

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE DÖNGÜSEL KAYIPLARIN
DENEYSEL VE TEORİK İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Serdar KOCATÜRK
(503021101)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 26 Nisan 2004
Tezin Savunulduğu Tarih : 21 Mayıs 2004**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. A.Nilüfer EĞRİCAN (Y.Ü.)
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Feridun ÖZGÜÇ (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. İsmail TEKE (Y.T.Ü.)**

A. N. Eğriçan
[Signature]

151362

HAZİRAN 2004

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam süresince çok değerli önerileri ile katkıda bulunan danışman hocam Sn. Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN'a sonsuz saygılarımı ve teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve destek olan Arçelik Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, başta Sn. Şemsettin EKSERT ve Sn. Dr. M. Yalçın TANES'in şahsında teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında desteğini esirgemeyen ve yapıcı önerileri ile katkıda bulunan Sn. Yalçın GÜLDALİ'na, yardım ve tavsiyelerini esirgemeyen ve deneyimlerinden çokça faydalandığım, Sn. Sabahattin HOCAOĞLU ve Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU'na, deney düzeneklerinin hazırlanması aşamasında özveri ile çalışan teknisyen arkadaşlarım Sn. Ercan KURTULDU ve Sn. Faruk KOCABIYIK'a ve tüm ATGM Termodinamik Teknolojileri Laboratuvarı çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Tüm çalışmalarım boyunca verdikleri destekten dolayı başta Sn. Talip ÇAĞLAR ve Sn. Zihni GÜRLEK olmak üzere ATGM Yüksek Lisans Öğrencileri' ne teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemi sağlayan, maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen AİLEME ve tüm dostlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Nisan 2004

Serdar KOCATÜRK

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
TABLO LİSTESİ.....	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
ÖZET.....	vii
SUMMARY.....	viii
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Giriş.....	1
1.2 Soğutkan Göçü.....	2
1.3 Şarjın Yeniden Dağıtılması.....	3
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	5
2.1 Döngüsel Kayıpların Sistem Verimliliğiyle İlişkisi.....	5
2.2 Döngüsel Kayıplar.....	5
2.3 Durma – Kalkma Kayıpları ve Soğutkan Göçü.....	8
2.4 Döngüsel Kayıplara Yönelik, Janssen ve diğ. Tarafından Yapılan Deneysel Çalışmalar [1,14].....	10
2.5 Farklı Ortam Sıcaklıklarında Soğutkan Göçü Etkisi, Soğutkan Göçü Miktarı ve Hal Değişim Süreci.....	13
2.5.1 Rubas ve Bullard'ın Soğutkan Göçü Esnasındaki Hal Değişim Süreciyle İlgili Deneysel Çalışmaları [6-7].....	15
2.5.1.1 32°C Ortam Sıcaklığında Soğutkan Göçü.....	15
2.5.1.2 15°C Ortam Sıcaklığında Soğutkan Göçü.....	18
2.5.1.3 Sonuçlar ve Çıkarımlar.....	19
2.6 Şarjın Yeniden Dağıtılması.....	20
2.7 Sistem Kapasitesinin Düzenlenmesi.....	22
3 SOĞUTKAN GÖÇÜ ETKİSİNİN VE GENEL DAVRANIŞININ DENEYSEL OLARAK İRDELENMESİ.....	26
3.1 R134a Soğutkanlı Derin Dondurucu Deneyleri.....	26
3.1.1 Ölçüm Büyüklükleri, Yöntemleri ve Belirsizlikleri.....	27
3.1.1.1 Sıcaklık Ölçümleri.....	27
3.1.1.2 Basınç Ölçümleri.....	29
3.1.1.3 Gerilim, Akım, Güç ve Enerji Ölçümleri.....	29
3.1.2 Soğutkan Göçü Esnasındaki Faz Değişim Sürecinin İrdelenmesi.....	30
3.1.2.1 10°C Ortam Sıcaklığında Sıvı ve Buhar Geçiş Sürelerinin Belirlenmesi.....	31
3.1.2.2 23°C Ortam Sıcaklığında Sıvı ve Buhar Geçiş Sürelerinin Belirlenmesi.....	33
3.1.2.3 32°C Ortam Sıcaklığında Sıvı ve Buhar Geçiş Sürelerinin Belirlenmesi.....	34
3.1.3 Soğutkan Göçünün Sistem Performansına Etkisi.....	36
3.2 R600a (İzobütan) Soğutkanlı Derin Dondurucu Deneyleri.....	37
3.2.1 Deneysel Ölçümler, Ölçüm Elemanları ve Belirsizlikleri.....	38
3.2.1.1 Sıcaklık Ölçümleri.....	39
3.2.1.2 Basınç Ölçümleri.....	39
3.2.1.3 Akım, Güç ve Enerji Ölçümleri.....	40
3.2.2 Soğutkan Göçü Esnasındaki Faz Değişim Süreci.....	40
4 TEORİK ÇALIŞMALAR.....	43
4.1 Soğutkan Göçü Miktarının Teorik Olarak Tespiti.....	43
4.1.1 Durma Periyodu Başında Yoğuşturucuda Bulunan Soğutkan Miktarı.....	47
4.1.1.1 Yoğuşturucu Girişindeki Kuruluk Derecesinin Tespit Edilmesi.....	48
4.1.1.2 Yoğuşturucudaki İki Fazlı Akış Bölgesi Uzunluğunun Tespiti.....	50
4.1.1.3 Yoğuşturucudaki Aşırı Soğutma Miktarının Tespiti.....	54

4.1.1.4	Durma Periyodu Başında Yoğuşturucudaki Soğutkan Miktarı	57
4.1.2	Durma Periyodu Sonunda Yoğuşturucuda Bulunan Soğutkan Miktarı	60
4.2	Soğutkan Göçünün Neden olduğu Isıtma Etkisinin Hesaplanması	61
5	DENEY DÜZENİĞİ ÜZERİNDE YAPILAN PARAMETRİK İRDELEMELER	63
5.1	Deney Düzeninin Tanıtılması	63
5.1.1	Su Hazırlama ve Şartlandırma Grubu	64
5.1.1.1	Yoğuşturucu Suyu Şartlandırma Grubu ve Hattı	66
5.1.1.2	Aşırı Soğutma Suyu Şartlandırma Grubu ve Hattı	70
5.1.2	Soğutma Grubu ve Hattı	72
5.1.3	Ölçüm, Veri Toplama ve Kontrol Grubu	74
5.1.3.1	DeneySEL Ölçümler, Ölçüm Elemanları ve Veri Toplama	75
5.1.3.2	Kontrol Sistemi	79
5.2	Toplam Döngü Süresinin Soğutkan Göçüne Etkisinin İrdelenmesi	87
5.2.1	Deneylerin Yapılışı	87
5.2.2	Deney Sonuçlarının Analizi	89
5.2.2.1	Yoğuşturucuda Gerçekleşen Faz Değişim Süreci	92
5.2.2.2	Yoğuşturucu Kızgın Buhar Bölgesi Boru Uzunluğunun Tespiti	94
5.2.2.3	Yoğuşmanın Gerçekleştiği İki Fazlı Akış Bölgesinde Isı Geçişi	96
5.2.2.4	Deney Sonuçlarının Sistem Performansı Açısından Analizi	97
6	SONUÇLAR	100
	KAYNAKLAR	104
	EKLER	106
EK – A	Açıklayıcı Resimler ve Çizimler	106
EK – B	RTD Sıcaklık Ölçüm Elemanlarının Kalibrasyon Verileri	107
EK – C	Basınç Transduserleri Kalibrasyon Verileri ve Ölçüm Belirsizlikleri	109
	ÖZGEÇMİŞ	112

TABLO LİSTESİ

Tablo2.1 Sürekli ve döngüsel çalışma durumlarında tespit edilen COP değerleri [8].....	13
Tablo2.2 Sürekli ve döngüsel çalışma durumlarında çekilen ortalama güç değerleri ve buharlaştırıcıda sağlanan soğutma kapasiteleri [8]	13
Tablo 2.3 Durma periyodu süresince sistem komponentlerindeki şarj değişimi [8].....	15
Tablo 2.4 Durma periyodu esnasında soğutkan göçünün neden olduğu ısıtma etkisi [8]	15
Tablo 2.5 Rubas ve Bullard'ın iki farklı ortam sıcaklığında tespit ettikleri, sıvı ve buhar fazlarındaki soğutkan göçü süreleri ile toplam soğutkan göçü süreleri [6-7]	20
Tablo 3.1 10°C ortam sıcaklığında durma periyodu başlangıcından itibaren filtre kurutucu içinde akan soğutkanın faz değişim süreci.....	31
Tablo 3.2 Farklı ortam sıcaklıklarındaki sıvı ve buhar fazda soğutkan göçü süreleri.....	35
Tablo 3.3 Farklı ortam sıcaklıklarındaki kabin yükleri ve döngü süreleri.....	36
Tablo 3.4 25°C ortam sıcaklığında durma periyodu başlangıcından itibaren filtre kurutucu içinde akan soğutkanın faz değişim süreci (R600a)	41
Tablo 3.5 R134a ve R600a soğutkanları kullanılması durumlarında; basınçların dengelenme süresi ile sıvı ve buhar fazda soğutkan göçü süreleri.....	42
Tablo 4.1 Kompresör debi polinomu kalorimetre katsayıları.....	47
Tablo 4.2 R600a soğutkanının flanş hattındaki kızgın buhar özellikleri [25].....	48
Tablo 4.3 R600a soğutkanının yoğuşma koşullarındaki termodinamik özellikleri [25].....	50
Tablo 4.4 Durma periyodu esnasında, yoğuşturucuda bulunan kızgın R600a özellikleri.....	60
Tablo 4.5 Durma periyodu esnasında soğutkan göçünün neden olduğu ısıtma etkisi.....	62
Tablo 5.1 Su hattı üzerinde kullanılan rotametrelerin kalibrasyon verileri.....	69
Tablo 5.2 Kanal numaraları ile sıcaklık ve basınç ölçüm aletleri ve ölçüm aralıkları	76
Tablo 5.3 PID Kontrol Parametrelerinin Basamak Giriş Cevabı Esasına Dayalı Tespiti	84
Tablo 5.4 PID Kontrol Parametrelerinin K_{cr} ve P_{cr} Esasına Dayalı Tespiti.....	85
Tablo 5.5 Toplam çalışma süresi deneylerinde alınan ölçüm değerleri	90
Tablo 5.6 Ölçüm Belirsizlikleri	91
Tablo 5.7 "Deney(18-12)" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi	92
Tablo 5.8 "Deney(18-12)_2" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi	93
Tablo 5.9 "Deney(30-20)" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi	93
Tablo 5.10 "Deney(30-20)_2" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi	93
Tablo 5.11 "Deney(42-28)" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi	93
Tablo 5.12 "Deney(42-28)_2" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi	94
Tablo 5.13 Yoğuşturucudaki kızgın buhar bölgesi uzunlukları	95
Tablo 5.14 Yoğuşturucudaki toplam ısı geçiş katsayısı ve ısı geçişi performansı	97
Tablo 5.15 Farklı döngü sürelerinde soğutkan göçü etkisi.....	99

