Çalışma durumu	Dondurucu için maksimum kompresör çıkışı doyma sıcaklığı	Soğutucu için maksimum kompresör çıkışı doyma sıcaklığı
Devreye alma	73.8	71.2
Rejim	69.1	67

9.1.2. Mevcut Wot Kondanser (~7m/~5m)

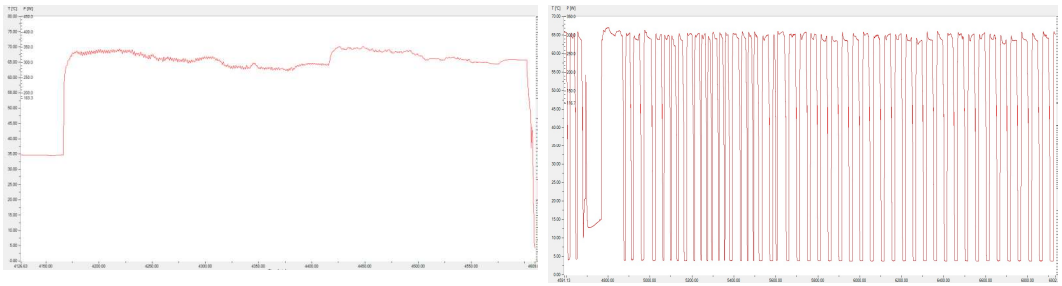
Şekil 6.4'de gösterilen mevcut wot kondanserin monteli olduğu BM36 model buzdolabı 43°C sıcaklıkta teste tabi tutulmuştur. Test sonuçları soğutucu bölmesi için Şekil 9.5a-c'de, dondurucu bölmesi için Şekil 9.6d-f'de verilmiştir. Şekillerde grafik olarak gözüken değerler Çizelge 9.3'de her iki bölme için ayrı olarak listelenmiştir.



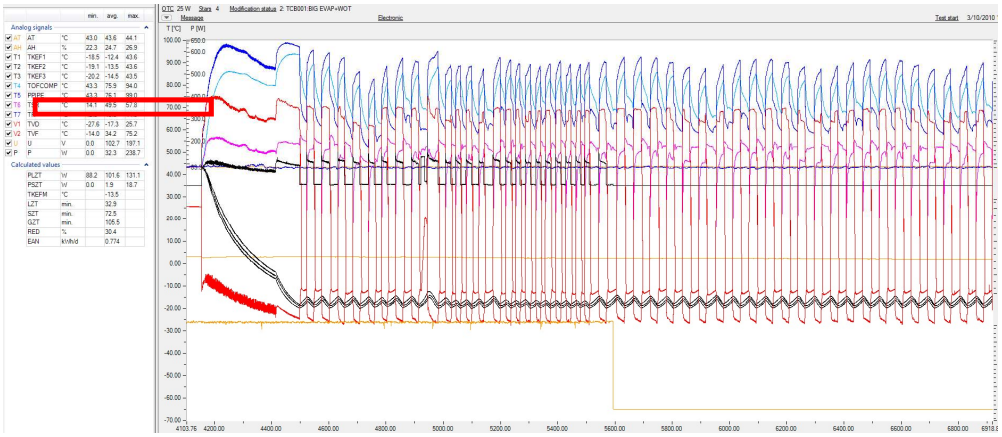
Şekil 9.5a Wot Kondanser (~7m/~5m) Soğutucu Bölmesi Test Değerleri



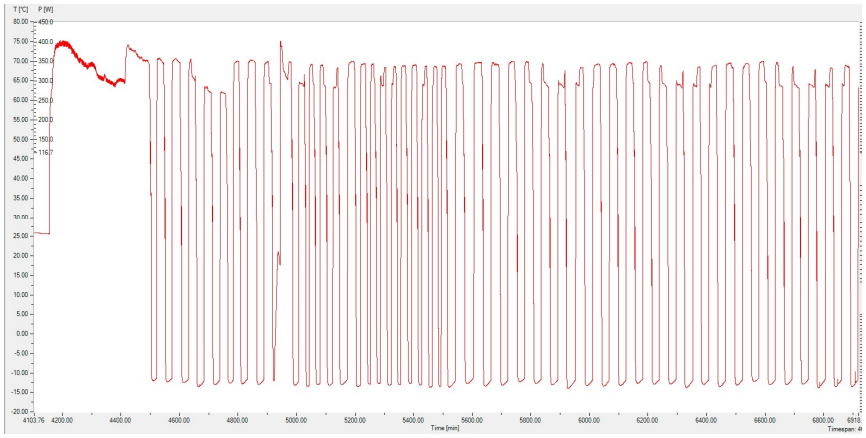
Şekil 9.5b Wot Kondanser (~7m/~5m) Soğutucu Bölmesi Doyma Sıcaklığı



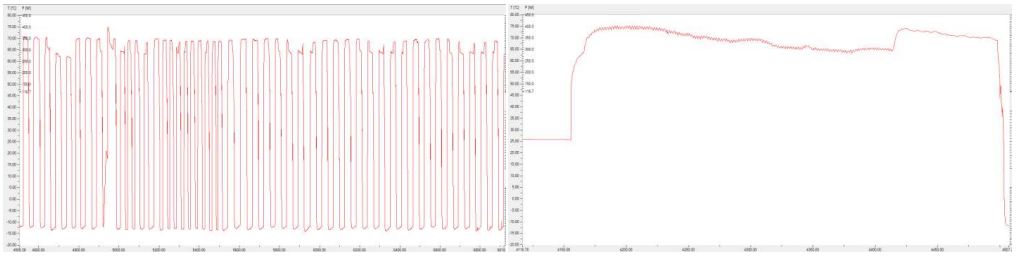
Şekil 9.5c Wot Kondanser (~7m/~5m) Soğutucu Bölmesi İçin Devreye Alma ve Çevrim Boyunca Akışkanın Doyma Sıcaklığı



Şekil 9.6a Wot Kondanser (~7m/~5m) Dondurucu Bölmesi Test Değerleri



Şekil 9.6b Wot Kondanser (~7m/~5m) Dondurucu Bölmesi Doyma Sıcaklığı



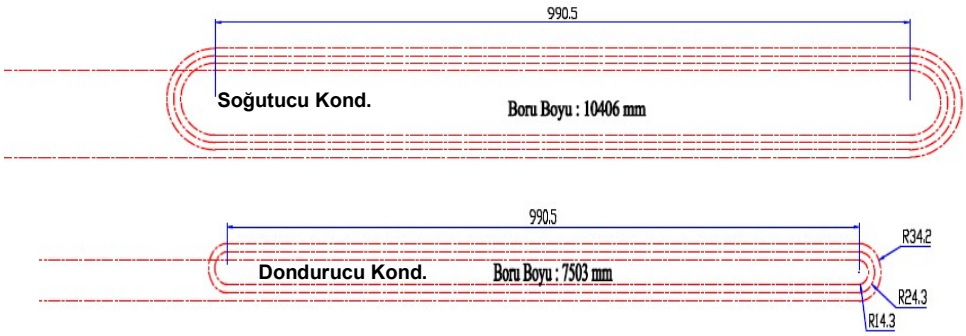
Şekil 9.6c Wot Kondanser (~7m/~5m) Dondurucu Bölmesi İçin Devreye Alma ve Çevrim Boyunca Akışkanın Doyma Sıcaklığı

Çizelge 9.3 Wot (7m/5m) Kondanser Doyma Sıcaklıkları

Bölme	**Akışkan doyma basıncı sıcaklıkları (°C)**	
	Devreye alma	**Çevrim**
Soğutucu	70.1	66
Dondurucu	75.2	70

9.1.3. Eliptik sarımlı wot kondanser (~10m/~7.5m)

Kondanserin tam ölçüleri Şekil 9.7'de verilmiştir. Kondanser uygun gaz miktarı sağlandıktan sonra BM36 model ankastre buzdolabına monte edilmiş ve teste alınmıştır.



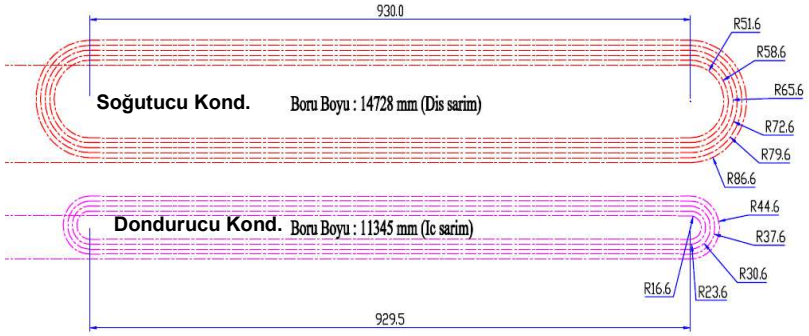
Şekil 9.7: Eliptik Sarımlı Wot Kondanser (~10m/~7.5m).

Daha önce de ifade edildiği gibi dolap rejime geldikten 1 saat sonra kendiliğinden yağ kaldırmış ve bütün soğutma sistemi borularının içerisine yağ dolmuştur. Bunun çeşitli sebepleri vardır. Bunun nedenlerinden bir tanesi çalışmanın başlangıcından itibaren test amaçlı kullanılan dolabın birçok teste alınması ve kondanser değişimlerinden oluşabilecek kaynak noktaları deformasyonu ve soğutma sistemi içerisine hava girmesidir. Diğer önemli bir neden teste alınan kondanserin ısı transfer performansının istenilen düzeyde olmaması neticesinde kompresör çıkışında çok yüksek sıcaklıkların söz

konusu olmasıdır. Dolayısıyla yeni dolap üzerinde testler daha uzun kondanser boru boyuna sahip olması nedeniyle (~15m/~11m) wot kondanser için yapılmıştır.

9.1.4. Eliptik sarımlı wot kondanser (~15m/~11m)

Bir önceki bölümde anlatılan kondanserin test yapılması sırasında dolabın yağ kaldırması sonrası boru boyu coil kondansere yakın olan eliptik sarımlı kondanserin test edilmesi düşüncesi söz konusu olmuştur. Coil kondanserin soğutucu ve dondurucu boyları sırasıyla ~14x~12.5 m'dir. Dolayısıyla test edilecek wot kondanserin toplam boyu ile coil kondanserin toplam boyu yaklaşık aynıdır. Kondanserin tam ölçüleri Şekil 9.8'de görülmektedir.

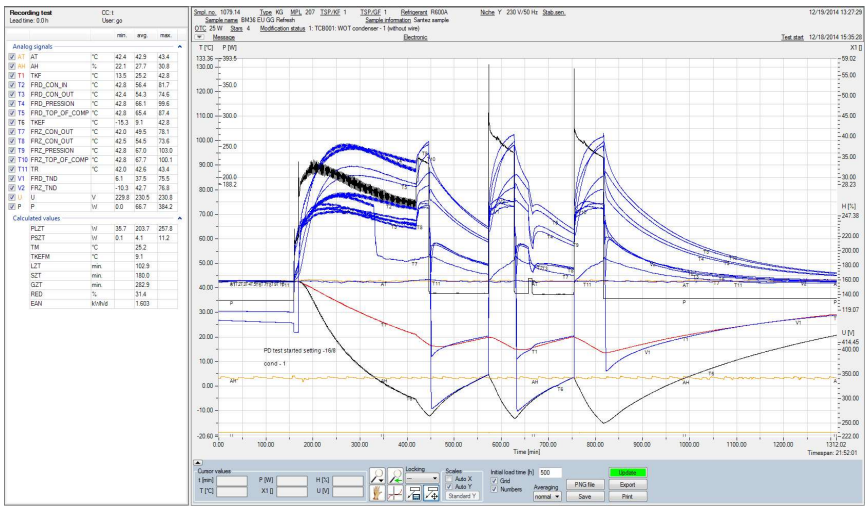


Şekil 9.8 Eliptik Sarımlı Wot Kondanser (~15m/~11m).