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi şematik çizimi	3
Şekil 2.1 Buharlaştırıcı sıcaklıklarının çalışma periyodu süresince değişimi.....	4
Şekil 2.1 Sürekli çalışma ve döngüsel çalışmadaki sistem sıcaklıkları [14]	7
Şekil 2.2 Janssen ve diğ. (1989) tarafından kurulan deney düzeneği şematik görünümü [1] ..	11
Şekil 2.3 Döngü frekansına göre soğutma etkenliği değişiminin soğutkan göçü ile ilişkisi [1] ..	12
Şekil 2.4 32°C ortam sıcaklığında; (a) buharlaştırıcı giriş sıcaklığı ve faz durumu [7] (b) yoğusturucu ve buharlaştırıcı basınçları [7].....	16
Şekil 2.5 32°C ortam sıcaklığında durma periyodu esnasındaki yoğusturucu sıcaklıkları [7] ..	18
Şekil 2.6 32°C ortam sıcaklığında; (a) buharlaştırıcı giriş sıcaklığı ve faz durumu [7] (b) yoğusturucu ve buharlaştırıcı basınçları [7].....	19
Şekil 2.7 Döngüsel çalışmada, farklı kompresör hızlarındaki döngü basınçları [2]	23
Şekil 2.8 Değişken hızlı kapasite kontrolü ile sabit iki hızda sürekli çalışmanın enerji tüketimi açısından karşılaştırılması [2].....	24
Şekil 2.9 Kısa döngüsel çalışmanın, döngüsel çalışma ve değişken hızlı çalışma ile karşılaştırılması [3].....	25
Şekil 3.1 Yoğusturucu ve filtre kurutucu üzerindeki sıcaklık ölçüm elemanlarının yerleşimi.....	28
Şekil 3.2 Buharlaştırıcı boruları üzerindeki termo-elemanların akış sırasına göre yerleşimi.....	28
Şekil 3.3 Alçak ve yüksek basınç transduserlerinin sistem üzerindeki yerleşimi.....	29
Şekil 3.4 Akım, Gerilim, Güç ve Enerji Transduserleri	30
Şekil 3.5 10°C ortam sıcaklığında yoğusturucu çıkış, filtre kurutucu giriş ve çıkış sıcaklıklarının durma periyodu süresince değişimi	32
Şekil 3.6 10°C ortam sıcaklığında, sistem basınçlarının durma periyodu süresince değişimi	33
Şekil 3.7 23°C ortam sıcaklığında yoğusturucu çıkış, filtre kurutucu giriş ve çıkış sıcaklıklarının durma periyodu süresince değişimi	33
Şekil 3.8 23°C ortam sıcaklığında, sistem basınçlarının durma periyodu süresince değişimi	34
Şekil 3.9 32°C ortam sıcaklığında yoğusturucu çıkış, filtre kurutucu giriş ve çıkış sıcaklıklarının durma periyodu süresince değişimi	35
Şekil 3.10 32°C ortam sıcaklığında, sistem basınçlarının durma periyodu süresince değişimi	35
Şekil 3.11 Deneylerde kullanılan; (a) buharlaştırıcı (b) yoğusturucu	38
Şekil 3.12 25°C ortam sıcaklığında yoğusturucu çıkış, filtre kurutucu giriş ve çıkış sıcaklıklarının durma periyodu süresince değişimi (R600a)	41
Şekil 3.13 25°C ortam sıcaklığında, sistem basınçlarının durma periyodu süresince değişimi	42
Şekil 4.1 Teorik çalışmada esas alınan kompresörün kalorimetrik debi verileri	46
Şekil 5.1 Kurulan deney düzeneğinin genel görünümü.....	63
Şekil 5.2 Su banyosunun şartlandırma ve baypas hattı dönüşleri	64
Şekil 5.3 Yoğusturucu suyu şartlandırma hattı	66
Şekil 5.4 Yoğusturucu suyu şartlandırma grubu başlangıcındaki basınç dengeleme hattı	67
Şekil 5.5 Yoğusturucu suyu şartlandırma tankı ve ilgili elemanlar.....	68
Şekil 5.6 Pnömatik kontrollü akış kontrol valfi	69
Şekil 5.7 Aşın soğutma suyu şartlandırma hattı	70
Şekil 5.8 Yoğusturucu geçişleri arasındaki soğutkan ve su bağlantıları	73
Şekil 5.9 Filtre kurutucu, gözetleme camı ve debi-ölçer.....	74
Şekil 5.10 "HP Agilent 34970A" veri toplama ünitesi	75
Şekil 5.11 Mitsubishi FX-2N Programlanabilir Denetleyici (PLC)	81
Şekil 5.12 Bir endüstriyel kontrol sisteminin blok diyagramı.....	82

Şekil 5.13 "S" Şeklindeki Birim-Basamak Giriş Cevabı [19]	84
Şekil 5.14 K_{cr} Kritik Kazanç Değeri Seviyelerinde P_{cr} Periyoduyla Salınan Sistem Cevabı.....	85
Şekil 5.15 Elektro-pnömatik transduserler ve basınç regülatörü	87
Şekil 5.16 Buharlaştırıcı sıcaklıklarının çalışma periyodu süresince değişimi.....	92
Şekil 5.17 Soğutkan göçü – toplam döngü süresi – COP ilişkisi	99



SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE DÖNGÜSEL KAYIPLARIN DENEYSEL VE TEORİK İNCELENMESİ

ÖZET

Bir soğutucunun çalışma davranışına bağlı olarak ortaya çıkan ve sistem verimliliğini önemli ölçüde etkileyen döngüsel kayıplar; aynı sıcaklık ve soğutma yükü altında, sürekli çalışan bir kompresör ile döngüsel çalışan bir kompresörün enerji ihtiyaçları arasındaki farktır. Sistem verimliliği ile olan ilişkisi düşünüldüğünde, döngüsel çalışan bir soğutucunun durma-kalkma sürecinden kaynaklanan döngüsel kayıplar, enerji tüketimini artıran önemli bir etkidir. Soğutkan göçü ile çalışma periyodu başlangıcındaki şarjın yeniden dağıtılması problemi, döngüsel kayıplara neden olan en etkin etmenler olarak ön plana çıkmaktadırlar. Bu çalışmada; döngüsel kayıplar genelinde özellikle soğutkan göçü ele alınıp, deneysel ve teorik olarak irdelenmiştir.

Soğutkan göçü; kompresör durduktan sonra, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları eşitlenene kadar yoğuşturucudan buharlaştırıcıya soğutkan geçişinin gerçekleştiği geçici rejim süreci olarak tanımlanabilir. Yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkanın sıcaklığı genellikle kabin içi sıcaklığından yüksek olduğu için, buharlaştırıcıdan kabin içine ters yönde ısı geçişi gerçekleşecektir. Soğutkan göçü neticesinde kabin içine gelen bu ilave ısı kazancı nedeniyle durma periyodu daha kısa sürecek ve enerji tüketimi artacaktır.

Farklı ortam sıcaklıklarında, R134a ve R600a soğutkanları kullanılması durumları için gerçekleştirilen deneylerde soğutkanın sıvı ve buhar fazlarında buharlaştırıcıya geçiş süreleri büyük bir yaklaşıklıkla belirlenmeye çalışılmış ve soğutkan göçünün sistem performansına olan etkisi ile ilişkilendirilmiştir. Soğutkan göçü etkisinin ve genel davranışının irdelendiği bu deneylerde, ortam sıcaklığının ve farklı soğutkan kullanımının soğutkan göçü davranışına olan etkisi ortaya konmuştur.

Soğutkan göçünün sistem performansına olan etkisi ve soğutkan göçünün genel davranışı deneysel olarak irdelendikten sonra; deneysel çıktılar da kullanılarak, göç eden soğutkan miktarı ve soğutkan göçünün neden olduğu ısıtma etkisi teorik olarak hesaplanmıştır. Teorik hesaplamalar neticesinde; ortam sıcaklığının değişimi ile birlikte, yoğuşma basıncı ve aşırı soğutma miktarının da soğutkan göçüne etken olduğu ortaya konmuştur.

Döngüsel kayıplar genelinde özellikle soğutkan göçüne etken parametrelerin kontrollü bir şekilde ele alınmasına yönelik olarak bir deney düzeneği kurulmuştur. Başta yoğuşma koşulları olmak üzere, ilgili sistem parametreleri sabit tutulup, tek değişken toplam döngü süresi alınarak soğutkan göçüne etken kontrollü bir parametre olarak irdelenmiştir.

EXPERIMENTAL AND THEORITICAL INVESTIGATION OF THE CYCLING LOSSES IN COOLING SYSTEMS

SUMMARY

Cycling losses, that are originating from the on-off cycling character of a cooling system and affecting the system efficiency, can be defined as the difference between the energy consumptions of a continously working compressor and an on-off working compressor. When considered from the energy consumption point of view, refrigerant migration and charge redistribution problem are the most important factors causing cycling losses. In this study; refrigerant migration is experimentally and theoretically investigated especially.

After the compressor stops, refrigerant migration occurs in the transient regime period in which the refrigerant passes from condenser to the evaporator until the pressures equalize. Because the temperature of the refrigerant migrating from condenser to the evaporator is generally greater than the air temperature in the cabinet, heat transfer occurs from evaporator to the air in the cabinet. As a result of extra heat load caused by refrigerant migration, off-period ends in a shorter time and the energy consumption increases.

In the cases of using R134a and R600a as the cooling refrigerant, the times taken for refrigerant migration in liquid and vapor phases were determined seperately at different ambient temperatures, and related with the effect of refrigerant migration on the system performance. In these experiments that the effect and general character of refrigerant migration were investigated, the relation of ambient temperature and using different refrigerants to refrigerant migration was determined.

After an experimental investigation of the effect and general character of refrigerant migration, the amount of migrating refrigerant during off-period and the heat load caused by this amount of migrated refrigerant were calculated theoritically with the help of experimental outputs. As a result of theoretical calculations, it was determined that the change of condensation pressure and sub-cooling with changing ambient temperatures are also effective on refrigerant migration.

An experimental facility was set up to investigate and control the parameters affecting on refrigerant migration especially. Related system parameters like condensation conditions were controlled to stay constant during steady state regime, while total cycling period was taken as the only variant parameter. Hence, the effect of total cycling period on refrigerant migration was investigated as a controlled parameter on the experimental facility.

1 GİRİŞ

1.1 Giriş

Yeryüzündeki enerji kaynaklarının günden güne tükeniyor olması ve bu sebeple enerji maliyetlerinin artması, bir çok uygulamada insanları enerji tasarrufuna yöneltmiştir. Çok geniş bir kullanım alanına sahip olduğundan, soğutma sektöründe de enerji tasarrufuna gidilmesi kaçınılmaz olmuştur. Bu bağlamda, buzdolabı üreticileri ve bu konuda çalışan araştırmacılar, soğutma cihazlarının enerji tüketiminin artışına etken faktörlerin tespiti ve çözüm yolları konusundaki çalışmalarını yoğunlaştırmışlardır.

Bir soğutucunun çalışma karakteristiğine bağlı olarak ortaya çıkan ve sistem verimliliğini önemli ölçüde etkileyen döngüsel kayıplar; aynı sıcaklık ve soğutma yükü altında, sürekli çalışan bir kompresör ile döngüsel çalışan bir kompresörün enerji ihtiyaçları arasındaki farktır. Sistem verimliliği ile olan ilişkisi düşünüldüğünde, döngüsel (on/off) çalışan bir soğutucunun durma-kalkma sürecinden kaynaklanan döngüsel kayıplar, enerji tüketimini artıran önemli bir etkidir. Daha önce yapılan deneysel çalışmalar göstermiştir ki [1]; bir buzdolabının döngüsel çalışması durumunda, sürekli çalışmaya nazaran enerji sarfiyatlarında %20-25 mertebelerinde bir artış gerçekleşmektedir. Enerji sarfiyatlarındaki bu mertebelerde bir artış, döngüsel çalışma karakteristiğinden kaynaklanan döngüsel kayıpların önemle dikkate alınmasını gerektirmektedir.

Rubas ve Bullard (1993), buzdolabı döngüsel kayıplarına neden olan etkenleri beş grupta sınıflandırmışlardır: ısı kütlesi etkisi, soğutkanın kompresör yağı içindeki çözünürlüğü, soğutkan göçü, şarjın yeniden dağıtılması ve kılcal genişleme borusu ile emme hattı arasındaki ısı değiştiricisi etkisi. Döngüsel çalışan bir soğutucuda, soğutkan göçü ve durma döngüsüne müteakip çalışma döngüsü başlangıcındaki şarjın yeniden dağıtılması problemi, döngüsel kayıplara neden olan en etkin etmenler olarak ön plana çıkmaktadırlar. Daha önce yapılan çalışmalarda, durma periyodu esnasında meydana gelen soğutkan göçünün neden olduğu döngüsel

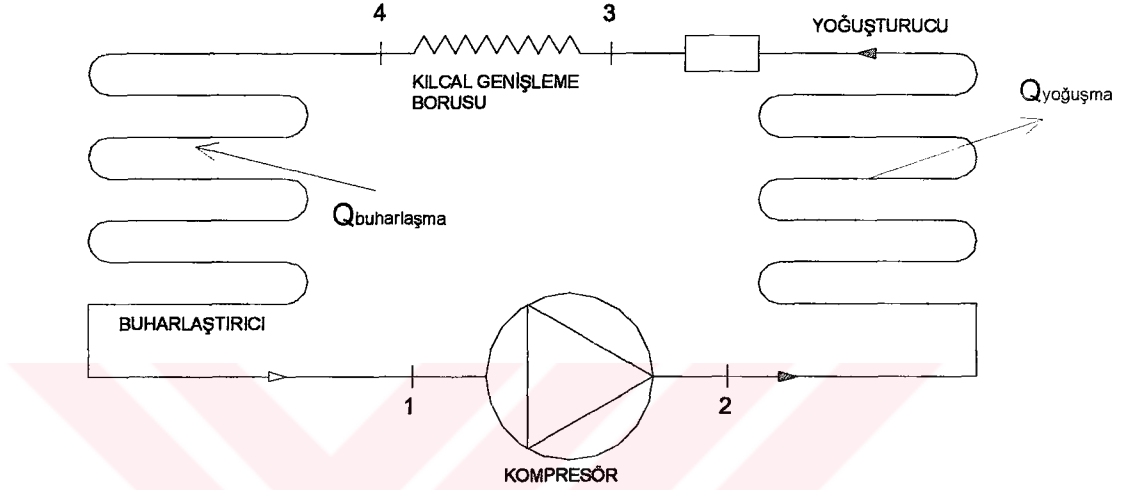
kayıpların, çalışma koşullarına bağlı olarak, toplam enerji sarfiyatının yaklaşık %5-15'ini teşkil ettiği tespit edilmiştir [1, 6-10]. Şarjın yeniden dağıtımı problemi ile birlikte ele alındığında bu artışın, çalışma koşullarına da bağlı olmakla birlikte, %10-20 mertebelerine kadar çıktığı ortaya konmaktadır [6,7]. Enerji tüketimine olan etkisi göz önüne alındığında, döngüsel kayıp etmenleri arasında ön plana çıktığı için bu çalışmada, döngüsel kayıplar genelinde özellikle soğutkan göçü ele alınıp deneysel olarak irdelenmiştir.

1.2 Soğutkan Göçü

Soğutma uygulamalarında en sık rastlanan buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminin ana elemanları; buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kompresör ve genişleme cihazıdır. Buharlaştırıcıda bulunan sıvı haldeki soğutkanın, alçak basınç ve düşük sıcaklıkta buharlaşması neticesinde, buharlaştırıcının içinde bulunduğu ortamdan ısı çekilmek suretiyle soğutma gerçekleştirilir. Kızgın buhar halinde buharlaştırıcıdan ayrılıp kompresöre gelen soğutkan, kompresörde sıkıştırılıp basıncı artırılarak yüksek basınç ve sıcaklıkta yoğuşturucuya basılır. Kızgın ya da doymuş buhar halinde yoğuşturucuya giren soğutkan, yüksek basınç ve sıcaklıkta ısını dış ortama atarak yoğuşur. Yüksek basınçta ve sıvı halde bulunan soğutkan genişleme cihazında basıncı düşürüldükten sonra, belirli bir kuruluk derecesinde tekrar buharlaştırıcıya ulaşır ve böylece soğutma çevriminin bir çalışma döngüsü tamamlanmış olur. Evsel buzdolabı uygulamalarında genişleme cihazı olarak kılcal genişleme borusu kullanılır. Ayrıca dört ana komponent dışında, buzdolaplarında yoğuşturucu çıkışı ile kılcal genişleme borusu arasında, sıvı haldeki soğutkanın içindeki nemi tutan ve soğutkanı çeşitli kalıntılardan arındıran bir filtre kurutucu bulunur. Buharlaştırıcı çıkışında, sıvı soğutkanı biriktirip, kompresör öncesinde buharlaştırıcı çıkışının kızgın buhar halinde olmasını garanti altına almak amacıyla bir akümülatör de bulunabilir. Buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminin şematik çizimi Şekil 1.1'de verilmektedir.

Döngüsel çalışan bir buzdolabında, çalışma periyodu esnasında iç yüklere ve kabin içi ısı kazancına bağlı olarak geçen belirli bir süre sonra termostat sıcaklığına ulaşılacak ve kompresör duracaktır. Soğutkan göçü; kompresör durduktan sonra, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları dengelenene kadar yoğuşturucudan buharlaştırıcıya soğutkan geçişinin gerçekleştiği geçici rejim süreci olarak tanımlanabilir. Durma periyodu başlangıcında, kompresör durduğu anda yoğuşturucu basıncı buharlaştırıcı basıncından yüksektir. Herhangi bir önlem

alınmadığı takdirde, yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki basınç farkından dolayı, basınçlar dengelenene kadar yoğuşturucuda bulunan yüksek sıcaklıktaki soğutkan kılcal genişleme borusu yoluyla buharlaştırıcıya geçecektir. Yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkanın sıcaklığı genellikle kabin içi sıcaklığından yüksek olduğu için, buharlaştırıcıdan kabin içine ters yönde ısı geçişi gerçekleşecektir. Soğutkan göçü neticesinde kabin içine gelen bu ilave ısı kazancı nedeniyle durma periyodu daha kısa sürecek ve kompresörün enerji tüketimi artacaktır.



Şekil 1.1 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi şematik çizimi

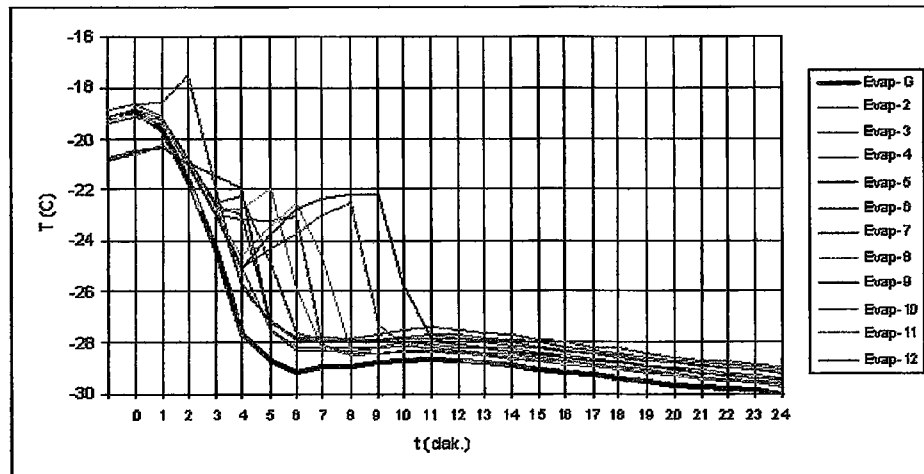
Durma periyodunun ilk zamanlarında sıvı halde gerçekleşen soğutkan göçü, yoğuşturucu basıncının düşmesi ile birlikte buharlaşma sıcaklığı da düşeceğinden, yoğuşturucudaki akışkanın buharlaşması sonucu buhar halinde devam edecektir. Durma periyodu esnasında meydana gelen soğutkan göçünün sıvı ya da buhar halinde gerçekleşmesi, kabin içine gelen ilave ısı yükü miktarının tespitinde önemlidir. Bu nedenle, soğutkan göçü miktarının zamanla değişiminin tespiti yanında göçün hangi fazda gerçekleştiğinin tespiti de önem kazanmaktadır.

1.3 Şarjın Yeniden Dağıtılması

Durma periyodu esnasında yoğuşturucuda bulunan soğutkan tamamen kızgın buhar halindedir. Sistemdeki toplam soğutkanın büyük bir kısmı ise; buharlaştırıcıdaki basıncın artması neticesinde, sıvı halde buharlaştırıcıda bulunmaktadır. Kabin içi sıcaklığı termostatta ayarlanan belirli bir sıcaklığın üstüne çıktığında durma periyodu sona erer ve kompresör çalışmaya başlar. Çalışma periyodu başlangıcında, kompresörün emme etkisiyle buharlaştırıcı tamamen boşalır ve kompresör girişinde

alçak basınçta kızgın buhar halinde bulunan soğutkan sıkıştırılıp basıncı artırılarak yoğunlaştırıcuya basılır. Belirli bir geçici rejim süreci sonrasına kadar yoğunlaştırıcudaki basınç artışı devam eder ve doyma koşullarına ulaşıldığında yoğunlaştırıcuda sabit basınçta yoğunlaşma başlar. Fazla uzun sürmeyen bu geçici rejim sürecinde buharlaştırıcı tamamıyla kuru kalmaktadır. Bu süreçten sonra soğutkan, kılcal boru yoluyla yoğunlaştırıcudan buharlaştırıcıya geçmeye ve buharlaştırıcı basıncının düşmesiyle birlikte buharlaşmaya başlar. Ancak; sıvı soğutkanın buharlaştırıcının tamamına ulaşip uygun basınç ve sıcaklıkta buharlaşma gerçekleşmesi belirli bir süre alır. Buharlaştırıcının tamamen ıslanmaması ile karakterize edilen bu süreç şarjın yeniden dağıtılması süreci olarak adlandırılır.

Bir derin dondurucunun çalışma periyodu esnasında, buharlaştırıcı boyunca ölçülen sıcaklıkların zamanla değişimi Şekil 1.2'de verilmektedir. Buharlaştırıcının ilk geçişlerinde (paslarında), kompresör çalışmaya başladıktan kısa bir geçici rejim sürecinden hemen sonra buharlaşma sıcaklığına düşülmüş ve buharlaşma başlamıştır. Ancak; şarjın yeniden dağıtılması problemi nedeniyle, buharlaştırıcı çıkışına doğru yaklaştıkça, soğutkanın buharlaşma sıcaklığına düşme süresi uzamakta ve sıcaklık ölçümlerinin alındığı ilgili kısımlarda bu süre içinde soğutkan kızgın buhar halinde kalarak buharlaştırıcının kısmen kuru kalmasına neden olmaktadır. Şekil 1.2'de verilen örnekte, buharlaştırıcı üzerinden alınan son sıcaklık noktasında, kompresör çalışmaya başladıktan ancak 11 dakika sonrasında buharlaşma sıcaklığına düşülmektedir. Söz konusu örnekteki buharlaştırıcı, çalışma periyodunun ilk 11 dakikası boyunca kısmen kuru kalacak ve bu nedenle soğutma açısından buharlaştırıcı verimsiz olarak kullanılacaktır. Böylece şarjın yeniden dağıtılması problemi nedeniyle buharlaştırıcının verimsiz kullanılması neticesinde, soğutma sisteminin enerji tüketimi artacaktır.



Şekil 2.1 Buharlaştırıcı sıcaklıklarının çalışma periyodu süresince değişimi

2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Döngüsel Kayıpların Sistem Verimliliğiyle İlişkisi

Radermacher ve Kim (1996), evsel kullanım amaçlı buzdolaplarına yönelik 1990'lı yıllardaki gelişmeleri sunup yorumladıkları araştırmalarında; geleneksel buzdolaplarındaki sistem verimliliğinin iyileştirilmesine yönelik uygulamaları dört gruba ayırmışlardır :

- Soğutma çevrim verimliliğinin iyileştirilmesi
- Kabin içi ısı kazancının düşürülmesi
- Parazitik elektriksel yüklerin azaltılması
- Durma / kalkma döngüsel kayıplarının azaltılması

Döngüsel çalışan bir buzdolabının durma periyodu esnasında meydana gelen soğutkan göçü ve çalışma periyodu başlangıcında şarjın yeniden dağıtılması sürecinden kaynaklanan sorunlar, sistem verimliliğinin iyileştirilmesine yönelik öne sürülen bu uygulamalarla doğrudan ya da dolaylı olarak ilişkilidir. Bu bağlamda, bu iki sorunun giderilmesi ya da etkilerinin en aza indirilmesi, soğutma sisteminin verimliliğini önemli ölçüde iyileştirecektir. Söz konusu bu iki sorun, doğrudan döngülü çalışmanın birer sonucu olduğundan, öncelikle döngüsel kayıplar genelinde ele alınması daha doğru olacaktır.

2.2 Döngüsel Kayıplar

Döngüsel kayıplar; aynı sıcaklık ve soğutma yükü altında, sürekli çalışan bir kompresör ile döngüsel çalışan bir kompresörün enerji ihtiyaçları arasındaki farktır. Radermacher ve Kim (1996), döngüsel kayıplara etken iki önemli parametrenin, döngü süresi ve sistemdeki ısı değiştiricilerinin boyutu olduğunu öne sürmüşlerdir. Arthur D. Little Inc. (ADL,1992) tarafından geliştirilen EPA Buzdolabı Analiz Programı da çevrimsel kayıpların çevrimsel frekansın bir fonksiyonu olduğunu ortaya koymaktadır [7].

Rubas ve Bullard (1995), döngüsel kayıplara neden olan etkenleri beş grupta sınıflandırmışlardır:

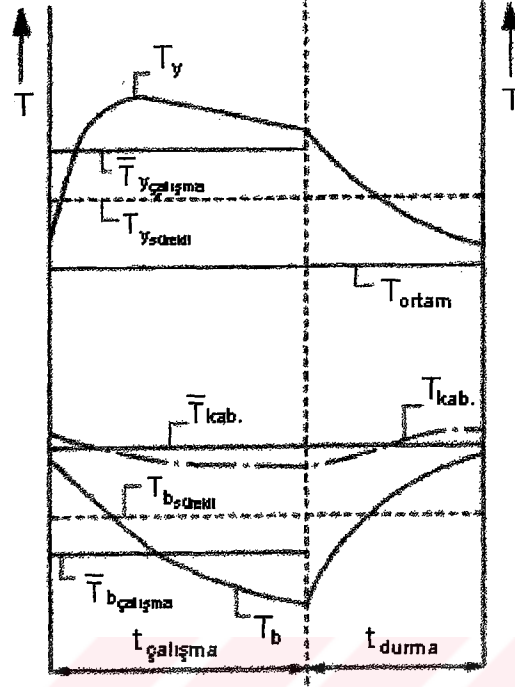
- Sistem elemanlarının ısıl kütle etkisi
- Soğutucu akışkanın kompresör yağı içinde çözünmesi
- Soğutkan göçü
- Şarjın yeniden dağıtılması
- Kılcal genişleme borusu ile dönüş borusu arasındaki ısı değiştiricisi etkisi

Janssen ve diğ. (1992), buzdolabı döngüsel kayıplarını; termodinamik kayıplar, soğutkan göçü kaynaklı kayıplar ve kompresör kayıpları olmak üzere üç ana grupta toplamışlardır.