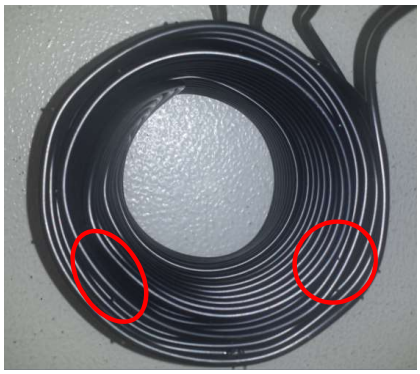
Kondanserden ilk olarak 10 telli olan kondanser teste alınmıştır. Test sonuçları Şekil 9.9'da görülmektedir. Bu test sırasında agregat bölmesi sıcaklığı 60°C'ye ulaşmıştır. Agregat bölmesinde bulunan ve ortam sıcaklığını ölçen sensör elektroniğin yazılımı gereği kompresörün bir daha kalkış yapmasını engellemiştir. Bunun sebebi de kondanser sıcaklığın çok yüksek olmasıdır. Soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı olan pull down sıcaklığı soğutucu için 75,5°C, dondurucu için 76,8 °C 'ye çıkmıştır. Bu sıcaklığı da fan düşürememiş ve agregat bölmesinin sıcaklığının yüksek mertebelere çıkmasını sağlamış ve emniyet olarak dolap kendini çalışmaya kapatmıştır. Yapılan incelemeler bu sonuca neden olan etkinin manuel üretim sonucu kondanser katmanları arasındaki farklılıklar (Şekil 9.10) olduğunu göstermiştir. Üretimin seri üretimde olduğu gibi makinalar tarafından yapılmaması bu tipte bir sorun ile karşılaşılmasına neden olmuştur. Havanın karşılaştığı direnç böylece farklı yerlerde farklı olmakta bu da fan tarafından sağlanan hava akışının kondanseri iyi soğutamaması ile sonuçlanmaktadır.

Daha önce de ifade edildiği gibi kondanser tasarımı nedeniyle de (spiral sarım, eliptik sarım) soğutma havasının karşılaştığı dirençler farklılıklar göstermektedir. Havanın kondanser içerisinde akışı ile ilgili düzensizliklerin kondanserin performansını önemli miktarlarda etkilemektedir. Daha etkin bir soğutma yapmak üzere fanın yönü ve konumu ile oynanamaması önemli bir kısıttır. Mevcut sistemde fan Şekil 9.11'de gösterildiği şekilde kondanserin arka tarafına yerleştirilmiş ve vakum yöntemiyle hava ön taraftan çekilerek kondanserin üzerinden geçirilmekte böylece soğutucu akışkanın yoğuşmasını sağlanmaktadır. Vakum nedeniyle hava kondanser dışından da çekilmekte bu da kondanserin soğuma performansını negatif olarak etkilemektedir. Dolayısıyla fanın kondanserin ön tarafına yerleştirilmesi ile vakum fanı yerine basma fanı olarak kullanılması kondanser performansına pozitif katkı sağlayacaktır. Ancak daha önce de ifade edildiği gibi agregat bölgesi için söz konusu olan kısıtlar bu değişikliğin yapılmasını engellemektedir.

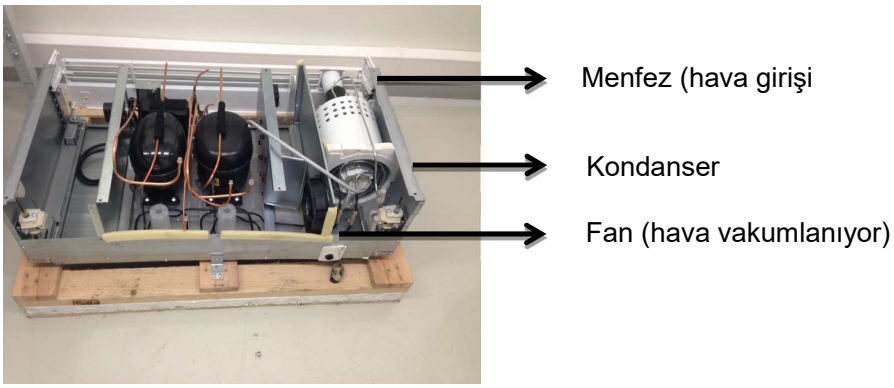
Kondanserin performansını arttırmaya yönelik yapılabilecek bir diğer düzenleme havanın kondansere Şekil 9.12a'da gösterildiği ve mevcut durumda olduğu gibi değil, Şekil 9.12b'deki gibi kondansere dik olarak gönderilmesidir. Bu durumda daha hava akışının daha homojen bir soğutma sağlaması mümkün olacaktır. Ayrıca kondanser sonrasında duvara çarpan hava sol ve sağ tarafa yönlenecek kondanserin soğumasına ilave katkı sağlayacaktır. Havanın bu durumda daha iyi karışması da ısı transfer performansına olumlu katkı sağlayacaktır. Ancak yine bu değişiklikte agregat bölgesindeki hacim yetersizliğinden dolayı mümkün olamamaktadır.



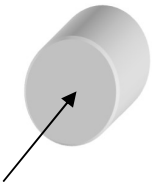
Şekil 9.9 Eliptik Sarımlı Wot Kondanser (~15m/~11m – 10 Tel) Test Sonuçları



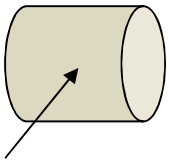
Şekil 9.10 Kondanser Katmanları Arasındaki Düzensizlikler



Şekil 9.11 Agregat Bölgesinde Fan ve Kondanserlerin Birbirlerine Göre Konumları



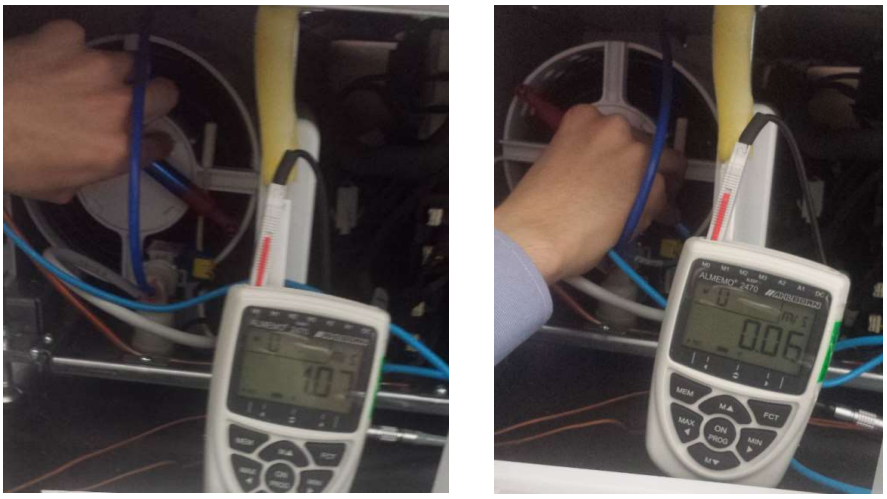
Şekil 9.12a Mevcut Durumda Hava Akış Yönü



Şekil 9.12b Kondanser Eksenine Dik Hava Akışı

Kondanser performansına negatif etki eden bir diğer faktör fanın kondanserin tam karşısında değil, arka tarafında kondansere tam 90° açıda konumlandırılmış olmasıdır. Bu da havanın kondanser içerisinde mümkün olduğunca homojen akmasına engel teşkil etmektedir.

Yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı hava akışında ortaya çıkan düzensizlikleri ve bu düzensizliklerin derecesini tespit etmek üzere eliptik sarımlı wot kondanser (~15m/~11m - 10 telli) için kondanser çıkışında hava hızları Şekil 9.13'de örnek olarak en yüksek ve en düşük hava hızlarının gözlemlendiği ölçüm yerleri ve anemometre değerleri gözükmektedir. Şekil 9.14 ve Çizelge 9.4'de ise anemometrenin konumu ve bu konumlardaki hava hızları verilmiştir. Sonuçlar kondanserde hava akışının oldukça düzensiz olduğunu göstermektedir. Bu durum da kondanser performansı üzerinde önemli negatif etkiler oluşturmaktadır.



Şekil 9.13 Kondanser Çıkışında Hız Ölçümleri

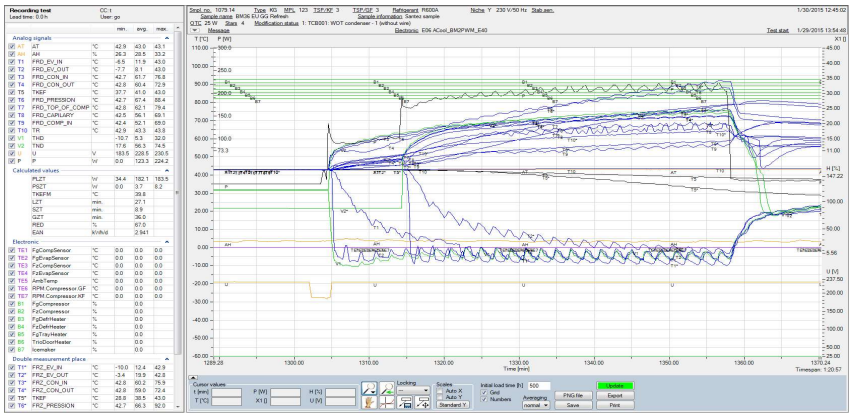


Şekil 9.14 Hava Hızı Ölçüm Konumları

Çizelge 9.4 Hava Hızı Ölçüm Sonuçları

Ölçüm noktası	Ölçülen hava hızı (m/s)
1	0.94
2	0,68
3	1,07
4	0,85
5	0,82
6	0,79
7	0,77
8	0,94
9	0,68
10	0,06

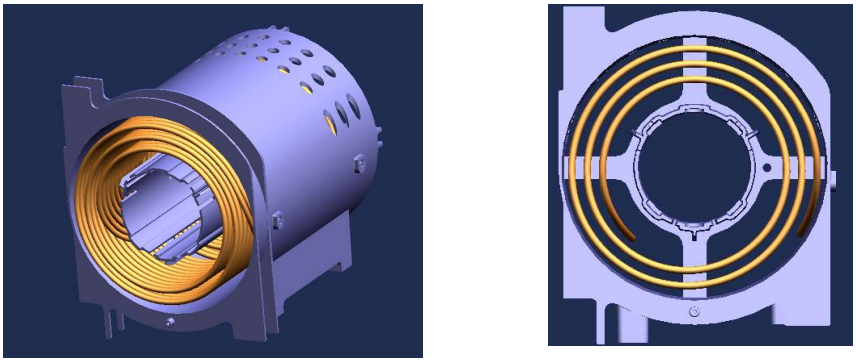
Tel ilavesinin kondanser üzerindeki hava akışı düzensizliğine etkisini tespit etmek amacıyla aynı uzunluktaki kondanserin 180 telli olanı teste alınmıştır. Test sonuçları Şekil 9.15 de görülmektedir. Bu testte de bir önceki testte olduğu gibi agregat bölmesinin sıcaklığı çıkabileceği en yüksek değere çıkmış ve dolap elektroniği de agregat bölmesinde bulunan sensörden algıladığı sıcaklığa göre dolabı bir önceki teste benzer şekilde korumaya almıştır. Böylece kanatçık kullanımının da hava akışındaki düzensizlikler üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı sonucuna varılmıştır.