Janssen ve diğerlerinin sözünü ettiği termodinamik kayıplar, Rubas ve Bullard'ın döngüsel kayıp etkenleri arasında belirttikleri ısıl kütle etkisinin bir sonucudur. Kompresör dışındaki sistem elemanlarının ısıl kütlelerinin soğutma etkenliği üzerindeki etkisi önemsizdir [6]. Döngüsel çalışma esnasında, kompresörün ısıl kütle etkisi nedeniyle kompresör basma sıcaklığı ve yoğuşturucu girişindeki kızgınlık derecesi artar. Yoğuşturucuda kızgın buhar bölgesinin artması, iki fazlı akış bölgesinin azalması anlamına gelir ki; bu da yoğuşma basıncının artmasına ve sistem COP'sinin düşmesine neden olur. Çalışma periyodu başlangıcındaki geçici rejim sürecinde kompresörün ısıl kütle etkisinin artması ile birlikte oluşturduğu vakum etkisi, emme sıcaklığının da ani düşüşüne neden olur. Neticede; çalışma periyodu esnasında, döngüsel çalışan sistemdeki ısı değiştiricilerinin ısıl yükü, sürekli çalışan sistemdekine göre daha fazla olacaktır [1,6]. Bu da düşük buharlaştırıcı sıcaklığı ve yüksek yoğuşturucu sıcaklığı anlamına gelir ki, böylece termodinamik verimlilik düşer. Şekil 2.1'de; sürekli çalışma ile döngüsel çalışmadaki yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları arasındaki fark görülmektedir. Sürekli çalışma ve döngüsel çalışma için; yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları arasındaki farklar dikkate alındığında, iki çalışma durumu arasındaki fark döngüsel çalışma karakteristiğinden kaynaklanan döngüsel kayıpları ifade etmektedir.

Sistemdeki termodinamik kayıplar, çalışma ve durma sürelerinin uzunluğunun bir fonksiyonudur [1]. Çalışma ve durma sürelerinin uzunluğu; saatteki döngü sayısı (döngü frekansı) ve yüzde çalışma oranı parametreleri ile ifade edilir. Bir saat içinde daha çok sayıda döngü gerçekleştiğinde (daha kısa süreli çalışma ve durma süreçleri) buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları düşecek ve böylece termodinamik

kayıplar azalacaktır. Yüzde çalışma süresi oranı arttığında da termodinamik kayıplar azalacak ve %100 çalışma durumunda termodinamik kayıplar sıfır olacaktır.



Şekil 2.1 Sürekli çalışma ve döngüsel çalışmadaki sistem sıcaklıkları [14]

Soğutkanın kompresör yağı içindeki çözünübilirliği, basınç ve sıcaklık koşullarına göre değişir. Sabit sıcaklıkta basınç arttıkça yağ içinde çözünen soğutkan miktarı artarken, sabit basınçta sıcaklık arttıkça yağ içinde çözünen miktar azalır. Döngüsel çalışan bir soğutma sisteminde, geçici rejim sürecindeki basınç ve sıcaklık değişimleri nedeniyle yağ içinde çözünen soğutkan miktarı değişecektir. Yağ içinde çözünen soğutkan miktarının değişimi de sistemde aktif olarak dolaşan soğutkan miktarını çok yakından etkileyecektir.

Soğutma sistemlerinin bir çoğunda, buharlaştırıcı girişindeki soğutkanın kuruluk derecesini düşürüp buharlaştırıcının soğutma performansını artırmak amacıyla "kılcal boru / dönüş borusu" ısı değiştiricisi (KDİD) kullanılmaktadır. R-12 soğutkanı ile çalışan bir sistemde, KDİD kullanımının sistemin etkenliğini (COP) %5 oranında artırdığı tespit edilmiştir [6]. Ancak; KDİD'de dönüş (emme) hattının ısınması, kompresör verimliliğini olumsuz yönde etkilemektedir. R-22 gibi bazı soğutkanların kullanıldığı soğutma sistemlerinde; KDİD'nin neden olduğu kompresör verimindeki düşüş, buharlaştırıcı soğutma kapasitesinde sağlanan faydaya göre daha etkin olmakta ve bu sistemlerde KDİD kullanılmamaktadır [6].

Döngüsel çalışma esnasındaki geçici rejim sürecinde, ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı geçişinden kılcal genişleme borusundaki soğutkan debisi etkilenecek ve çalışma periyodu başlangıcında şarjın yeniden dağıtılması süreci kötüleşecektir. Sistemin sürekli rejimde çalışması durumunda uygun olan belirli giriş ve çıkış koşulları için KDID’de kılcal genişleme borusunun soğutulması, kılcal borudaki soğutkan debisinin artmasını sağlayacaktır. Ancak; kompresörün kalkış anı ve sonrasındaki geçici rejim sürecinde buharlaştırıcı boş (kuru-kızgın) kaldığı için, buharlaştırıcının ıslanıp tamamen dolduğu sürekli rejim durumuna göre, emme hattı çok daha sıcak olacaktır. Kılcal genişleme borusu ile dönüş borusu arasındaki ΔT sıcaklık farkı azalacağından, KDID’deki ısı geçiş performansı düşecek ve kılcal genişleme borusundaki soğutkan buhar haline geçerek akış debisi oldukça azalacaktır. Bunun sonucunda da şarjın yeniden dağıtılması süreci uzayacak ve sistemin soğutma etkenliği kötüleşecektir. Rubas ve Bullard (1995), KDID sebebiyle geçici rejim sürecinde şarjın yeniden dağıtım sürecinin kötüleşmesinin, sistem COP’sinde %2 oranında bir düşüşe neden olduğunu tespit etmişlerdir.

2.3 Durma – Kalkma Kayıpları ve Soğutkan Göçü

Kompresör çalışmaya başladıktan sonra yoğuşturucudaki basınç artacaktır. Bu basınç artışı, yoğuşturucuda bulunan buhar fazındaki soğutkan üzerinde bir iş uygulanma gerekliliği anlamına gelmektedir. Durma periyodu esnasında ise, yoğuşturucu basıncı düşecek ve enerji kaybına neden olacaktır. Basınç düşümünden kaynaklanan bu enerji kaybı, ideal gaz kabulüyle, Denklem 2.1’de verildiği gibi ifade edilebilir. Bu denklemde p sürekli rejimdeki yoğuşturucu basıncı, p_1 ve p_2 sırasıyla geçici rejim balangıcı ve sonundaki alçak - yüksek basınç seviyelerini ve V yoğuşturucu toplam hacmini ifade etmektedir. Yoğuşturucudaki basınç düşümünden kaynaklanan bu kayıp, sistemin toplam soğutma kapasitesi ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilir mertebelere sahiptir.

$$Q = p \cdot V \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} \quad [1] \quad (2.1)$$

Genişleme cihazı olarak kılcal boru kullanılan sistemlerde soğutkan göçünün neden olduğu durma kayıpları ile karşılaşılır. Kompresör duduğunda yoğuşturucudaki basınç düşecektir. Durma periyodu esnasında kılcal boru girişi kapatılıp soğutkan göçü engellenirse basınç, ortam sıcaklığındaki doyma basıncına kadar düşecektir. Ancak; sıvı fazdaki soğutkanın kılcal boru yoluyla buharlaştırıcıya geçişine izin

verildiğinde, basınç bir miktar daha düşecek ve nihayetinde yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınçları dengelenecektir. Yoğunlaştırıcıdaki basıncın düşmesi ile birlikte buharlaşma sıcaklığı da düşecek ve yoğunlaştırıcıda, sistem performansının düşmesine neden olan buharlaşma gerçekleşecektir. Buharlaştırıcıda ise basıncın bir miktar artması ile birlikte yoğunlaştırıcudakinin tersi bir etki ile karşılaşılacaktır. Buharlaştırıcıya sıvı fazda giren soğutkan buharlaştırıcıda biriktirilecek ancak, yoğunlaştırıcıdan buhar fazında gelen soğutkan buharlaştırıcıda yoğunlaşacak ve kabin içine ilave bir ısı yükü getirecektir. Janssen ve diğ. (1992), durma – kalkma kayıplarına neden olan etkenleri üç maddede özetlemişlerdir: yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıdaki buhar basıncının yükselip alçalması, yoğunlaştırıcıda buharlaşma, buharlaştırıcıda yoğunlaşma. Durma periyodu esnasında yoğunlaştırıcıdan buharlaştırıcıya soğutkan göçü engellenerek durma – kalkma kayıpları önlenabilir. Kılcal boru yerine termostatik genişleme valfi gibi bir başka genişleme cihazı kullanılan sistemlerde soğutkan göçü zaten engellenecektir çünkü, durma döngüsü esnasında bu valfler normal olarak kapalı olacaktır.

Birim zamanda gerçekleşen döngü sayısının artacağından, döngü frekansının artması ile birlikte durma - kalkma kayıpları da artacaktır. Termodinamik kayıplar ile karşılaştırıldığında bu olgu ters bir etki teşkil etmektedir bu nedenle, termodinamik ve durma/kalkma kayıpları birlikte göz önüne alınarak optimum bir döngü frekansı tespit edilmelidir [1].

Durma periyodu esnasında meydana gelen soğutkan göçü, döngüsel kayıpların en temel etkenlerinden biri olarak ön plana çıkmaktadır [6]. Wang ve Wu (1990), soğutkan göçünün engellenmesinin enerji tüketimini %4 oranında azalttığını tespit etmişlerdir.

Krause ve Bullard (1994), bir buzdolabının döngüsel ve sürekli çalışma durumlarındaki davranışlarını karşılaştırarak, özellikle soğutkan göçünün döngüsel kayıplar üzerinde önemli bir etken olduğunu ortaya koymuşlardır. Soğutkan göçüne etken önemli bir parametre olan farklı ortam sıcaklıklarında yapılan deneyler neticesinde, döngüsel çalışma esnasındaki net döngüsel kayıplar ile durma döngüsü esnasında göç eden soğutkan miktarlarını tespit etmişlerdir. Bu araştırmacılar, sürekli çalışma durumunda döngüsel çalışmaya nazaran %3-5 daha fazla verimlilik sağlandığını ortaya koymuşlardır.

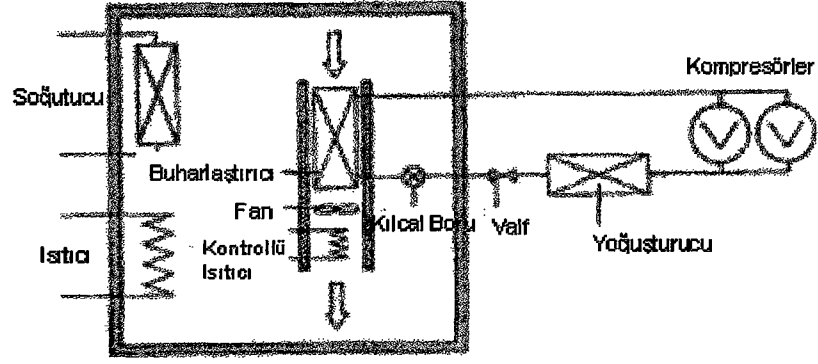
Westphalen (2002), enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik olarak, bir buzdolabı analiz programında gerçekleştirilen modelleme çalışmaları neticesinde tasarlanan

bir buzdolabının kabin ısı yükü ve enerji tüketim değerlerini, modellemede esas alınan buzdolabı ısı yükü ve enerji tüketim değerleri ile karşılaştırmıştır. Bu çalışmadaki modellemelerde baz alınan buzdolabında, soğutkan göçünün toplam kabin içi ısı kazancındaki payı yaklaşık %10 mertebelerinde gözlenmektedir. Soğutkan göçü dışındaki diğer ısı kazancı etkileri azaltılarak söz konusu buzdolabının enerji tüketiminin azaltıldığı yeni bir tasarım geliştirilmiştir. Enerji tüketiminin azaltıldığı bu yeni tasarım buzdolabında soğutkan göçünün toplam kabin içi ısı yükündeki payı %15 mertebelerine çıkmıştır [5]. Görüldüğü gibi, standart bir buzdolabı olarak alınabilecek ilk uygulamadaki modelde soğutkan göçü, enerji sarfiyatını önemli derecede etkileyecektir. Enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik modellenen ikinci uygulamada ise soğutkan göçü, kabin ve kapıdan gerçekleşen ısı kazancından sonraki en etken parametre konumunu almakta ve modelin esas amacına uygun olabilmesi için, soğutkan göçünün engellenmesine ya da etkilerinin en aza indirilmesine yönelik tedbir alınması çok büyük bir gereklilik arz etmektedir.

2.4 Döngüsel Kayıplara Yönelik, Janssen ve diğ. Tarafından Yapılan Deneysel Çalışmalar [1,14]

Janssen ve diğ. (1992), aynı koşullarda gerçekleştirilen sürekli çalışma ve döngüsel çalışma durumlarında elde edilen deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada döngüsel kayıplar; döngü süresi, çalışma süresi oranı ve ortam ile kabin içi sıcaklıklarının bir fonksiyonu olarak incelenmiştir. Sistemde paralel bağlı iki kompresör kullanılmış ve döngüsel çalışma durumunda paralel iki kompresör çalıştırılırken, sürekli çalışma durumunda tek bir kompresör çalıştırılmıştır. Böylece karşılaştırma sonuçları, kompresörlerin verim karakteristikleri farkından etkilenmeyecektir. Yoğuşturucu ile kılcal boru arasında, durma periyodu esnasında soğutkan göçünü engellemek üzere kapanabilecek bir elektrik valfi bulunmaktadır. Şekil 2.2'de, Janssen ve diğerlerinin (1989) kurduğu deney düzeneğinin şematik görünümü verilmektedir.

Şekil 2.2'de görüldüğü gibi, buharlaştırıcı ayrı bir soğutma sistemi ile soğutulan bir kabin içinde bulunmakta ve ısıtıcılarla kabin içinde ısı yük oluşturulmaktadır. Böylece kabin içi sıcaklıkları kontrol edilmek suretiyle, buharlaştırıcıda sabit buharlaşma koşulları elde edilebilmektedir. Çift kompresörlü soğutma çevrimi ve ısıtıcılar için bir çalışma kombinasyonu seçilmekte ve böylece, bütün döngü süreleri ve çalışma süresi oranları ölçülebilmektedir. Deneysel çıktı olarak, döngü süresinin ve çalışma süresi oranının bir fonksiyonu olan soğutma yükü elde edilmektedir.

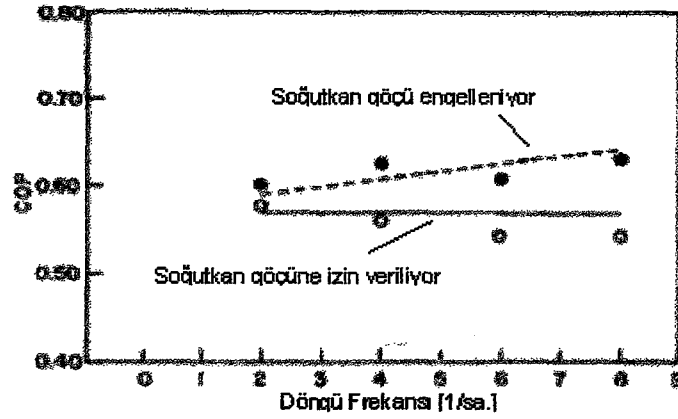


Şekil 2.2 Janssen ve diğ. (1989) tarafından kurulan deney düzeneği şematik görünümü [1]

Öncelikle, yalnız sürekli çalışan kompresör çalıştırılmakta ve kabin içi hava sıcaklığı ile ortam sıcaklığının bir fonksiyonu olarak mevcut soğutma yükü tespit edilmektedir. Daha sonra çift kompresörlü sistem çalıştırılmakta ve döngü süresi ile çalışma süresi oranı seçilerek farklı soğutma yükleri elde edilmektedir. Seçilen kombinasyon için ortaya çıkan soğutma yükü, belirli sayıda döngü üzerinden integre edilerek tespit edilmektedir. Sonrasında sürekli çalışma ile çift kompresörlü döngüsel çalışma arasında karşılaştırma gerçekleştirilmektedir. Durma periyodu esnasında, yoğusturucu çıkışındaki valfin açılıp kapatılması suretiyle durma kayıpları incelenmiştir.

Soğutkan göçünün engellendiği ve engellenmediği durumlar için, döngü frekansına göre sistem COP'sinin değişimi tespit edilmiştir. Döngü frekansına göre sistemin soğutma etkenliğinin değişimi, soğutkan göçünün engellendiği ve engellenmediği durumlar için Şekil 2.3'te verilmektedir. Soğutkan göçünün engellenmesi durumunda, döngü frekansı N_c 'nin artması ile birlikte sistemin etkenliği de artmaktadır. Isı değiştiricisi sıcaklıklarındaki dalgalanmaların düşmesine bağlı olarak, kısa döngü sürelerinde termodinamik kayıplar da azalacaktır. Durma periyodu esnasında yoğusturucudan buharlaştırıcıya soğutkan akışı engellendiği için, soğutucu akışkan göçünden kaynaklanan kayıplar zaten söz konusu olmayacaktır. Soğutkan göçüne izin verildiği normal çalışma durumunda ise tam tersine, soğutkan göçünden kaynaklanan kayıplar, döngüsel kayıpların önemli bir kısmını teşkil edecek ve döngü frekansının artması ile birlikte termodinamik kayıplar azalmasına rağmen, belirli bir çalışma süresi oranına kadar durma - kalkma kayıplarının olumsuz etkisi daha etkin olacaktır [14]. Bu durumda, durma periyodu esnasında yoğusturucudaki buharlaşma ve buharlaştırıcıdaki yoğuşma etkisi, saatteki durma döngüsü sayısı (döngü frekansı) ile doğrudan ilişkilidir. Şekil 2.3'te

de görüldüğü gibi, soğutkan göçüne izin verilmesi durumunda, N_c döngü frekansının artması ile birlikte COP'de de açık bir düşüş gerçekleşmektedir.



Şekil 2.3 Döngü frekansına göre soğutma etkinliği değişiminin soğutkan göçü ile ilişkisi [1]

Soğutkan göçü engellendiğinde, çok düşük çalışma süresi oranları için kararlı sonuçlar elde etmek mümkün değildir. Çok düşük çalışma süresi oranlarında, döngü frekansından daha düşük frekansta salınımlar gerçekleşmektedir. Bu durum, kompresör kalkış problemlerinin getirdiği bir sonuç olabilir [14]. Janssen ve diğ. (1989) tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmalar esnasında, soğutkan göçünün engellendiği durum için en düşük %35 çalışma süresi oranı uygulanmıştır. Düşük çalışma süresi oranları uygulandığında, buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları arasındaki fark ve sistemdeki termodinamik kayıplar azalmaktadır. Böylece, düşük çalışma süresi oranlarında soğutkan göçünün engellendiği durumda sistem verimliliği iyileşmektedir.

Soğutkan göçüne izin verilen normal sistemde, düşük çalışma süresi oranlarında sistemin verimliliği kötüleşecektir. Çalışma süresi oranı düşük olduğunda durma - kalkma kayıpları daha fazla olacaktır. Bu durumda durma periyodu esnasında yoğunlaştırıcı boşalacak ve yoğunlaştırıcıdaki basıncın hızlı bir şekilde düşmesi ile birlikte sıvı fazdaki soğutkan buharlaşarak buharlaştırıcıya göçecektir. Durma periyodu esnasında yoğunlaştırıcıdan buharlaştırıcıya göçen buhar fazındaki soğutkan da yüksek sıcaklıkta olacak ve buharlaştırıcıda yoğunlaşmaya neden olacaktır. Bu da soğutma performansını olumsuz yönde etkileyecektir. Çalışma süresi oranının düşük olması ile birlikte azalan termodinamik kayıpların olumlu etkisi, bu durumda ortaya çıkan durma - kalkma kayıplarının olumsuz etkisini dengeleyemeyecektir. %75'ten daha büyük çalışma süresi oranlarında, saatte gerçekleşen döngü sayısı fazla olsa dahi, durma kalkma kayıpları sistemin toplam soğutma kapasitesi ile karşılaştırıldığında düşük mertebelerde kalacak ve yüksek

çalışma süresi oranlarında termodinamik kayıpların azalmasının olumlu etkisi sistem performansı üzerinde daha etkin olacaktır [14].

Aynı soğutma kapasitesi için sürekli çalışma durumu ile döngüsel çalışma durumu arasında %12-20 oranında bir fark tespit edilmiştir.

2.5 Farklı Ortam Sıcaklıklarında Soğutkan Göçü Etkisi, Soğutkan Göçü Miktarı ve Hal Değişim Süreci

Krause ve Bullard (1994), çalışma periyodu süresince tespit edilen COP değerlerinin ortalamalarını alarak sürekli ve döngüsel çalışma durumlarındaki sistem performanslarını karşılaştırmışlardır. Dört farklı ortam sıcaklığında gerçekleştirdikleri bu karşılaştırmayı, benzer bir şekilde soğutma kapasitesi ve kompresörün çektiği güç değerleri için de yapmışlardır. Krause ve Bullard'ın sürekli ve döngüsel çalışma durumlarında tespit ettikleri ortalama COP değerleri Tablo 2.1'de, kompresörün çektiği güç ve buharlaştırıcıda sağlanan soğutma kapasiteleri de Tablo 2.2'de verilmektedir. Sonuçlar göstermektedir ki, sürekli çalışma durumunda döngüsel çalışma durumuna nazaran %3-5 daha fazla verimlilik sağlanmaktadır. İki durum arasındaki en büyük fark, kapasite değerlerinde ortaya çıkmaktadır. Bunun yanında, çalışma döngüsünün başlangıcında önemli miktarda fazladan güç gereksinimi ortaya çıkmaktadır.

Tablo2.1 Sürekli ve döngüsel çalışma durumlarında tespit edilen COP değerleri [8]

T _{ortam} [°C]	COP		COP (%) Fark
	Döngüsel çalışma	sürekli çalışma	
15	1,18	1,22	4
24	1,04	1,08	4
32	0,92	0,97	5
38	0,86	0,89	3

Tablo2.2 Sürekli ve döngüsel çalışma durumlarında çekilen ortalama güç değerleri ve buharlaştırıcıda sağlanan soğutma kapasiteleri [8]

T _{ortam} [°C]	Güç Gereksinimi (W.h/döngü)		Güç Kaybı	Kapasite (Wh/döngü)		Kapasite Kaybı
	döngüsel	sürekli		döngüsel	sürekli	
15	48,7	48,5	0,40%	60,4	62,7	3,9%
24	72,5	71,4	1,50%	78,8	82,1	4,1%
32	116,6	116,7	0%	114,3	120,7	5,6%
38	193,8	194,5	-0,40%	178,2	185,8	4,3%

Soğutkan göçü esnasında, buharlaştırıcıya göç eden akışkanın kabin içine getireceği ilave yük miktarı, göç eden akışkanın fazına bağlıdır. Buhar fazındaki akışkanın buharlaştırıcıda yoğunlaşması esnasında açığa çıkan ısı, faz değişim sürecinde akışkanın gizli ısı da söz konusu olduğundan, sıvı haldeki soğutkanın yoğunlaştırıcı sıcaklığından buharlaştırıcı sıcaklığına soğuması esnasında ortaya çıkan ısıdan daha fazladır. Bu nedenle, akışkanın sıvı ve buhar fazlarında göç eden miktarlarının ayrı ayrı bilinmesi, durma döngüsü esnasında kabin içine gelen ilave yükün tespitinde büyük önem arz etmektedir.

Durma periyodu esnasında soğutkanın yalnız buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı ve kompresör yağı içindeki miktarının değiştiği düşünülmektedir. Bu kabul çerçevesinde, buharlaştırıcıya gelen akışkan kütlesi miktarı, yoğunlaştırıcı ve kompresör yağından kaybedilen akışkan kütlelerinin toplamına eşittir [8].

Krause ve Bullard (1994), kompresör yağı içindeki soğutkan miktarını yüksek basınç tarafında bulunan yağ karterindeki kompresör basma basıncı ve sıcaklığına bağlı, soğutkan / yağ çözünürlük ilişkileri ile tespit etmişlerdir. Alınan ölçümler neticesinde, çalışma periyodu ve durma periyodu sonlarındaki bu söz konusu özellikler bilindiği takdirde, kompresör yağı içindeki akışkanın bu noktalardaki miktarı tespit edilebilir. Çalışma ve durma periyodlarının sonlarında hesaplanan kompresör yağı içindeki soğutkan kütleleri arasındaki fark, durma periyodu esnasında kompresör yağı içinde çözünmüş halde bulunan soğutkanın ayrılan miktarına eşit olacaktır. Durma periyodunun sonunda, yoğunlaştırıcıdaki soğutkan kızgın buhar halinde bulunmaktadır. Durma periyodu sonunda yoğunlaştırıcıda bulunan soğutkan miktarı, yoğunlaştırıcı hacminin akışkanın ölçülen basınç ve sıcaklıktaki özgül hacmine bölünmesi ile tespit edilebilir. Sıvı fazda akışkanın varlığı nedeniyle, yoğunlaştırıcıda bulunan soğutkanın çalışma periyodunun sonundaki miktarının tespiti daha zordur. Bu hesaplama için, Krause ve Bullard (1994), Goodson ve Bullard (1994) tarafından sürekli rejim koşulları için geliştirilen bir buzdolabı sistem modelinin yoğunlaştırıcı ile ilgili kısmını kullanmışlardır. Bu modelde, yoğunlaştırıcunun iki-fazlı akış bölgesindeki soğutkan kütlesi, Hughmark korelasyonu kullanılarak tespit edilmiştir. Çalışma periyodu sonlarında kondenserde bulunan akışkan miktarları arasındaki fark, kapama döngüsü süresince kondenserdan ayrılan akışkan miktarına eşit olacaktır.

Kompresör yağı içindeki ve yoğunlaştırıcıdaki soğutkan kütlelerinin değişimlerinin toplamı, durma periyodu esnasında buharlaştırıcıya geçen soğutkan miktarını verecektir. Krause ve Bullard'ın durma periyodu süresince sistem komponentlerinde tespit ettikleri şarj (soğutkan miktarı) değişimi Tablo 2.3'te verilmektedir.

Tablo 2.3 Durma periyodu süresince sistem komponentlerindeki şarj değişimi [8]

T _{ortam} [°C]	Sistem Komponenti		
	Kompresör Yağı (gr)	Kondenser (gr)	Evaporatör (gr)
15	-17,6	-65,5	83,1
24	-20,4	-68,9	89,3
32	-22,7	-72,8	95,5
38	-24,1	-75,1	99,2

Tablo 2.4’de de Krause ve Bullard’ın dört farklı ortma sıcaklığı için tespit ettikleri, durma periyodu esnasında soğutkan göçünün neden olduğu ısıtma etkisi değerleri verilmektedir. Tablodaki bu ısı değerleri, göç eden soğutkan miktarı ile durma periyodu ortalama buharlaştırıcı basıncındaki buharlaşma gizli ısısının çarpılmasıyla tespit edilmişlerdir. Durma periyodu esnasındaki ısıtma etkisinin büyüklüğü ortam sıcaklığı ile birlikte artış göstermekte fakat, bu artış bir döngüdeki toplam soğutma kapasitesi ile aynı oranda olmamaktadır. Böylelikle, durma periyodu ısıtma etkisinin bir döngüdeki toplam soğutma kapasitesine göre yüzdesi, ortam sıcaklığının artmasıyla birlikte düşmektedir.