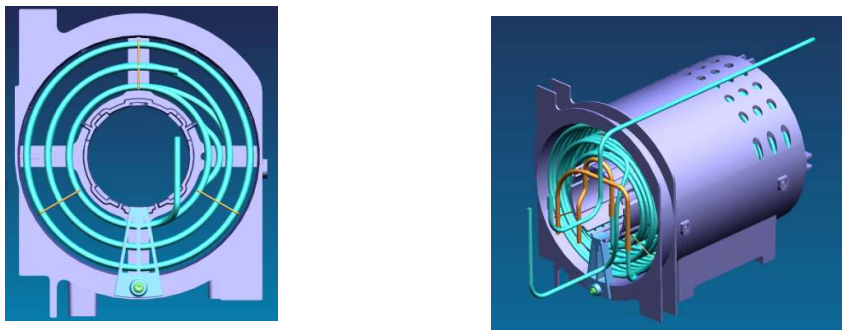
Şekil 9.15 Eliptik Sarımlı Wot Kondanser (~15m/~11m – 180 Tel) Test Sonuçları

Daha önce de ifade edildiği gibi kondanser boruları etrafında hava akışındaki düzensizliklerin farklı nedenleri vardır. Birincisi manuel üretim nedeniyle katmanlar arasında farklı aralıklardır. Diğeri fanın konumudur. Bir diğeri ise tasarım nedeniyle (spiral sarım, eliptik sarım) nedeniyledir. Şekil 9.16 ‘dan da görüleceği gibi yeni

tasarlanan kondanser de aralıklar uniform değildir. Coil kondanser için ise Şekil 9.17'de görüldüğü gibi homojen aralıklar söz konusudur.

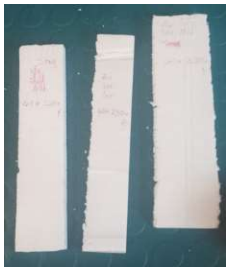


Şekil 9.16 Eliptik Wot Kondanserin Plastik Muhafazası İçerisindeki Durumu

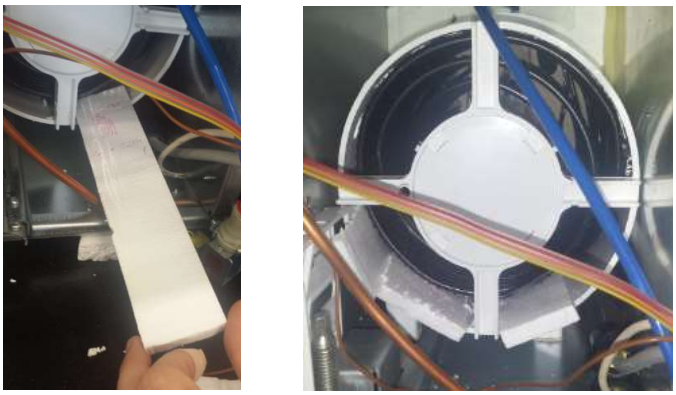


Şekil 9.17 Coil Kondanserin Plastik Muhafazası İçerisindeki Durumu

Hava akışındaki düzensizliği gidermenin kondanser performansına etkisini incelemek üzere Şekil 9.18'de görüldüğü gibi kondanserin dikeyde toplam uzunluğunda ve boruların plastik muhafaza ile arasındaki boşluk kadar genişlikte, değişik ölçülerde EPS malzemeden köpükler kesilerek hazırlanmıştır. EPS köpük kondanserde hava akışın büyük boşluklar nedeniyle daha az direnç ile karşılaştığı kısımlara Şekil 9.19'da gösterildiği gibi yerleştirilmiştir.

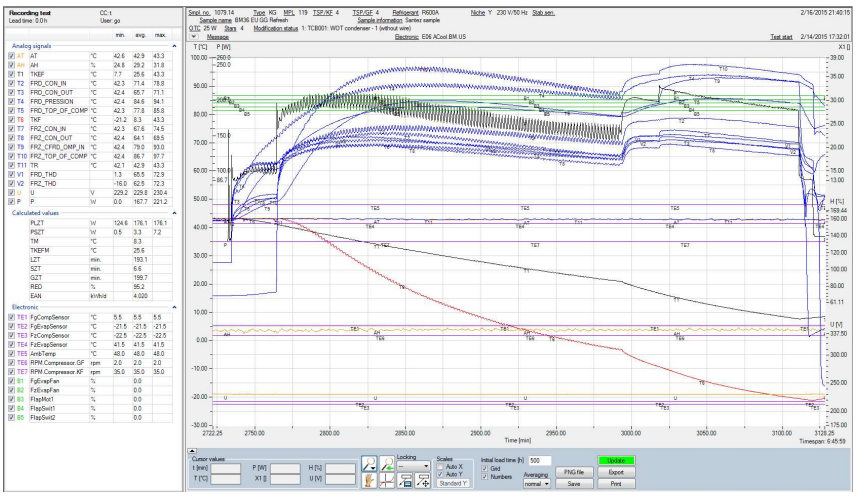


Şekil 9.18 Hava Akışındaki Düzensizlikleri Azaltmak Amacıyla Hazırlanmış EPS Köpük

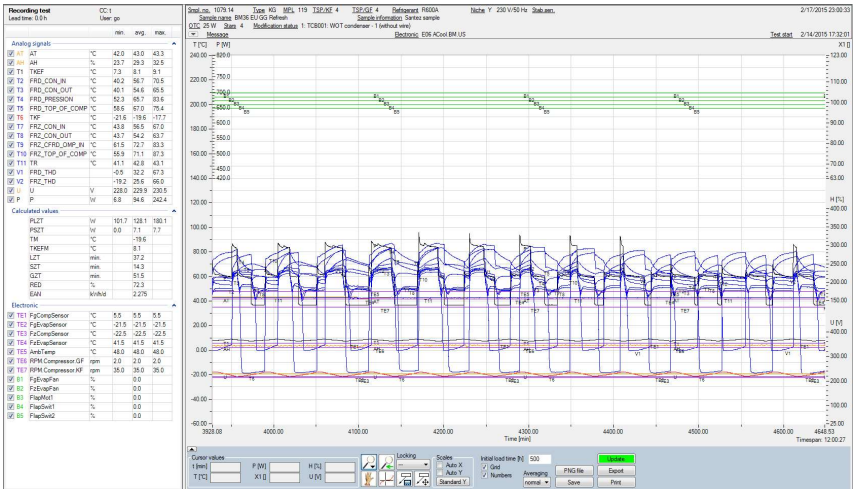


Şekil 9.19 EPS Köpük ile Boşlukların Kapatılması

Söz konusu bu şartlar altında dolap tekrar teste alınmıştır. Sonuçlar devreye alma ve çevrim boyunca olmak üzere sırasıyla Şekil 9.20 ve Şekil 9.21'de verilmiştir. Teste başlanmasından sonra bu kondanserler için yapılan testlerde söz konusu olan sıcaklık artışı nedeniyle durma söz konusu olmamıştır. Coil kondanser dışında pull down sıcaklığı bakımından en iyi değerler ile karşılaşılmıştır. Bununla birlikte yine de pull down sıcaklığı yeterli düzeyde düşmemiştir. Pull down sıcaklığı ilk kalkışta soğutucu için 72.9°C, dondurucu için 72.3 °C, sürekli çalışmada ise soğutucu için 67°C, dondurucu için 66 °C olmuştur. Bu değerler istenilen ilk kalkışta azami 70°C, sürekli çalışmada 60°C sıcaklık değerlerinden biraz fazladır. Bunun en önemli nedeni de EPS ile hava akışındaki düzensizliklerin tam olarak giderilememesidir.



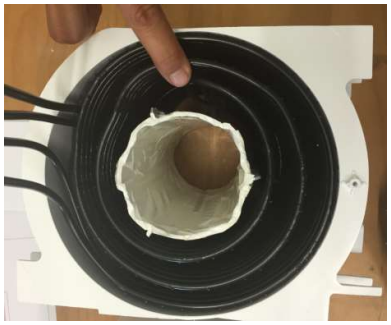
Şekil 9.20 EPS'li Test Sonuçları (Devreye Alma)



Şekil 9.21 EPS'li Test Sonuçları (Çevrim)

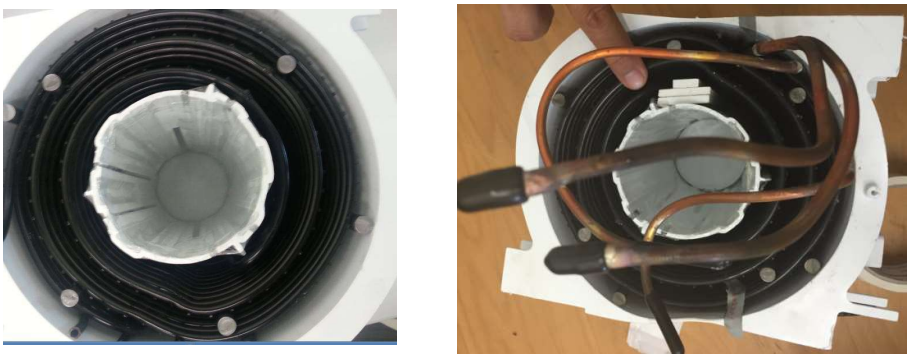
9.1.5. Dikdörtgen sarımlı wot kondanser (~12m/~11m – 161 tel)

Eliptik sarımlı wot kondansere kıyasla kondanser boruları etrafındaki hava akışının daha homojen olacağı dikdörtgen sarımlı wot kondanserler tasarlanıp üretilmiştir. Ancak Şekil 9.22'te görülebileceği gibi manuel üretim sonucu kondanser kademeleri arasındaki boşluklarda söz konusu olan düzensizlikler bu tip kondanser için de söz konusudur.



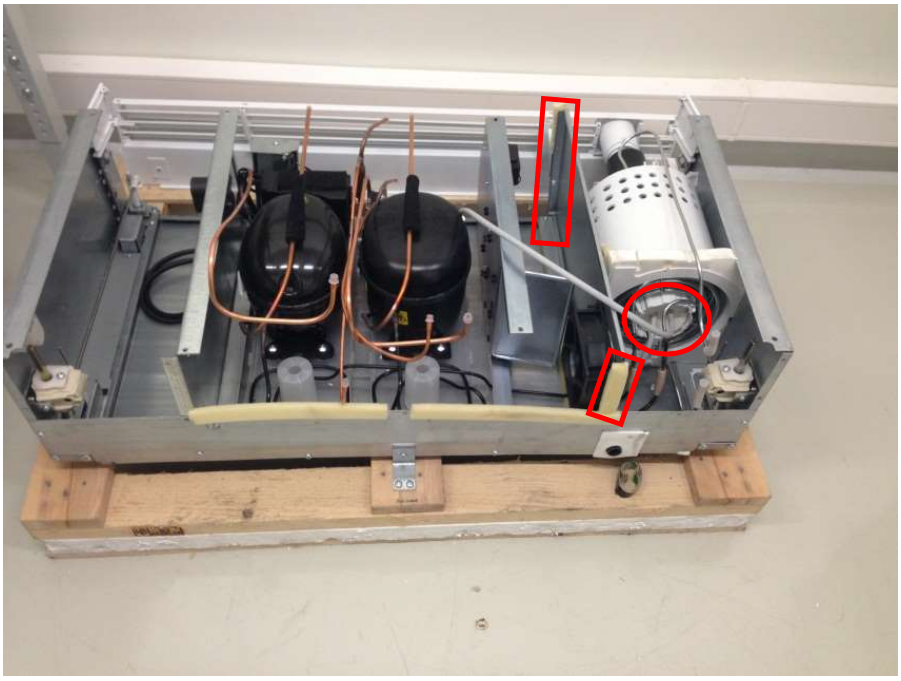
Şekil 9.22 Kondanser Katmanları Arasında Homojen Olmayan Aralıklar

Havanın kondanser boruları etrafında daha homojen bir şekilde akışını sağlamak için boşluklardaki bu düzensizliklerin giderilmesi gerekmektedir. Bu amaçla Şekil 9.23'den de görüleceği gibi metal çubuklar kullanılmıştır. Bu çubuklar aralıklardaki düzensizlikleri giderecek şekilde uygun yerlere yerleştirilmiştir. Böylece hem borular arasında hem de borular ve plastik muhafaza arasında tüm kesitte yaklaşık aynı aralığa erişilmiştir. Bu çalışma hem kondansere giriş hem de çıkışta yapılmıştır.



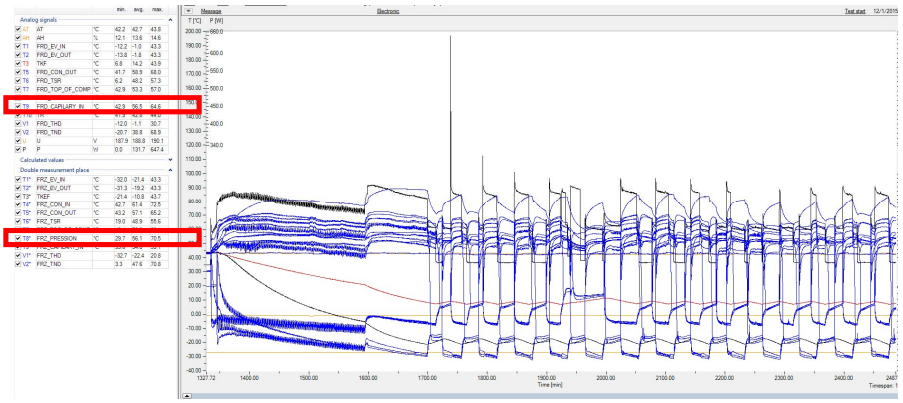
Şekil 9.23 Katmanlar Arasındaki Boşluklardaki Düzensizliklerin Giderilmesi

Kondanserin teste alınmasından önceki kontrollerde buzdolabının testlerde tekrar tekrar kullanılması neticesinde agregat bölgesi sızdırmazlık elemanlarında deformasyonlar ve işlev yitimleri tespit edilmiştir. Söz konusu parçalar yenileri ile değiştirilmiştir. Bu sızdırmazlık elemanları dış çerçeveyi oluşturan sacın birleşim yerlerindeki sünger contalar ve plastik muhafazanın orta noktasında EPS köpük malzemeden oluşan tıkama parçasıdır. Bu sızdırmazlık elemanları Şekil 9.24'de gösterilmiştir.

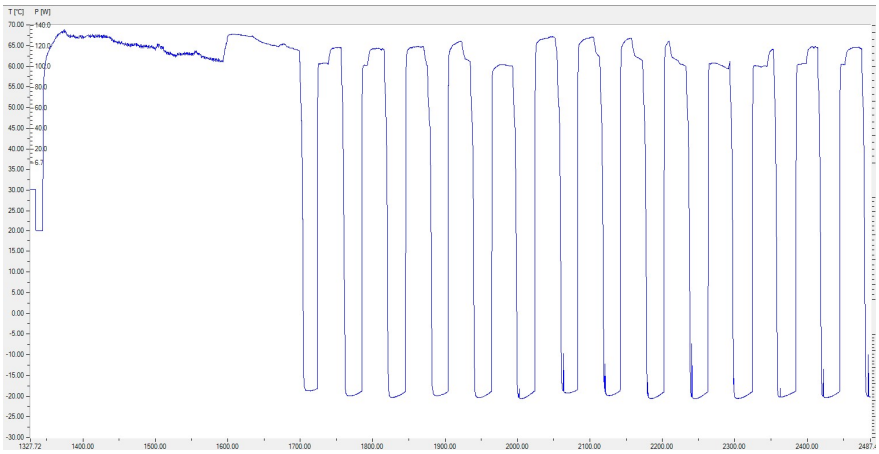


Şekil 9.24 Agregat Bölgesindeki Sızdırmazlık Elemanları

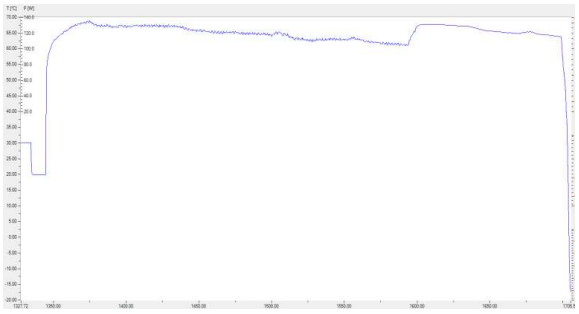
Sızdırmazlık ile ilgili sorunlar giderildikten sonra dolap teste alınmıştır. Şekil 9.25'de sistemde sıcaklıkları alınan tüm noktaların test sırasındaki değişim eğrileri yer almaktadır. Şekil 9.26 ve Şekil 9.27'de ise soğutucu ve dondurucu kısımlarının kompresör çıkışı akışkan doyma sıcaklıkları hem devreye alma hem de çevrim boyunca ayrı ayrı verilmiştir. Sonuçlar soğutucu ve dondurucu bölmelerinin pull down sıcaklığı olan kompresör çıkışı akışkan doyma sıcaklığının devreye alma halinde sırasıyla 68.9°C, 70.8°C olduğunu göstermektedir. Aynı sıcaklıkların çevrim sırasında ise sırasıyla 69.7°C ve 67.2°C olduğu görülmektedir.



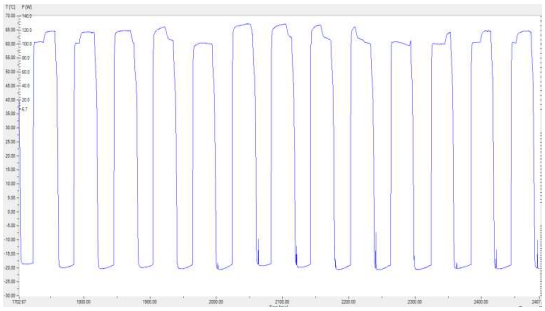
Şekil 9.25 Hava Geçiş Yerleri Optimize Edilmiş Kondanser İçin Test Sonuçları



a)Bütün Çalışma Boyunca

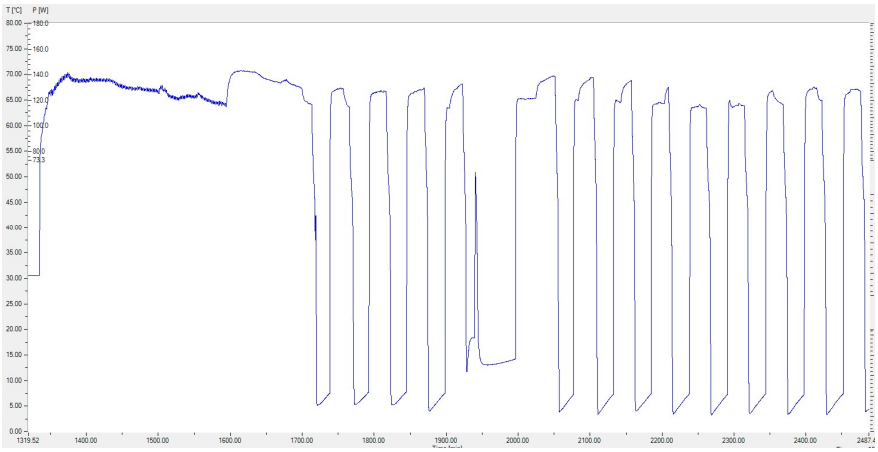


b)Devreye Alma Boyunca

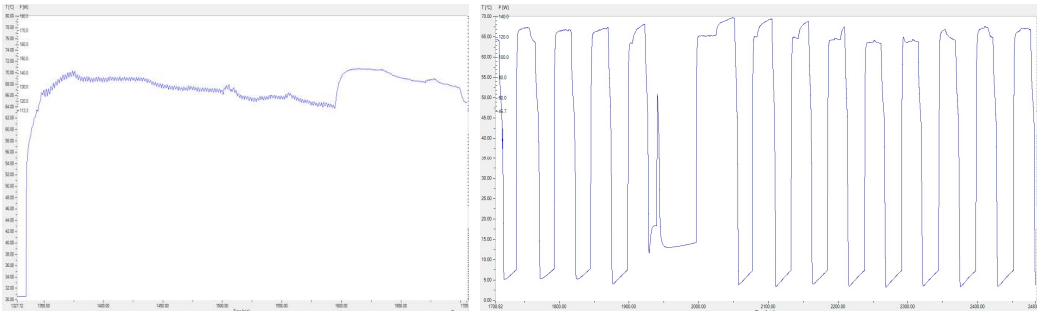


c) Çevrim Boyunca

Şekil 9.26 Soğutucu İçin Kompresör Çıkışı Akışkan Doyma Sıcaklığı



a)Bütün Çalışma Boyunca



b)Devreye Alma c) Çevrim Esnasında

Şekil 9.27 Dondurucu İçin Kompresör Çıkışı Akışkan Doyma Sıcaklığı

9.1.6. EW Client Test Yazılımından Çıkan Sonuçlar Hakkında Genel Değerlendirme

EW Client sistemi ile gerçekleştirilen testler kondanserin buzdolabına montajından sonra tüm soğutma sistemi üzerindeki testlerdir. Bu test yöntemi kondanser performansının tüm sistem üzerindeki etkisini göstermesi bakımından tercih sebebidir. Söz konusu testler aracılığı ile elde edilen testler Buraya kadar anlatılan ve buzdolabı üzerinde yapılan kondanser testlerinde elde edilen sonuçlar özet olarak Çizelge 9.5'te verilmiştir.

Çizelge 9.5 BM36 Buzdolabı Üzerinde Yapılan Kondanser Test Sonuçları

				Kompresör çıkışı akışkan doyma sıcaklığı °C				
				Soğutucu		Dondurucu		
Kondanser tipi	Fridge boru boyu (mm)	Freezer boru boyu (mm)	Tel Miktarı	Devreye alma	Rejim	Devreye alma	Rejim	Açıklama
Coil	14088	12503	-	71.2	67	73.8	69.1	-
Düz sarımlı wot	7382	4950	338	70.1	66	75.2	70	-
Eliptik sarımlı wot	10406	7503	150	Cihaz yağ kaldırdı				-
Eliptik sarımlı wot	10406	7503	10					
Eliptik sarımlı wot	11502	7858	150					
Eliptik sarımlı wot	11502	7858	10					
Eliptik sarımlı wot	14728	11345	10	Yüksek sıcaklık nedeniyle cihaz kendini korumaya aldı.				-
Eliptik sarımlı wot	14728	11345	90					
Eliptik sarımlı wot	14728	11345	180	Yüksek sıcaklık nedeniyle cihaz kendini korumaya aldı.				-
Eliptik sarımlı wot	14728	11345	180	72.9	72.3	67	66	Hava kaçış aralıkları EPS malzemeler ile kapatıldı
Eliptik sarımlı wot	12380	11310	34	74	69.2	70.1	65.2	-
Eliptik sarımlı wot	12380	11310	161	68.9	69.7	70.8	67.2	Hava geçiş yerleri opitimize edildi.

Çizelge 9.5'den görülebileceği gibi kompresör çıkışı gaz doyma sıcaklığı açısından en iyi sonuçlar 12380mm x 11310 mm 161 telli olan ve hava geçişindeki düzensizliklerin giderildiği kondanser için söz konusu olmuştur. Tasarımı gerçekleştirilen ve teste alınan kondanserlerin hemen hemen tümü için aynı dolap kullanılmıştır. Daha önce de ifade edildiği gibi kondanserlerin her birinin denenmesi için buzdolabının agregat bölgesinin açılması, kondanserlerin sürekli kaynak yerlerinden sökülmesi ve tekrar kaynak yapılması, her bir kondanserin gaz miktarının yenilenerek tekrar basılması gerekmektedir. Bütün bu işlemler yapılırken buzdolabının orjinalliği bozulmaktadır. Isı transferine olumsuz yönde etki edecek şekilde hava sızdırmazlık izolasyonları deforme olmaktadır. Ayrıca dolabın sürekli maruz kaldığı zorlamalar sistemin düzenli çalışmasını engellemektedir. Sonuç olarak değişik kondanserlerin sürekli monte ve demonte edilmeleri testlerin performansını ve doğruluğunu etkilemektedir. Dolayısıyla tetslerin bu aşamadan sonraki kısmı için daha önce detayları verilen ayrık bir sistem üzerinde gerçekleştirilmiştir.