Tablo 2.4 Durma periyodu esnasında soğutkan göçünün neden olduğu ısıtma etkisi [8]

T _{ortam} [°C]	Toplam Soğutma Kapasitesi (Wh / döngü)	Durma Periyodu Isıtma Etkisi	
		(Wh / döngü)	%Etki
60	60,5	3,73	6,20%
75	79,0	3,99	5%
90	114,5	4,29	3,70%
100	178,6	4,44	2,50%

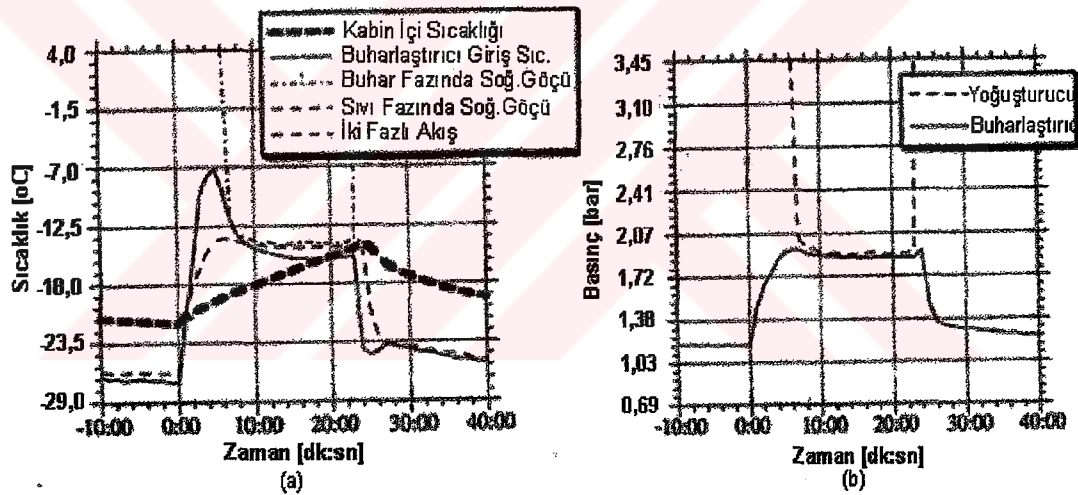
2.5.1 Rubas ve Bullard’ın Soğutkan Göçü Esnasındaki Hal Değişim Süreciyle İlgili Deneysel Çalışmaları [6-7]

Rubas ve Bullard (1993), iki farklı ortam sıcaklığında (15°C ve 32°C) deneyler gerçekleştirerek, soğutkan göçü esnasındaki hal değişim sürecini irdelemişler ve soğutkan göçünün hal değişim sürecini, enerji tüketimi üzerindeki etkisi ile ilişkilendirmişlerdir.

2.5.1.1 32°C Ortam Sıcaklığında Soğutkan Göçü

Soğutma sistemi normalden daha fazla şarj edilip, çalışma periyodunun sonunda yaklaşık 6,5°C aşırı soğutma gerçekleştirilmiştir. Böylece; durma periyodu başlangıcında soğutkan göçünün sıvı fazında gerçekleşmesi garanti edilmiştir. Kılcal genişleme borusu girişi ile yoğunlaştırıcı çıkışı arasında, durma periyodu başlangıcında sıvı ile dolu olan bir filtre kurutucu bulunmaktadır. Filtre kurutucudaki

ısı akışı, durma periyodunun başlangıcında kurutucuyu dolduran sıvı fazdaki akışkanı buharlaştırmaya yetecek kadar yüksek değildir ve bunun neticesinde buhar fazında göç başlayana kadar bu sıvı buharlaştırıcıya göç edecektir. Deney düzeneğinde yoğuşturucu çıkışı buzdolabının üst tarafındadır, bu nedenle kompresör durduğunda sıvı fazdaki soğutkan yoğuşturucunun alt kısımlarına akacak ve aşırı soğutma nedeniyle başlangıçta gerçekleşen kısa bir sürelik az miktarda sıvı fazda göç dışında, durma periyodunun seyrinde buhar fazında soğutkan göçü gerçekleşecektir. Şekil 2.4(a)'da durma periyodu esnasında buharlaştırıcı girişinde gözlenen, soğutkan sıcaklığının zamana göre değişimi görülmektedir. Bu grafikte ayrıca; soğutkan göçünün sıvı ve buhar fazlarında gerçekleşebileceği en yüksek sıcaklıklar da görülmektedir. Bu sıcaklıklar, adyabatik genişleme kabulüyle, kılcal boru giriş ve çıkışındaki entalpilerin eşitlenip sıcaklıkların çekilmesi ile elde edilmiştir. Şekil 2.4(b)'de de aynı koşullarda, durma periyodu esnasındaki yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları verilmektedir.



Şekil 2.4 32°C ortam sıcaklığında; (a) buharlaştırıcı giriş sıcaklığı ve faz durumu [7]
(b) yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları [7]

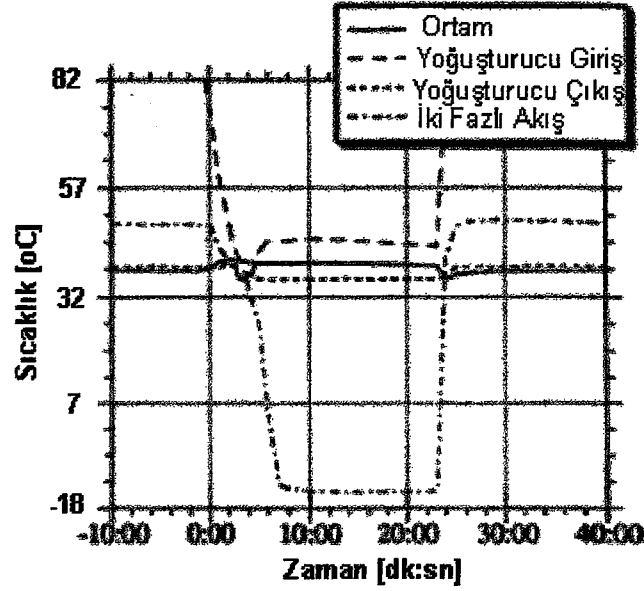
Şekil 2.4'te görüldüğü gibi; durma periyodu esnasında basınçlar yaklaşık 8 dakikada eşitlenmekte ve soğutkan göçü bu süre içinde tamamlanmaktadır. Soğutkan göçü esnasında buharlaştırıcı basıncı, yoğuşturucu basıncı ile dengelenene kadar artmakta ancak, basınçlar dengelendiğinde buharlaştırıcı basıncında küçük bir düşüş gerçekleşmektedir. Basınçlar dengelendiği anda buharlaştırıcıdaki soğutkan miktarı sabit kaldığına göre, sıcaklıktaki bu düşüşün buharlaştırıcıdan kabin içine olan ısı geçişinden kaynaklandığı düşünülebilir. Sıvı fazda soğutkan göçünün gerçekleştiği ilk 2 dakika sonrasında, buharlaştırıcı ve iki fazlı akış sıcaklığı kabin içi sıcaklığının üstüne çıkmakta ve durma periyodunun geri kalan kısmında bu şekilde

kalmaktadır. Bu nedenle durma periyodunun büyük bir kısmında, soğutkan göçü nedeniyle buharlaştırıcıdan kabin içine ısı geçişi gerçekleşecektir.

Şekil 2.4(a)'da görüldüğü gibi; durma periyodunun ilk 2 dakikasında, sıvı fazda göç için söz konusu olan en yüksek akışkan sıcaklığı, ölçülen buharlaştırıcı giriş sıcaklığından az da olsa yüksektir. Bu nedenle, periyodunun ilk 2 dakikasında sıvı fazda soğutkan göçü gerçekleştiği söylenebilir. Kalan 6 dakikalık göç süresinde ise sadece buhar fazda soğutkan göçü gerçekleşecektir, çünkü sıvı fazda göç için söz konusu olan maksimum akışkan sıcaklığı ölçülen buharlaştırıcı giriş sıcaklığından düşüktür. Bu sonuç basınç ile de ilişkilendirilebilir; durma periyodunun başında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya göç eden akışkanın giriş sıcaklığının buharlaştırıcı giriş sıcaklığından yüksek olması, yoğuşturucu basıncının henüz yüksek olmasının bir sonucudur. Bu nedenle sıvı fazda soğutkan göçü gerçekleşecektir. İleri safhalarda ise, soğutkan giriş sıcaklığının buharlaştırıcı giriş sıcaklığından düşük olması yoğuşturucu basıncının düşmesi ile ilişkilendirilebilir. Yoğuşturucu basıncı düştüğünden, buharlaşma sıcaklığı da düşecek ve göç eden soğutkan buhar fazında bulunmaya başlayacaktır.

Şekil 2.5'te; 32°C ortam sıcaklığında, yoğuşturucu sıcaklıklarının durma periyodu süresince değişimi görülmektedir. Kompresör durduğunda, belli bir miktar soğutkan göç edene kadar, yoğuşturucudaki akışkanın çift fazlı olduğu düşünülmektedir. Bu noktadan sonra akışkan kızgın buhar fazındadır. Durma periyodunun ilk iki dakikasında, iki fazlı akışkanın sıcaklığı ortam sıcaklığının altına düşmektedir. Bu nedenle havadan soğutkana ısı geçişi gerçekleşmekte ve soğutkan tamamen buharlaşmaktadır. Şekil 2.5'ten de anlaşılabileceği gibi, ilk 2 dakikada sıvı fazında gerçekleşen soğutkan göçü sürecinden sonra, yoğuşturucunun hiçbir bölümünde sıcaklık, yoğuşturucu basıncındaki doyma sıcaklığını ifade eden, iki fazlı akış eğrisinin altına düşmemektedir. Böylece; ilk 2 dakika sonrasında, basınçların dengelenip soğutkan göçünün tamamlanmasına kadar, yoğuşturucudaki soğutkanın tamamen kızgın buhar fazında olduğu söylenebilir.

Buhar fazında soğutkan göçü gerçekleştiğinde, kabin içine yaklaşık 31kJ'lik ilave bir ısı yükü gelmektedir. Sıvı fazda soğutkan göçü gerçekleşmesi durumunda ise, kabin içine yaklaşık 16kJ'lik ısı geçişi olmaktadır. Bütün kabinin soğutma yükü yaklaşık 420kJ olduğuna göre; soğutkan göçü durma periyodu esnasında, buhar fazında %7, sıvı fazında da %4 oranında bir yük artışına neden olmaktadır.

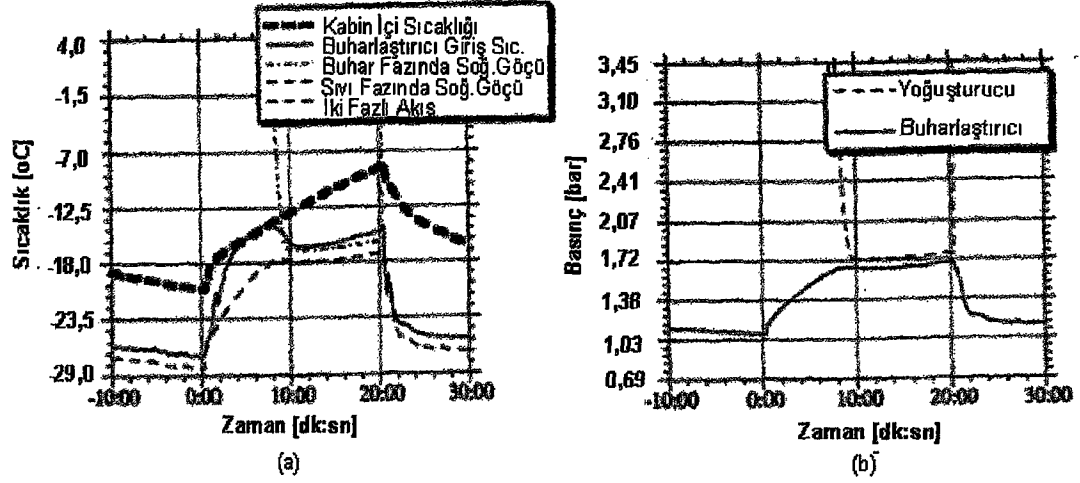


Şekil 2.5 32°C ortam sıcaklığında durma periyodu esnasındaki yoğuşturucu sıcaklıkları [7]

2.5.1.2 15°C Ortam Sıcaklığında Soğutkan Göçü

32°C ortam sıcaklığında yapılan deneylerde bir döngü 60 dakika sürmüştür. 15°C ortam sıcaklığında da aynı döngü süresini elde edebilmek amacıyla, kabin içine 80W'lık ilave bir ısı yükü getirilmiştir. Şekil 2.6(a)'da durma periyodu esnasında buharlaştırıcı girişinde gözlenen, soğutkan sıcaklığı ile sıvı ve buhar fazlarında göç için söz konusu olan en yüksek sıcaklıkların zamana göre değişimi görülmektedir. Grafikten de anlaşılabileceği gibi, durma periyodunun yalnız ilk 30 saniyesinde sıvı fazda soğutkan göçü gerçekleşmektedir. Durma periyodunun bundan sonraki safhalarında buharlaştırıcı giriş sıcaklığı, sıvı fazda göç için söz konusu olan en yüksek akışkan sıcaklığından daha yüksektir. Böylelikle, 15°C ortam sıcaklığındaki buhar fazında soğutkan göçü, 32°C'ye nazaran daha erken başlamaktadır. Buhar fazında soğutkan göçü esnasındaki buhar debisi sıvı fazdaki debiye göre çok daha düşük olduğundan, aynı şarj miktarı için buhar fazındaki göç süresi sıvı fazındakine göre daha uzun sürecektir. Bu etki, durma periyodu süresince buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basınçlarının değişiminin verildiği Şekil 2.6(b)'den de görülebilir. 32°C ortam sıcaklığında basınçlar 8 dakikada dengelenirken, bu durumda 10 dakikada basınç dengesi sağlanmaktadır.