9.2. Test Sonuçları (Ayrık Sistem)

9.2.1. Ayrık Sistem Test Sonuçları Genel Görünüm

Ayrık sistemde performans karşılaştırma testine tabi tutulan kondanserler Çizelge 9.6'da verilmiştir. Her bir teste ait detaylı test sonuçları da Çizelge 9.7-12 de verilmiştir.

Çizelge 9.6 Performans Karşılaştırma Testine Tabi Tutulan Kondanserler

Sıra	Kondanser tipi	Soğutucu boru boyu (mm)	Dondurucu boru boyu (mm)	Tel Miktarı
A	Coil	14088	12503	-
B	Ayrık sarımlı wot	12380	11310	161
C	Ayrık sarımlı wot	12380	11310	108
D	Ayrık sarımlı wot	12380	11310	34
E	Birleşik sarımlı wot	13222	12886	90
F	Birleşik sarımlı wot	13222	12886	48

Çizelge 9.7 A Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161130100027					TEST STANDARTI		EN 1216-2009	
MODEL	Coil Kondanser Soğutucu-0					TEST MALZEMESİ		KONDANSER	
TEST TARİHİ	30/11/2016					AKIŞKAN		R134a	
TEST MALZEMESİ BİLGİSİ									
BORU	Ø4.76 Steel BORU					TEL MİKTARI		0	
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	14088 mm					TEL ADIMI		-	
MODÜL SAYISI	1					MODÜL BAĞLANTISI		-	
TEST ŞARTLARI						**TEST SONUÇLARI**			
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞ.	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***311.5***	HAVA AKIŞI	196.4
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	46 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	22 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	6.49	(m^3/h)	
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ	529.7	HAVA TARAFI BASINÇ	30.3
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME		(mbar)		DÜŞÜMÜ (Pa)	

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 62 C

Çizelge 9.8 A Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161128150452					TEST STANDARTI		EN 1216-2009	
MODEL	Coil Kondanser Dondurucu-0					TEST MALZEMESİ		KONDANSER	
TEST TARİHİ	28/11/2016					AKIŞKAN		R134a	
TEST MALZEMESİ BİLGİSİ									
BORU	Ø4.76 Steel BORU					TEL MİKTARI		0	
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	12503 mm					TEL ADIMI		-	
MODÜL SAYISI	1					MODÜL BAĞLANTISI		-	
TEST ŞARTLARI						**TEST SONUÇLARI**			
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***249.7***	HAVA AKIŞI	185.2
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	38 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	13 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	4.97	(m^3/h)	
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ (mbar)	294.9	HAVA TARAFI BASINÇ DÜŞÜMÜ (Pa)	31
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME					

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 62 C

Çizelge 9.9 B Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161125091916					TEST STANDARTI		EN 1216-2009	
MODEL	Coil Kondanser Soğutucu-34					TEST MALZEMESİ		KONDANSER	
TEST TARİHİ	25/11/2016					AKIŞKAN		R134a	
TEST MALZEMESİ BİLGİSİ									
BORU	Ø4.76 Steel BORU					TEL MİKTARI		34	
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	12380 mm					TEL ADIMI		-	
MODÜL SAYISI	1					MODÜL BAĞLANTISI		-	
TEST ŞARTLARI						**TEST SONUÇLARI**			
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞ.	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***334.8***	HAVA AKIŞI	190.9
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	46 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	22 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	6.97	(m^3/h)	
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ (mbar)	496.3	HAVA TARAFI BASINÇ DÜŞÜMÜ (Pa)	31.7
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME					

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 66 C

Çizelge 9.10 B Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161116122048					TEST STANDARTI		EN 1216-2009	
MODEL	Coil Kondanser Dondurucu-34					TEST MALZEMESİ		KONDANSER	
TEST TARİHİ	16/11/2016					AKIŞKAN		R134a	
TEST MALZEMESİ BİLGİSİ									
BORU	Ø4.76 Steel BORU					TEL MİKTARI		34	
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	11310 mm					TEL ADIMI		-	
MODÜL SAYISI	1					MODÜL BAĞLANTISI		-	
TEST ŞARTLARI							**TEST SONUÇLARI**		
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞ.	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***327.3***		
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	38 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	13 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	6.52	HAVA AKIŞI (m^3/h)	187.4
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ		HAVA TARAFI BASINÇ DÜŞÜMÜ (Pa)	34.4
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME		(mbar)	481.6		

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 62 C

Çizelge 9.11 C Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161209140325					TEST STANDARTI		EN 1216-2009	
MODEL	Coil Kondanser Soğutucu-108					TEST MALZEMESİ		KONDANSER	
TEST TARİHİ	09/12/2016					AKIŞKAN		R134a	
TEST MALZEMESİ BİLGİSİ									
BORU	Ø4.76 Steel BORU					TEL MİKTARI		108	
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	12380 mm					TEL ADIMI		-	
MODÜL SAYISI	1					MODÜL BAĞLANTISI		-	
TEST ŞARTLARI							**TEST SONUÇLARI**		
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞ.	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***355.6***		
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	46 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	22 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	7.4	HAVA AKIŞI (m^3/h)	183.5
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ		HAVA TARAFI BASINÇ DÜŞÜMÜ (Pa)	32.9
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME		(mbar)	617.6		

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 62 C

Çizelge 9.12 C Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161207095043					TEST STANDARTI		EN 1216-2009	
MODEL	Coil Kondanser Dondurucu-108					TEST MALZEMESİ		KONDANSER	
TEST TARİHİ	07/12/2016					AKIŞKAN		R134a	
TEST MALZEMESİ BİLGİSİ									
BORU	Ø4.76 Steel BORU					TEL MİKTARI		108	
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	11310 mm					TEL ADIMI		-	
MODÜL SAYISI	1					MODÜL BAĞLANTISI		-	
TEST ŞARTLARI						**TEST SONUÇLARI**			
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞ.	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***343.5***	HAVA AKIŞI	193
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	38 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	13 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	6.83	(m^3/h)	
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ	606	HAVA TARAFI BASINÇ	33.9
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME		(mbar)		DÜŞÜMÜ (Pa)	

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 56 C

Çizelge 9.13 D Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161205093716					TEST STANDARTI		EN 1216-2009	
MODEL	Coil Kondanser Soğutucu-161					TEST MALZEMESİ		KONDANSER	
TEST TARİHİ	05/12/2016					AKIŞKAN		R134a	
TEST MALZEMESİ BİLGİSİ									
BORU	Ø4.76 Steel BORU					TEL MİKTARI		161	
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	12380 mm					TEL ADIMI		-	
MODÜL SAYISI	1					MODÜL BAĞLANTISI		-	
TEST ŞARTLARI						**TEST SONUÇLARI**			
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞ.	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***366.2***	HAVA AKIŞI	189.7
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	46 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	22 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	7.61	(m^3/h)	
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ	709.9	HAVA TARAFI BASINÇ	34.3
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME		(mbar)		DÜŞÜMÜ (Pa)	

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 62 C

Çizelge 9.14 D Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161202093544					TEST STANDARTI		EN 1216-2009	
MODEL	Coil Kondanser Dondurucu-161					TEST MALZEMESİ		KONDANSER	
TEST TARİHİ	02/12/2016					AKIŞKAN		R134a	
TEST MALZEMESİ BİLGİSİ									
BORU	Ø4.76 Steel BORU					TEL MİKTARI		161	
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	11310 mm					TEL ADIMI		-	
MODÜL SAYISI	1					MODÜL BAĞLANTISI		-	
TEST ŞARTLARI						**TEST SONUÇLARI**			
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞ.	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***349.3***	HAVA AKIŞI	196.7
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	38 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	13 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	6.95	(m^3/h)	
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ (mbar)	588	HAVA TARAFI BASINÇ DÜŞÜMÜ (Pa)	32.6
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME					

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 55 C

Çizelge 9.15 E Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161104092842					TEST STANDARTI		EN 1216-2009	
MODEL	Coil Kondanser Soğutucu-48					TEST MALZEMESİ		KONDANSER	
TEST TARİHİ	04/11/2016					AKIŞKAN		R134a	
TEST MALZEMESİ BİLGİSİ									
BORU	Ø4.76 Steel BORU					TEL MİKTARI		48	
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	13222 mm					TEL ADIMI		-	
MODÜL SAYISI	1					MODÜL BAĞLANTISI		-	
TEST ŞARTLARI						**TEST SONUÇLARI**			
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***384***	HAVA AKIŞI	217.3
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	46 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	22 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	7.99	(m^3/h)	
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ (mbar)	684.7	HAVA TARAFI BASINÇ DÜŞÜMÜ (Pa)	*31.4*
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME					

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 58 C

Çizelge 9.16 E Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161102112449	TEST STANDARTI	EN 1216-2009
MODEL	Coil Kondanser Dondurucu-48	TEST MALZEMESİ	KONDANSER
TEST TARİHİ	02/11/2016	AKIŞKAN	R134a

TEST MALZEMESİ BİLGİSİ

BORU	Ø4.76 Steel BORU	TEL MİKTARI	48
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	12886 mm	TEL ADIMI	-
MODÜL SAYISI	1	MODÜL BAĞLANTISI	-

TEST ŞARTLARI						**TEST SONUÇLARI**			
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞ.	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***389.2***	HAVA AKIŞI	192
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	38 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	13 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	7.74	(m^3/h)	
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ (mbar)	779.6	HAVA TARAFI BASINÇ DÜŞÜMÜ (Pa)	31.7
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME					

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 55 C

Çizelge 9.17 F Kondanseri - Soğutucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161110142115	TEST STANDARTI	EN 1216-2009
MODEL	Coil Kondanser Soğutucu-90	TEST MALZEMESİ	KONDANSER
TEST TARİHİ	10/11/2016	AKIŞKAN	R134a

TEST MALZEMESİ BİLGİSİ

BORU	Ø4.76 Steel BORU	TEL MİKTARI	90
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	13222 mm	TEL ADIMI	-
MODÜL SAYISI	1	MODÜL BAĞLANTISI	-

TEST ŞARTLARI						**TEST SONUÇLARI**			
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞ.	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***406***	HAVA AKIŞI	202.9
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	46 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	22 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	8.44	(m^3/h)	
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ (mbar)	733.9	HAVA TARAFI BASINÇ DÜŞÜMÜ (Pa)	31.4
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME					

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 60 C

Çizelge 9.18 F Kondanseri - Dondurucu İçin Test Sonuçları

TEST NO	20161108095507					TEST STANDARTI		EN 1216-2009	
MODEL	Coil Kondanser Dondurucu-90					TEST MALZEMESİ		KONDANSER	
TEST TARİHİ	08/11/2016					AKIŞKAN		R134a	
TEST MALZEMESİ BİLGİSİ									
BORU	Ø4.76 Steel BORU					TEL MİKTARI		90	
TOPLAM BORU UZUNLUĞU	12886 mm					TEL ADIMI		-	
MODÜL SAYISI	1					MODÜL BAĞLANTISI		-	
TEST ŞARTLARI						**TEST SONUÇLARI**			
AKIŞKAN TARAFI			HAVA TARAFI			AKIŞKAN TARAFI		HAVA TARAFI	
ÖZELLİKLER	DEĞ.	BIAS	ÖZELLİKLER	DEĞER	BIAS	***KAPASİTE (Watt)***	***411.7***	HAVA AKIŞI	183.3
YOĞUŞMA SICAKLIĞI	38 C	0.5 C	TEST ODASU SIC.	13 C	0.5 C	KÜTLESEL DEBİ (kg/h)	8.18	(m^3/h)	
AŞIRI ISITMA	5 K	1 K	FAN HIZI	% 45		COIL PRESS. DÜŞÜMÜ	879.4	HAVA TARAFI BASINÇ	33
AŞIRI SOĞUTMA	7 K	1 K	HAVA AKIŞI	EMME		(mbar)		DÜŞÜMÜ (Pa)	

Not: Hava tüneli içerisinde sabit fan hızı ile test edildi.
Termal kamerayla ölçülen, kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı: 54 C

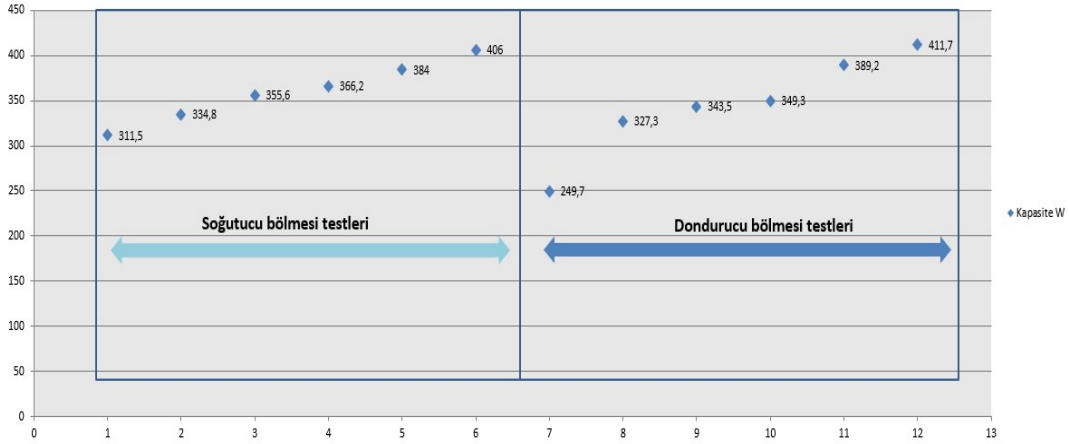
9.2.2. Ayrık Sistemde Çıkan Test Sonuçları Hakkında Genel Değerlendirme

Test sonuçları özet olarak Çizelge 9.19'da verilmiştir. Kondanserlerin soğutucu ve dondurucu kısımları, test sisteminde bir kerede sadece tek bir kısmın sonuçları alınabildiği için daha önce de açıklandığı üzere ayrı olarak teste alınmışlardır. Bu testler sonucunda her bir kondanser tipi için dondurucu bölümleri kendi aralarında, soğutucu bölümleri kendi aralarında karşılaştırılmıştır. Aynı şartlarda karşılaştırma yapılabilmesi için testlerde kondanser giriş ve çıkış sıcaklıkları aynı değerlerde debi değişimi ile kontrol altında tutulmuştur. Soğutucu bölümünün yoğuşma sıcaklığı 46°C, dondurucu bölümünün yoğuşma sıcaklığı 38°C olarak alınmıştır. Her iki kondanser (soğutucu ve dondurucu) için de yoğuşmanın tam olabilmesi için 7°C aşırı soğutma, buharlaşmanın tam olabilmesi için 5°C aşırı ısıtma uygulanmıştır. Bütün testlerde soğutucu akışkan olarak R134a gazı kullanılmıştır.

Çizelge 9.19 Ayrık Sistem Test Sonuçları

No:	Tip	Bölme	Uzunluk (m)	Tel Miktarı	Soğutma Kapasitesi (W)	Soğutucu Akışkan Kütlesel Debisi (kg/h)	Soğutucu Akışkan Basınç Düşüşü (mbar)	Hava debisi (m3/h)	Hava Basınç Düşüşü (Pa)
1	Coil Kondanser	Soğutucu	14.09	0	311.5	6.49	529.7	196.4	30.3
2	Wot Kondanser (ayrık)	Soğutucu	12.38	34	334.8	6.97	496.3	190.9	31.7
3	Wot Kondanser (ayrık)	Soğutucu	12.38	108	355.6	7.4	617.6	183.5	32.9
4	Wot Kondanser (ayrık)	Soğutucu	12.38	161	366.2	7.61	709.9	189.7	34.3
5	Wot Kondanser (birleşik)	Soğutucu	13.22	48	384	7.99	684.7	217.3	31.4
6	Wot Kondanser (birleşik)	Soğutucu	13.22	90	406	8.44	733.9	202.9	31.4
7	Coil kondanser	Dondurucu	12.5	0	249.7	4.97	294.9	185.2	31
8	Wot Kondanser (ayrık)	Dondurucu	11.31	34	327.3	6.52	481.6	187.4	34.4
9	Wot Kondanser (ayrık)	Dondurucu	11.31	108	343.5	6.83	606	193	33.9
10	Wot Kondanser (ayrık)	Dondurucu	11.31	161	349.3	6.95	588	196.7	32.6
11	Wot Kondanser (birleşik)	Dondurucu	12.89	48	389.2	7.74	779.6	192	31.7
12	Wot Kondanser (birleşik)	Dondurucu	12.89	90	411.7	8.18	879.4	183.3	33

Söz konusu şartlarda kondanser performansına göre soğutucu akışkan debisi test sistemi tarafından otomatik olarak arttırılmakta ya da azaltılmaktadır. Buna bağlı olarak ta her bir kondanserin soğutma kapasitesi farklılık gösterecektir. Böylece ısı transfer performansı en iyi kondanser için soğutucu akışkan debisi de en yüksek olacaktır. Çizelge 9.19'da verilen test sonuçlarından kondanser kapasitesi ile ilgili sonuçlar Şekil 9.28'de de görülmektedir.



Şekil 9.28 Teste Alınan Kondanserlerin Soğutma Kapasiteleri

1 ve 7 nolu kondanser referans olarak alınan coil kondanserin soğutucu ve dondurucu bölümleridir. Şekil 9.31'den de görülebileceği gibi yeni tasarımların tümü kapasite olarak coil kondansere göre daha iyi soğutma kapasiteleri üretmektedir. Şekil 9.31'deki sonuçlar incelendiğinde kapasite olarak en iyi sonucu soğutucu boyu 13.2 m, dondurucu boyu 12.9 m olan ve 90 telli birleşik sarımlı kondanserin verdiği görülebilir. Bu kondanserin diğer kondanserlere göre daha iyi sonuç vermesinin balkıca nedeni daha uzun kondanser boru boyuna sahip olmasıdır. Şekil 9.31'den de takip edilebileceği gibi tel sayısı artışı ısı transfer alanının da artışa bağlı olarak daha iyi soğutma kapasiteleri söz konusu olmaktadır. Tel sayısı manuel üretim nedeniyle bu çalışma da sınırlı sayıdadır. Seri üretimde bu sayı 350 adete kadar arttırılabilmektedir. Dolayısıyla böyle bir durumda bu çalışmada elde edilen soğutma kapasitelerinden daha yüksek kapasitelere erişilmesi söz konusu olacaktır. Bu durumda da belirli bir soğutma kapasitesi için kondanser boru boyu azaltılabilecek ve kondanser maliyetinde önemli düşüşler elde edilebilecektir.

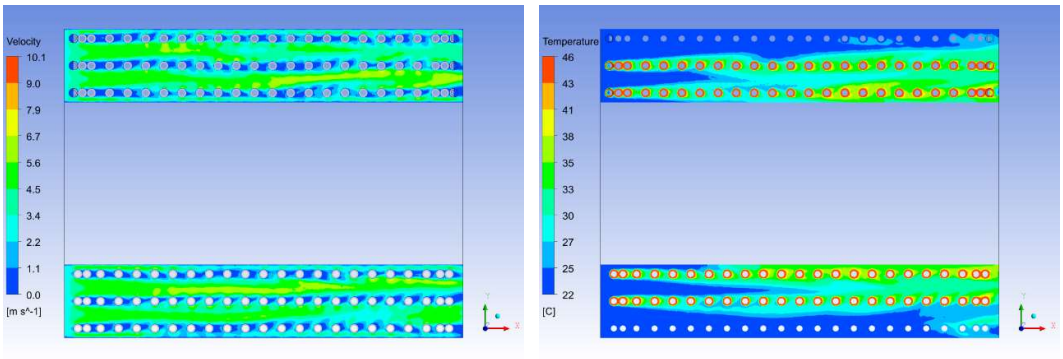
9.3. Akış ve Isı Transferi Simülasyon Sonuçları

Daha önce verilen agregat bölgesi ile ilgili bilgi ve şekillerden kondanser muhafazası içerisinde ve kondanser boruları etrafındaki akış geometri ve akış koşulları nedeniyle oldukça komplekstir. Bu nedenle akış ve ısı transferi simülasyonları için pek çok kabul yapılmıştır. Kondanserin çıkıntıları ve boşlukları olmayan silindirik bir muhafaza içerisinde olduğu varsayılmıştır. Fanın kondanser ekseni üzerinde olduğu varsayılmıştır. Kondanser geometrisinin ideal tasarım geometrisinde olduğu varsayılmıştır. Kompresör ve evaparatore bağlantı boruları göz önüne alınmamıştır. Akışkan sıkıştırılamaz ve Newtonien kabul edilmiştir. Sonuçlar k-ε türbülans modeli kullanılarak elde edilmiştir. Simülasyonlardan amaçlanan akış ve ısı transferinin tahmin edilmesinden ziyade akış ve ısı transferi hakkında genel olarak bilgi sahibi olarak kondanser performansı ile ilgili değerlendirmeler yapılabilmesidir.

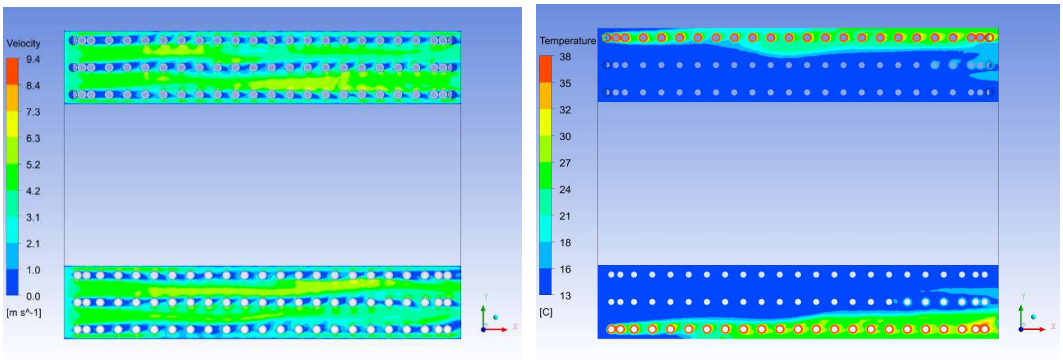
Akış ve ısı transfer simülasyonları için öncelikle coil kondanser ve değişik sayıda tele sahip wot kondanserlerin Unigraphics programı aracığı ile katı modelleri elde edilmiştir. Katı modeller ağ oluşturma işlemi ve simülasyonların elde edilmesi için katı Ansys Fluent programına aktarılmıştır. Ağ sayısı ile ilgili bir çalışma yapılmış ve uygun sayıda eleman ile çözüm ağı oluşturulmuştur. Kondanserin bulunduğu muhafaza içindeki akış için debi için deneysel değerlerde elde edilen değerler kullanılmıştır. Soğutucu akışkan kondansere kızgın buhar olarak girmektedir. Daha sonra sıcaklığı hızlı bir şekilde yoğuşma sıcaklığına düşmekte ve yoğuşmaktadır. Dolayısıyla kondanser borularının sıcaklığının sabit kabul edilmesi sonuçlarda önemli hatalara neden olmaz. Bu çalışmada da kondanser boruları sabit sıcaklıkta kabul edilmiştir. Bu durum çalışmanın amacının farklı kondanserlerin performansları ile ilgili karşılaştırma olması nedeniyle de önem arz etmez.