Şekil 2.6(a)'da görüldüğü gibi, kabin içi sıcaklığı durma periyodu boyunca daima buharlaştırıcı sıcaklığından yüksektir. Bunun neticesinde, kabin içinden buharlaştırıcıya ısı geçişi gerçekleşecek ve faydalı bir soğutma etkisi sağlanacaktır.



Şekil 2.6 32°C ortam sıcaklığında; (a) buharlaştırıcı giriş sıcaklığı ve faz durumu [7]
(b) yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları [7]

15°C ortam sıcaklığında, durma periyodu süresince kabin içi sıcaklığının buharlaştırıcıdaki soğutkan sıcaklığından yüksek olması nedeniyle elde edilen soğutkan etkisi, 32°C ortam sıcaklığındaki duruma göre verimliliği artıracaktır. Ancak bu göreceli bir artıştır. 15°C ortam sıcaklığı durumunda soğutkan göçü ortadan kaldırıldığı ya da en aza indirildiği takdirde, şüphesiz daha verimli bir soğutma çevrimi sağlanmış olacaktır. Bu tespit sadece farklı ortam sıcaklıklarındaki göç etkisini ortaya koymak amacıyla yapılmıştır.

2.5.1.3 Sonuçlar ve Çıkarımlar

Rubas ve Bullard (1993), tek bir döngü için soğutkan göçü etkisinin ortam sıcaklığının düşmesi ile birlikte azalacağını ortaya koymuşlardır. Ancak bir günlük zaman dilimi esas alınarak enerji hesaplamaları yapılacak olursa, düşük ortam sıcaklıklarında günlük döngü sayısı artacağından toplam soğutkan göçü etkisinin de daha fazla olması beklenebilir.

Rubas ve Bullard'ın iki farklı ortam sıcaklığında tespit ettikleri, sıvı ve buhar fazlarındaki soğutkan göçü süreleri ile toplam soğutkan göçü süreleri Tablo 2.5'te özetlenmiştir. Durma periyodu başlangıcından itibaren gerçekleşen sıvı fazdaki göç süreleri değerlendirilirken, kullanılan deney düzeneğindeki yoğuşturucu çıkışının üst tarafta olduğu göz önünde bulundurulmalıdır. Yoğuşturucu çıkışı sistemin alt tarafına alındığı takdirde, sıvı fazdaki soğutkan buharlaştırıcıya daha kolay geçebilecektir. Bu durumda, yoğuşturucu çıkışı alt tarafa alındığı takdirde, sıvı fazda soğutkan göçünün tespit edilenden daha uzun sürmesi beklenebilir.

Tablo 2.5 Rubas ve Bullard'ın iki farklı ortam sıcaklığında tespit ettikleri, sıvı ve buhar fazlarındaki soğutkan göçü süreleri ile toplam soğutkan göçü süreleri [6-7]

Ortam Sıcaklığı	Yaklaşık Sıvı Geçiş Süresi	Y.B. – A.B. Dengelenme Süresi	Yaklaşık Buhar Geçiş Süresi
60°F (15.5°C)	0.5 – 1 dk.	9.5 – 10 dk.	8.5 – 9 dk.
90°F (32.2°C)	2.5 – 3 dk.	7.5 – 8 dk.	4.5 – 5 dk.

Rubas ve Bullard; düşük ortam sıcaklığında (15°C), göç eden soğutkan sıcaklığının kabin içi sıcaklığından düşük olması nedeniyle sıvı fazdaki soğutkanın çok kısa sürede buharlaştığını ve buhar fazında soğutkan göçünün daha erken başladığını tespit etmişlerdir. 15°C ortam sıcaklığında, döngü süresinin 60 dakika yapılabilmesi amacıyla kabin içinde 80W'lık ilave bir ısı yükü uygulanmıştır. Bu nedenle; 15°C ortam sıcaklığı durumunda durma periyodu esnasındaki kabin içi sıcaklığı, 32°C ortam sıcaklığı durumundaki kabin içi sıcaklığından biraz daha yüksek seviyelerde kalmakta ve daha hızlı bir artış göstermektedir. Oysa, ilave bir ısı yükü olmadığında, düşük ortam sıcaklıklarında kabin içi sıcaklıklarının da daha düşük seviyelerde kalması ve daha yavaş bir artış göstermesi beklenir. Bu durumda, düşük ortam sıcaklığında sıvı fazdaki soğutkan göçünün, tespit edilen sürelerden daha uzun olması beklenebilir.

2.6 Şarjın Yeniden Dağıtılması

Çalışma periyodunun başlangıcında kompresör çalışmaya başlar başlamaz, geçici rejim etkileri buzdolabının kararlı bir şekilde çalışmasını engeller. Bu geçici rejim etkilerinden bir tanesi de, belirli bir süre sonrasına kadar buharlaştırıcının kuru kalması ile karakterize edilen şarjın yeniden dağıtılması problemidir. Kompresör başladıktan sonra, durma periyodu esnasında buharlaştırıcıda biriken sıvının yeniden dağıtılması önemli bir zaman alacaktır. Janssen ve diğ. (1992), buharlaştırıcının tamamen ıslanması ve bütün buharlaştırıcı geçişlerinde buharlaşma sıcaklığına düşülebilmesi için gerekli süreyi 6-7 dakika olarak tespit etmişler ve yüksek döngü frekanslarındaki çalışma süresinin, şarjın yeniden dağıtımının sağlanıp verimli bir soğutma işlevi gerçekleştirilebilmesi için çok kısa olduğunu vurgulamışlardır.

Rubas ve Bullard (1993), şarjın yeniden dağıtımı sürecinde kompresörde basılması gereken soğutkanın buharlaştırıcıdan sıvı fazda ayrılmasının, buharlaştırıcının

tamamen ıslanıp kararlı çalışma durumuna daha çabuk ulaşmasını sağlayacağını ileri sürmüşlerdir. Sıvı fazdaki soğutkan, nispi olarak daha sıcak olan kompresöre girdiğinde buharlaşacak ve emme basıncı artacaktır. Böylelikle kompresörün sıkıştırma oranı azalacağından akışkan debisi artacak ve şarjın yoğuşturucuya basılması ivme kazanacaktır [6]. Ayrıca; çalışma periyodu başlangıcında kompresörün emme etkisiyle buharlaştırıcının boşalıp kuru kalması neticesinde kompresör girişindeki buharın kızgınlık derecesinin artacaktır. Yüksek kızgınlık da kararlı bir şarj dağıtımı sağlanana kadar soğutma kapasitesinde bir düşüşe neden olacaktır [7].

Buharlaştırıcı çıkışında akümülatör kullanıldığı takdirde, sıvı akışkanın büyük bir kısmı buharlaştırıcıda kalacak ve buharlaştırıcı çıkışında sadece buhar fazında soğutkan bulunacaktır. Bu durumda; buharlaştırıcıda bulunan sıvı fazdaki soğutkan buharlaşırken, kabin içinden soğutkana ısı geçişi olacak ve soğutma sağlanabilecektir. Ancak yine de buharlaştırıcı çıkışı buhar fazında olduğundan doyma basıncının ve sıcaklığının düşmesi ve kabin içi ortamından soğutkana kararlı bir ısı geçişinin sağlanması uzun zaman alacaktır [6-7].

Buharlaştırıcıdaki anlık şarj miktarı, buharlaştırıcının giriş ve çıkışındaki akış debileri farkı ile tanımlanabilir. Çalışma periyodunun ilk anlarında kılcal borudan buharlaştırıcıya akış debisi çok düşük olacaktır çünkü, çalışma periyodunun başlarında yoğuşturucu çıkışındaki soğutkan kızgın buhar fazındadır. Yoğuşturucudaki şarj (soğutkan miktarı) iyileştikçe, çıkıştaki kuruluk derecesi düşecek ve kılcal genişleme borusundaki soğutkan debisi artacaktır [7].

Rubas ve Bullard (1993), iki farklı ortam sıcaklığında (15°C ve 32°C) şarjın yeniden dağıtılması sürecini incelemişlerdir. 15°C ortam sıcaklığı durumunda buharlaştırıcı, kararlı haldeki tam soğutma kapasitesine çalışma periyodu başladıktan 2 dakika sonra ulaşmış ve 2 dakikalık şarjın yeniden dağıtılması süreci %0,6 oranında bir kapasite düşüşüne neden olmuştur. 32°C ortam sıcaklığında ise; şarjın yeniden dağıtılması süreci 4 dakika sürmüştür ve bu süreçte buharlaştırıcının soğutma kapasitesinde %2,3 oranında bir düşüş gerçekleşmiştir [7].

İnan (1998), bir buzdolabının akümülatör, filtre kurutucu ve kılcal boru çıkış bölgelerinin farklı ortam sıcaklıklarındaki şarj dengesi ve sıvı hareketlerinin irdelenmesi amacıyla x-ışını gözlemlerinden faydalanmıştır. İnan, ortam sıcaklığının artması ile birlikte sıvının aküye gelme süresinin kısaldığını tespit etmiştir. Ayrıca, yüksek ortam sıcaklığında aküdeki maksimum sıvı seviyesi de artmıştır.

2.7 Sistem Kapasitesinin Düzenlenmesi

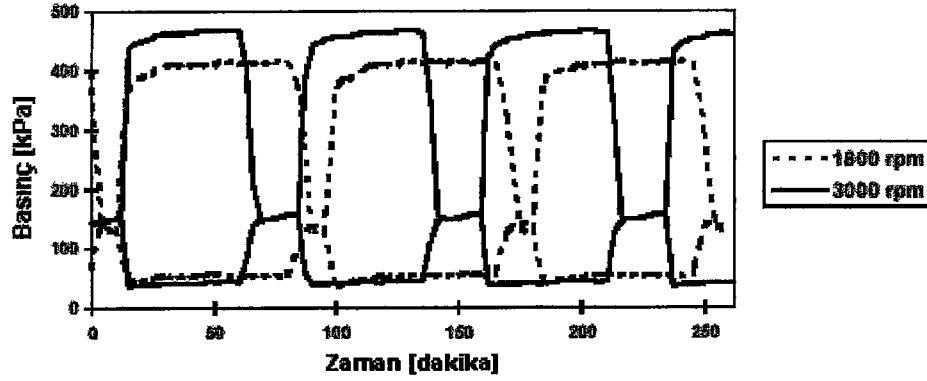
Soğutkan göçü ve diğer döngüsel kayıp etmenleri, doğrudan kompresörün durma / kalkma süreci ile ilişkili olduğundan, kompresör kapasitesinin kontrol edilmesi yoluyla soğutkan göçünün engellenmesi ya da etkilerinin en aza indirilmesi düşünülebilir.

İklimlendirme ve soğutma sistemlerinin birçoğu, maksimum ısı yüküne göre tasarlanmaktadır. Maksimum miktarın altındaki gerçek yükleri karşılayabilmek için, iç ortam sıcaklığının algılandığı bir termostat vasıtasıyla çevrim süresinin tayin edildiği, durma / kalkma kontrollü döngüsel bir çalışma karakteristiği gösterirler. Kompresörün durma / kalkma kontrollü çalıştırılması, en eski kontrol metodudur ve bu durumdaki en yüksek kapasite, kompresörün sürekli çalıştırılması ile elde edilir. Ancak sistem çoğu zaman, kapının kapalı olduğu düşük kapasitelerde çalışır ve bu düşük kapasitelerde sistemin yüksek güçle çalıştırılması, maliyeti artırır [2]. Bu "döngüsel çalışma" (conventional cycling - CC) [3] tipi kapasite düzenlemesinde, çalışma periyodunun büyük kısmında yüksek basınç artışı ile karşılaşılır ve bu da verimin düşmesine neden olur.

Şekil 2.4'te görüldüğü gibi, döngüsel çalışmanın durma - kalkma süreçleri arasında büyük basınç farklılıkları oluşmaktadır. Önemli miktarda ilave ısı yüküne neden olan soğutkan göçü de döngüsel çalışmadaki bu büyük basınç değişimlerinin bir sonucudur. Kompresörün devir sayısı düşürüldüğünde, çalışma süresi de bağlı olarak uzamaktadır [2]. Bunun yanında, buharlaştırıcı basıncı daha yüksek, yoğuşturucu basıncı daha düşük olduğundan kompresörün durma / kalkma sayısı ve böylece enerji tüketimi de azalacaktır. Kompresörün düşük hızlarda çalıştırılması durumunda yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasındaki basınç farkının daha az olması, soğutkan göçünün olumsuz etkisini de azaltacaktır.