Coil kondanserin soğutucu ve dondurucu kısmı için elde edilen simülasyon sonuçları Şekil 9.29 ve Şekil 9.30'da görülmektedir. Şekil 9.29'dan da görülebileceği gibi silindirik boru etrafında akış oldukça kompleks bir yapı sergiler. Boru yüzeyine yaklaşan akışkan tanecikleri boruyu saracak şekilde iki kısma ayrılır ve boru üst ve alt yüzeyi boyunca sınır tabakalar şekillenir. Sınır tabaka boru arka yüzeyine doğru ayrılır ve boru arka yüzeyi civarında düşük hızlar söz konusu olur. Dolayısıyla bu bölgede ısı transferi de düşüktür. Bu durum sıcaklık alanının verildiği şekillerden de görülebilir. Isı transferinin bağıl olarak daha kötü olması nedeniyle arka kondanser borularının arka

kısımlarda sıcaklıklar daha yüksek değerlerdedir. Kondanser borularının olmadığı orta bölge akışın bir miktar karışmasına neden olarak ikinci kısımdaki borular üzerinde sınır tabaka kalınlığının düşmesine neden olmaktadır. Bu da ısı transferi açısından pozitif bir etki yaratmaktadır. Coil kondanserde içteki iki kademe soğutucuyu en dıştaki kademe ise dondurucuyu oluşturmaktadır. Buna bağlı olarak soğutucu için sıcaklık alanları içteki iki kademe etrafında dondurucu için dıştaki kademe etrafında şekillenmektedir.



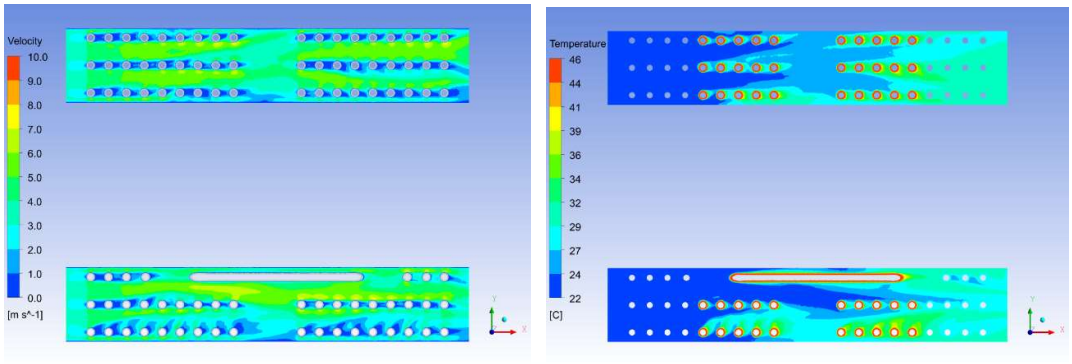
Şekil 9.29 Coil Kondanserin Soğutucu Kısmı (1) İçin Simülasyon Sonuçları



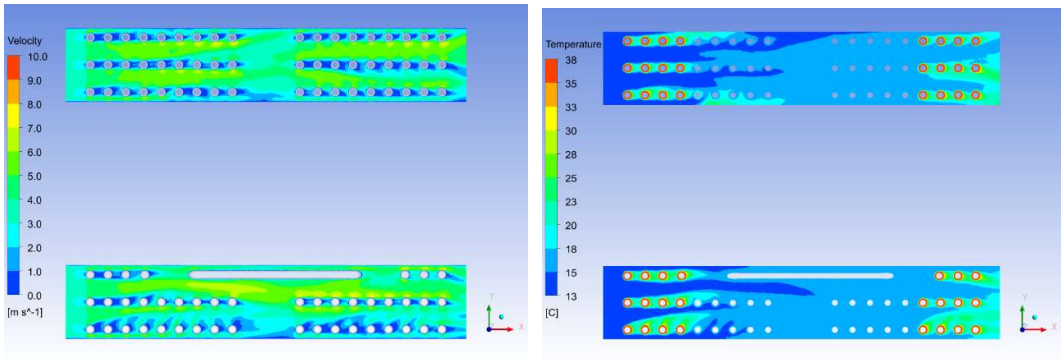
Şekil 9.30 Coil Kondanserin Dondurucu Kısmı (7) İçin Simülasyon Sonuçları

Farklı tel sayıları için ayrık wot kondansere ait simülasyon sonuçları Şekil 9.31 - Şekil 9.36 da görülmektedir. Şekillerden de takip edilebileceği gibi kondanser boruları arka kısımlarında coil kondanserde olduğu gibi düşük hızlı akış bölgeleri söz konusudur. Hem soğutucu hem de dondurucu kondanseri her üç kademede de yer aldığı için coil kondansere kıyasla ısı transferi kesit boyunca daha homojen bir yapıdadır. Soğutucu kondanser ekseni doğrultusunda iç kısımda kaldığı için ısı transferi belirli bir mesafede başlamaktadır. Dondurucu kondanseri ise ilk ve son kısımdadır. Dolayısıyla orta kısım sıcaklık alanının homojenleşmesi rolünü oynamaktadır. Artan tel sayısı ile ısı transferi

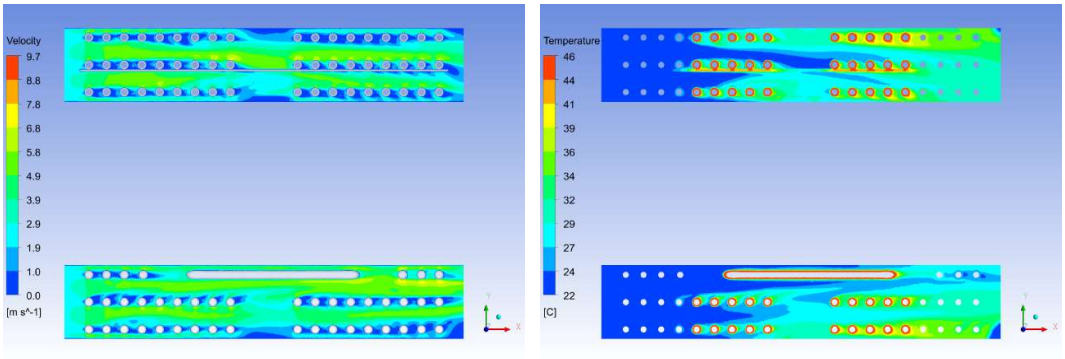
alanı da artmaktadır. Teller ayrıca akışı da bir miktar etkilemektedir. Tellerin varlığı artan yüzey alanına bağlı olarak viskoz kuvvetleri de bir miktar arttırmaktadır. Bunun akış ve ısı transferine negatif bir etkisi söz konusudur. Ancak şekillerden de görülebileceği gibi alan artışının ısı transferine pozitif etkisinin baskın olması neticesinde kondanser çıkışında hava sıcaklıkları daha yüksek değerler almaktadır.



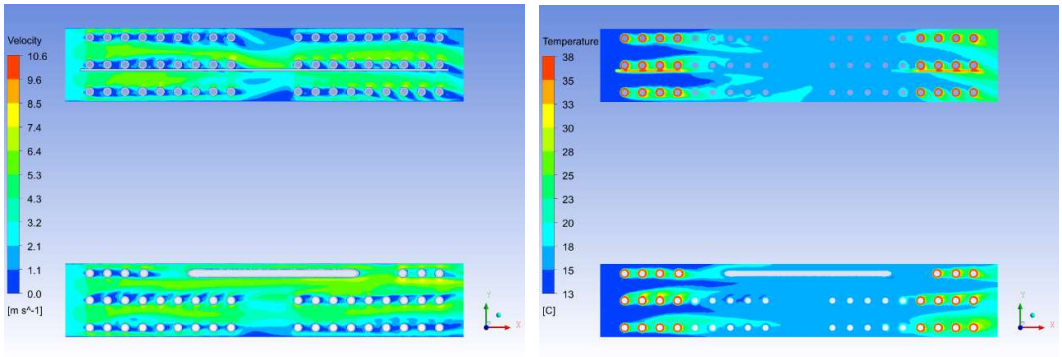
Şekil 9.31 34 Telli Ayrık Wot Kondanserin Soğutucu Kısmı (2) İçin Simülasyon Sonuçları



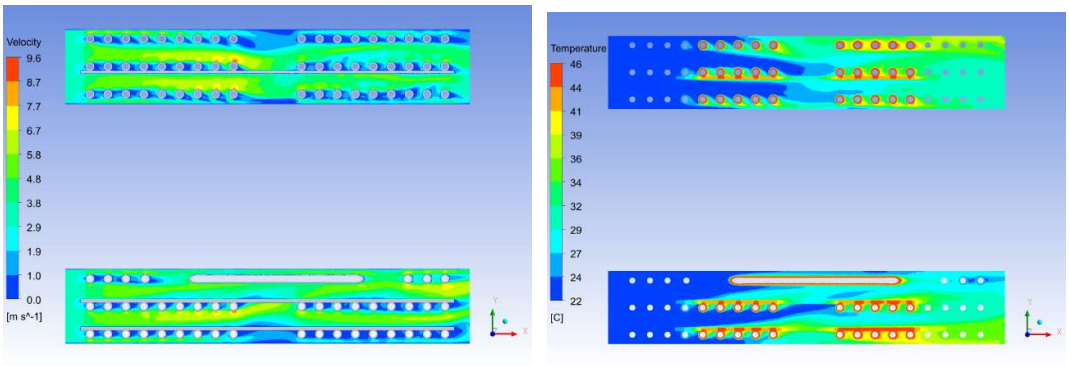
Şekil 9.32 34 Telli Ayrık Wot Kondanserin Dondurucu Kısmı (8) İçin Simülasyon Sonuçları



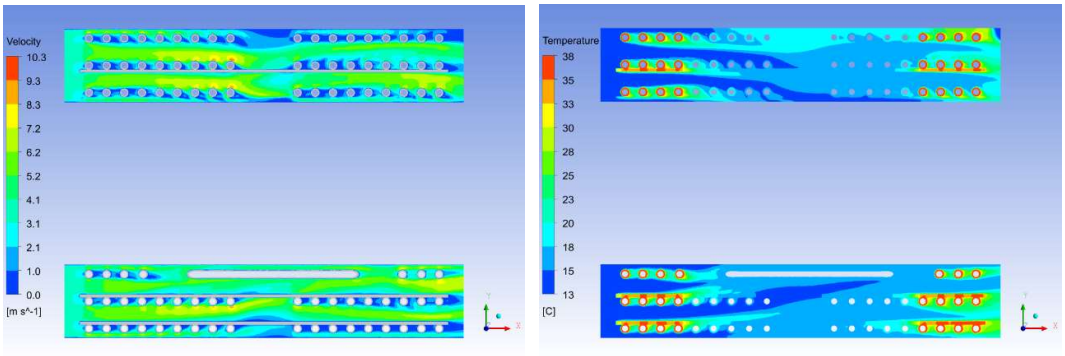
Şekil 9.33 108 Telli Ayrık Wot Kondanserin Soğutucu Kısmı (3) İçin Simülasyon Sonuçları



Şekil 9.34 108 Telli Ayrık Wot Kondanserin Dondurucu Kısmı (9) İçin Simülasyon Sonuçları

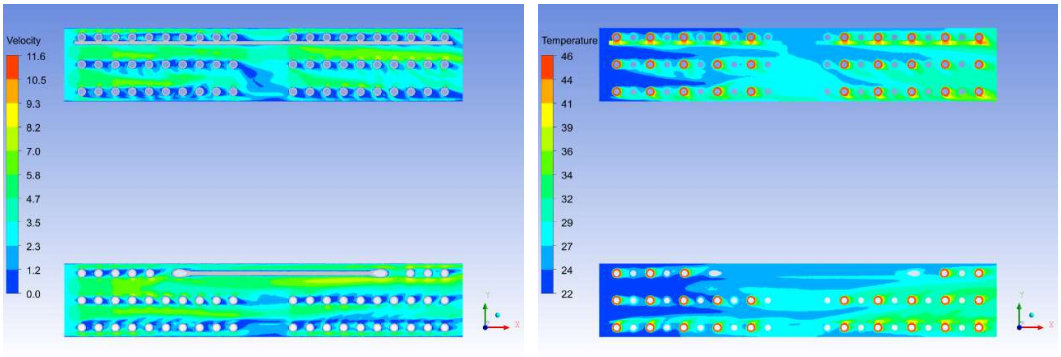


Şekil 9.35 161 Telli Ayrık Wot Kondanserin Soğutucu Kısmı (4) İçin Simülasyon Sonuçları

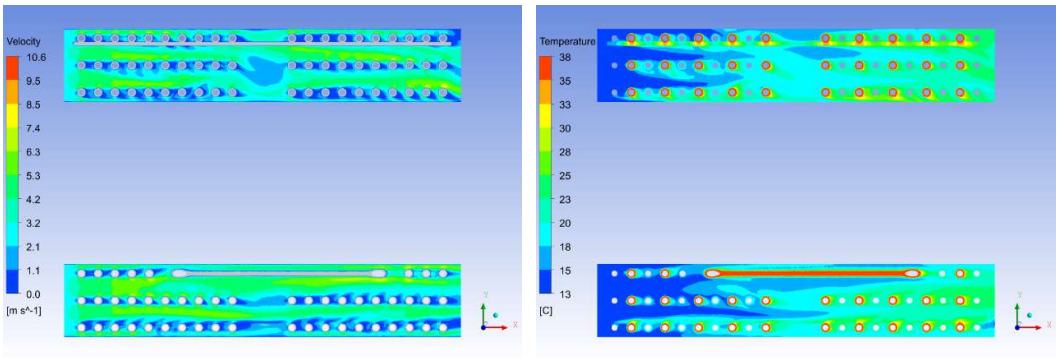


Şekil 9.36 161 Telli Ayrık Wot Kondanserin Dondurucu Kısmı (10) İçin Simülasyon Sonuçları

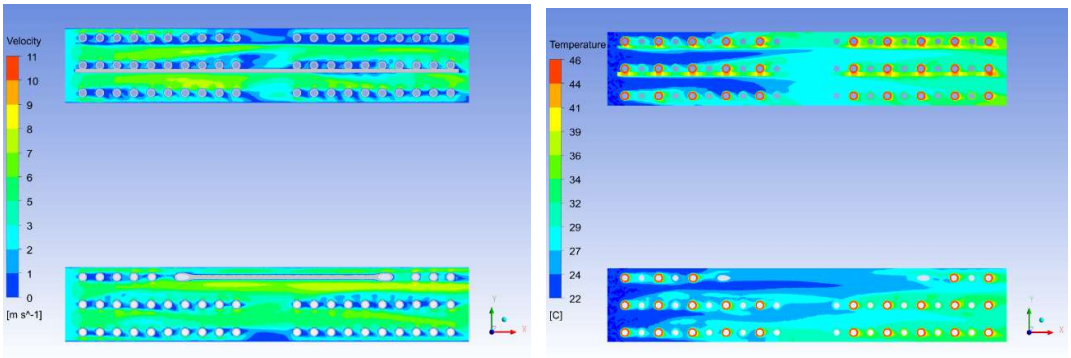
Farklı tel sayıları için birleşik wot kondansere ait simülasyon sonuçları Şekil 9.37 –Şekil 9.40'de görülmektedir. Şekillerden de görülebileceği gibi coil ve ayrık wot kondanserden farklı olarak bu wot kondanser için birleşik yapı nedeniyle ısı transferi kondanserin tüm bölgelerinde söz konusudur. Ayrık wot kondanser de olduğu gibi birleşik wot kondanserde de artan tel sayısı ile birlikte ısı transferinde önemli artışlar söz konusu olmaktadır.



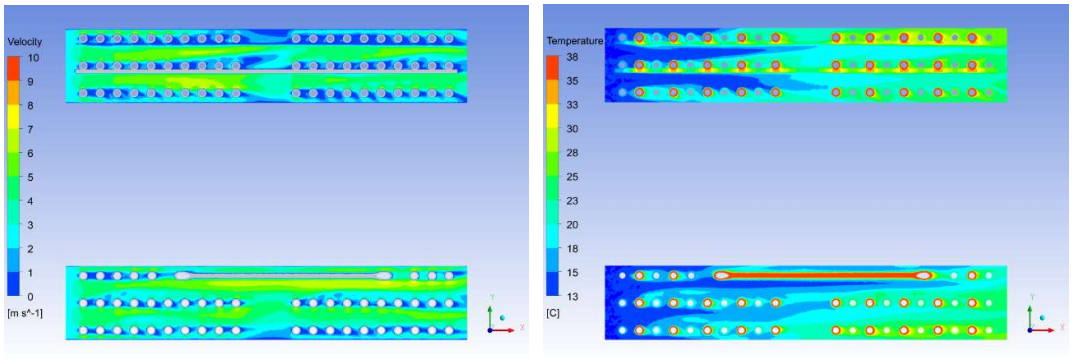
Şekil 9.37 48 Telli Birleşik Wot Kondanserin Soğutucu Kısmı (5) İçin Simülasyon Sonuçları



Şekil 9.38 48 Telli Birleşik Wot Kondanserin Dondurucu Kısmı (11) İçin Simülasyon Sonuçları



Şekil 9.39 90 Telli Birleşik Wot Kondanserin Soğutucu Kısmı (6) İçin Simülasyon Sonuçları



Şekil 9.40 90 Telli Birleşik Wot Kondanserin Dondurucu Kısmı (12) İçin Simülasyon Sonuçları

KAYNAKLAR

Barbosa, JR. & Sigwalt RA. (2012). Air-side heat transfer and pressure drop in spiral wire-on-tube condensers. *International Journal of Refrigeration*, 35(4), 939-951.

Bassiouny R. (2009). Evaluating the effect of the space surrounding the condenser of a household refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 32(7), 1645-1656.

Boles, M. & Çengel, Y. (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla TERMODİNAMİK*(2. Basım). İstanbul: McGrawHill – Literatür.

Cihan A., Kahveci K., Tezcan A. & Hacıhafızoglu O. (2015). Flow and heat transfer around an air-cooled coil condenser. *Proceedings of the World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering (MCM 2015)*, Paper No. 316

CNC tube cooling. (2017). Erişim https://www.youtube.com/watch?v=dQWLvlio6dU

Coşkun, S., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, N. & Yamankaradeniz, R.(2013). *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları*(3. Basım). Bursa: DORA Basım –Yayın Ltd. Şti.

Direct Industry. (n.d.). Evaporative condenser / aluminized. Erişim http://www.directindustry.com/prod/frick-johnson-controls/product-28054-839592.html

Elsayed A., Al-dadah RK., Mahmoud S. & Rezk A. (2012). Experimental and theoretical investigation of small-scale cooling system equipped with helically coiled evaporator and condenser. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science*, 226(3), 724-737.

Embracco. (n.d.). Refrigeration circuit. Erişim http://www.embraco.com/Default.aspx?tabid=188

Gupta JK. & Gopal MR. (2008). Modeling of hot-wall condensers for domestic refrigerators. *International Journal of Refrigeration*, 31(6), 979-988.

Hajidavalloo E. & Eghtedari H. (2010). Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser. *International Journal of Refrigeration*, 33(5), 982-988.

He W.F., Dai Y.P., Wang J.F., Li M.Q. & Ma Q.Z. (2012). Performance prediction of an Air-cooled steam condenser Using UDF method. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 1339-1350.

Hofmanas I. & Paukstaitis L. (2012). Numerical heat transfer investigation of wire-and-tube condenser. *Proceedings of 17th International Conference*, 18(2), 82-87.

Hosoz M. & Kilicarslan A. (2004). Performance evaluations of refrigeration systems with air-cooled, water-cooled and evaporative condensers. *International Journal of Energy Research*, 28(8), 683-696.

John Gorrie. (2017). Erişim Eylül 6, 2017, Wikipedia: https://en.wikipedia.org/wiki/John_Gorrie

Kamui, (n.d.). Shell and tube heat exchangers. Erişim http://www.kamui.co.jp/english/products/shell_and_tube/

Lee J.H. & Kim M.H. (2004). Experimental study of the gravity effect on the distribution of refrigerant flow in a multi-pass condenser. *International Journal of Refrigeration*, 27(8), 993-1002.

Lee J.H., Bae S.W., Bang K.H. & Kim M.H. (2002). Experimental and numerical research on condenser performance for R-22 and R-407C refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 25(3), 372-382.

Lee T-S., Wu W-C., Chuah Y-K. & Wang S-K. (2010). An improvement of airflow and heat transfer performance of multi-coil condensers by different coil configurations. *International Journal of Refrigeration*, 33(7), 1370-1376

Neumann, M. (2007). *History of Food Conservation*. Giengen Ander Brenz: BSH internal presentation.

Parker, D..S., Sherwin J.R. & Hibbs B. (2005). Development of high efficiency air conditioner condenser fans. *ASHRAE Transactions*, Publication number: FSEC-CR-1674-05.

PM Industries. (n.d.). Heat exchangers. Erişim http://www.pmindustriesindia.com/heat-exchangers.html

Sagia A.S. & Damanakis M. (1999). Thermophysical Property Formulations for R32/R134a Mixtures. *Int.J.Applied Thermodynamics*, 2(3), 139-143

Sudakov, D. (2010). History of Ice Cream Counts Over 5,000 Years. Erişim http://www.pravdareport.com/society/stories/28-01-2010/111913-ice_cream-0/

Thermal conductivity of common material and gases. (n.d.). Erişim http://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html

Thermostatic expansion valve – B – Automatic expansion valve. (n.d.). Erişim http://constructionmanuals.tpub.com/14279/css/Figure-6-22A-Thermostatic-expansion-valve-B-Automatic-expansion-valve-201.htm

Vohra, M. (2015). *Various Components of Vapor Compression Refrigeration Systems*

Wang H.S. & Honda H. (2001). Effects of tube diameter and tube side fin geometry on the heat transfer performance of air-cooled condensers. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 8(5), 315-327.

Water cooled condensers. (n.d.). Erişim http://www.ref-wiki.com/en/technical-information/147-condensers-and-cooling-towers/31789-water-cooled-condensers.html

Water cooled condensers. (n.d.). Erişim http://www.carly-sa.com/fam-en59-condor-v-water-cooled-condensers.html

Wu D., Wang Z., Liu. G. & Peng X. (2010). High-performance air cooling condenser with liquid-vapor separation. *Heat Transfer Engineering*,31(12), 973-980.

Xue X., Feng X., Wang J. & Liu F. (2012). Modeling and simulation of air-cooling cooling condenser under transient conditions. *Procedia Engineering*, 31, 817-822.

Yang L., Tan H., Du X. & Yang Y. (2012). Thermal-flow characteristics of the new wave-finned flat tube bundles in air-cooled condensers. *International Journal of Thermal Sciences,* 53, 166-174.

Ye L., Ming W.T. & Zeng X. (2009). Design and analysis of multiple parallel-pass condensers. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1153-1161

ÖZGEÇMİŞ

Alper TEZCAN, 1979 yılında İstanbul'da doğdu. 2001 yılında Trakya Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Makine Mühendisliği bölümünü, 2006 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği ısı-proses bölümü yüksek lisansını bitirdi. 2011 yılında Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği bölümünde doktoraya başladı. 2013 yılı içerisinde bu doktora tezi çalışmasına Sanayi Bakanlığı'ndan aldığı Santez desteğiyle başladı ve 2015 yılında Santez projesini tezin içerisinde görülen eliptik sarımlı kondanser tasarımını patentleyerek deneysel ve teorik olarak başarıyla tamamladı. Ayrıca 2015 yılında Barcelona'da gerçekleştirilen HTTF "International Conference on Heat Transfer and Fluid Flow" konferansında makale olarak yayınlanan çalışmasını sundu (Cihan A., Kahveci K., Tezcan A. & Hacıhafızoglu O., 2015).

Askerlik hizmeti ve İngiltere'de dil eğitimini takiben 2004 yılında girdiği iş yaşamında sırasıyla Horizon Şek. ve Gıda End. A.Ş., Volvoturk Ltd. Şti., Baymak firmalarında çeşitli kademelerde mühendis olarak çalıştı. 2009 yılında başladığı BSH Ev Aletleri ve San. Tic. A.Ş. firmasında iş yaşantısına halen aktif olarak devam etmektedir. Evli ve bir çocuk babasıdır.