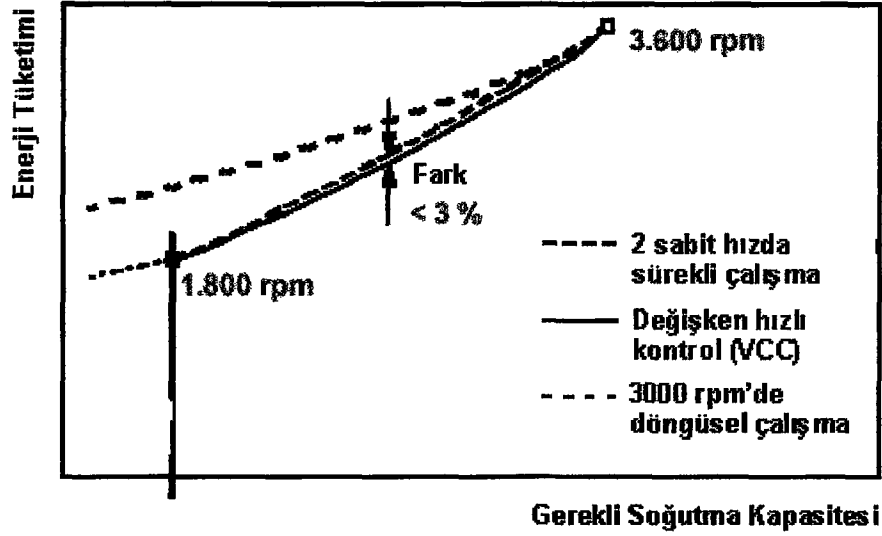
Kompresörün sürekli fakat düşük hızlarda çalıştığı değişken hızlı (variable speed-VS) [3] kapasite düzenlemesi, geleneksel döngüsel çalışmaya bir alternatiftir. Kompresörün düşük hızlarda çalışması enerji tüketimini azalttığından, döngüsel kayıpların da ortadan kalkması ile birlikte, kompresörün düşük hızlarda sürekli çalıştırılması faydalı olacaktır. Isı yükü arttığında kompresör hızının da artırılarak sabit iç sıcaklık değerleri sağlanmak üzere, iç ortamda bulunan bir termostat kompresör kontrol ünitesine bağlıdır. Böylece buharlaştırıcı ve yoğuşturucu yüzeyleri sürekli çalışma boyunca kullanılacağından, kompresörün kalkışını zorlaştıran büyük basınç farklılıkları azalacak ve yüksek bir çevrim verimliliği sağlanacaktır [3]. Böyle

bir sürekli çalışma durumunda, kapalı kapı koşullarında %30 enerji tasarrufu sağlanabilecektir [2]. Bu bağlamda, değişken hızlı hermetik kompresörlerin gelişimi önem kazanmaktadır. Böylelikle her zaman istenen soğutma kapasitesi sağlanabilecektir. Enerji tasarrufu adına geliştirilen bu çözümün tek sakıncası, değişken frekanslı akım sağlayacak elektronik donanımın da motor gücünün %2-5'i mertebelerinde [2] elektriksel güce ihtiyaç duymasındır. Bu nedenle, sürekli çalışan değişken hız kontrolünün gerekliliğine iyi karar verilmelidir.



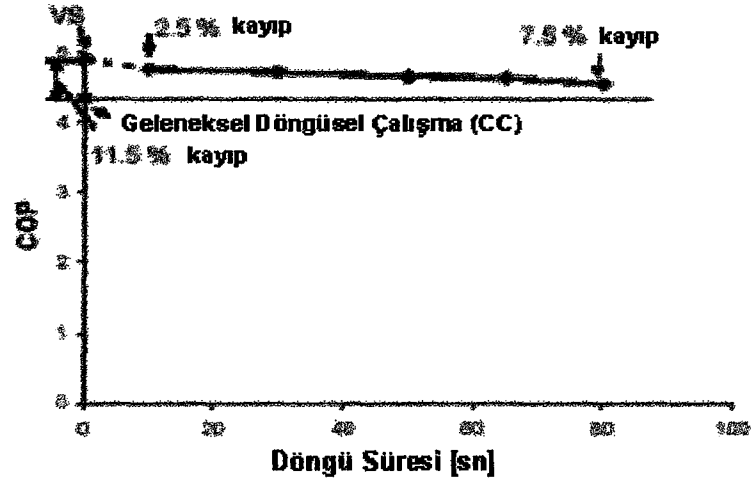
Şekil 2.7 Döngüsel çalışmada, farklı kompresör hızlarındaki döngü basınçları [2]

Kompresörün değişken hızlarda sürekli çalıştırılması ile gerçekleştirilen kapasite kontrolünde, kompresör hızının değiştirilmesi için gerekli olan inverter maliyeti artırdığı için, farklı sürekli çalışma alternatifleri gündeme gelmektedir. Bu bağlamda, değişken hız kontrollü kompresör kullanılmasının bir alternatifi de kompresörün sabit iki hızda çalıştırılmasıdır. Normal çalışma koşullarında düşük hız, pik yüklerde ise yüksek hızda çalışılacaktır. Binnenerg ve diğ. (2002), değişken hızlı sürekli çalışma ile sabit iki hızda sürekli çalışma durumlarını deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Şekil 2.8'de söz konusu iki kontrol yöntemindeki enerji sarfiyatları, farklı soğutma kapasiteleri için karşılaştırılmıştır. Görülmektedir ki, bulgular arasında yok denebilecek kadar az fark bulunmaktadır. Yalnız düşük kapasitelerde değil, iki sistemin de yüksek hızda sürekli çalışması durumundaki yüksek kapasitelerde dahi enerji sarfiyatları birbirine çok yakındır. Ortalama bir kapasitede, iki yöntem arasındaki enerji farkının en büyük değeri %3'den küçüktür [2].



Şekil 2.8 Değişken hızlı kapasite kontrolü ile sabit iki hızda sürekli çalışmanın enerji tüketimi açısından karşılaştırılması [2]

Sistem kapasitesinin düzenlenmesine yönelik bir başka yöntem de kompresörün kısa-döngülü çalıştırılmasıdır (compressor short-cycling – SC). Kısa-döngülü çalışma, kompresörün 5-20sn gibi kısa döngü sürelerinde durma-kalkma işlevlerinin gerçekleştirilmesi ile karakterize edilmektedir [3]. İç ortamda bulunan termostat, VS metodunda kompresör hızını kontrol ettiği gibi, SC metodunda da kısa-döngülü (SC) çalışmanın çalışma süresi oranını (runtime fraction) düzenleyecektir. Böylece, ısı yükü arttığında kompresör çalışma süresi oranı da artacak ve istenen sabit iç sıcaklık sağlanacaktır. Buharlaştırıcı ve yoğuşurucu kısa-döngülü çalışma boyunca kullanılacağından, çalışma periyodu esnasındaki yüksek basınç değişimi azalacak ve değişken hızlı kapasite düzenlemesindeki çevrimsel verimlilik sağlanacaktır [3]. Ilic ve diğ. (2002), kısa-döngülü çalışma ile sürekli çalışma uygulamalarını deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Şekil 2.9'da; kısa-döngülü çalışma yöntemi (SC) ile geleneksel döngüsel çalışma (CC) ve değişken hızlı sürekli çalışma (VS) yöntemleri, sağlanan soğutma etkenlikleri (COP) açısından karşılaştırılmaktadırlar. Geleneksel döngüsel çalışma, değişken hızlı sürekli çalışma ile karşılaştırıldığında %11,5 oranında COP kaybına neden olmuştur. 10sn döngü süresi uygulandığında, kısa-döngülü çalışma ile sürekli çalışma arasındaki COP farkı %2,5 oranında kalmaktadır. Döngü süresinin 80 saniyeye çıkarılması durumunda ise; sürekli çalışmaya nazaran %7,5 oranında bir COP kaybı olmaktadır [3]. Kısa döngülü çalışma yönteminde; kompresör 5-20 saniye gibi çok kısa döngü sürelerinde döngüsel çalıştırılmaktadır. Böylece; gerek basınç değişimleri ve gerekse elde edilen soğutma etkenliği açısından sürekli çalışma durumuna yaklaşılmaktadır.



Şekil 2.9 Kısa döngülü çalışmanın, döngüsel çalışma ve değişken hızlı çalışma ile karşılaştırılması [3]

3 SOĞUTKAN GÖÇÜ ETKİSİNİN VE GENEL DAVRANIŞININ DENEYSEL OLARAK İRDELENMESİ

Bir soğutucunun çalışacağı ortam sıcaklığı, durma periyodu başlangıcında yoğuşturucuda bulunan soğutkanın bulunduğu sıvı ve buhar fazlarındaki miktarını etkiler. Ayrıca; durma periyodu esnasında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkanın sıcaklığı da soğutucunun bulunduğu ortam sıcaklığı ile birinci dereceden ilişkilidir. Yüksek ortam sıcaklıklarında, göç eden soğutkanın sıcaklığı da yüksek olacağından, durma periyodu esnasında buharlaştırıcıda bulunan soğutkan ile kabin içi arasındaki ΔT sıcaklık farkı artacak ve soğutkan göçünün neden olduğu birim soğutkan miktarı başına ısıtma etkisi daha etkin olabilecektir. Durma periyodu esnasında göç eden soğutkan ile kabin içi arasındaki sıcaklık farkının yanında, soğutkan göçünün neden olduğu ilave ısı yükünü etkileyecek diğer bir önemli etken de yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkan miktarıdır. Kullanılan soğutkanın termodinamik özelliklerine bağlı olarak, farklı soğutkanlar kullanılması durumlarında eş soğutma kapasitesi için sistemde kullanılması gereken soğutkan miktarı değişecektir. Bu nedenle; farklı soğutkan kullanımı da soğutkan göçünün etkisi açısından ön plana çıkmaktadır.

Bu çalışmada; farklı ortam sıcaklıklarında, R134a ve R600a soğutkanları kullanılması durumları için gerçekleştirilen deneylerde soğutkanın sıvı ve buhar fazlarında buharlaştırıcıya geçiş süreleri büyük bir yaklaşıklıkla belirlenmeye çalışılmış ve soğutkan göçünün sistem performansına olan etkisi ile ilişkilendirilmiştir. Bir derin dondurucunun bulunduğu ortam ile kabin içi arasındaki ΔT sıcaklık farkı daha büyük olduğundan, soğutkan göçünün daha etkin olarak irdelenebilmesi amacıyla, deneylerde aynı soğutma kapasitesine sahip R134a ve R600a ile çalışan iki adet derin dondurucu kullanılmıştır.

3.1 R134a Soğutkanlı Derin Dondurucu Deneyleri

Soğutkan göçü esnasındaki basınçların dengelenme süreci ve bu süreçteki faz değişimi gibi davranışlarının irdelenmesi amacıyla R134a soğutkanı ile çalışan bir derin dondurucu kullanılmıştır. 130W ($\pm 7\%$) soğutma kapasitesine sahip bir hermetik

kompresörün bulunduğu sistemde, 175gr şarj uygulanmıştır. Derin dondurucu buharlaştırıcısı, açık telli-borulu bir ısı değiştiricisidir. Doğal taşınımlı telli-borulu tip yoğunlaştırucu; 22 geçişli (sıralı), toplam 12m uzunluğundaki 3/16" çaplı borulardan oluşmaktadır. Genişleme cihazı olarak, 0,66mm çapında ve 4m boyunda bir kılcal genişleme borusu kullanılmaktadır. Kılcal borunun büyük bir kısmı "kılcal boru / dönüş borusu ısı değiştiricisi"nde dönüş borusu ile ısı alışverişinde bulunmaktadır.

3.1.1 Ölçüm Büyüklükleri, Yöntemleri ve Belirsizlikleri

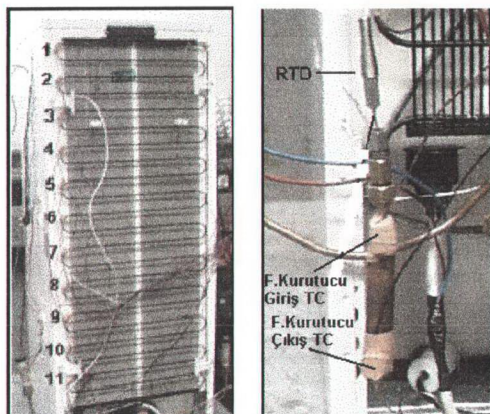
3.1.1.1 Sıcaklık Ölçümleri

Deneylerde; ilgili noktalarda yalıtılmış termo-elemanlar kullanarak, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırucu boru çeperlerindeki soğutkan sıcaklıkları, kabin içindeki raf sıcaklıkları, ortam sıcaklığı ve filtre kurutucu giriş ve çıkışındaki soğutkan sıcaklıkları ölçülmüştür. Ayrıca; elektriksel direnç termometresi (RTD) kullanarak, filtre kurutucu girişinde (yoğunlaştırucu çıkışında) ve buharlaştırıcı girişinde doğrudan soğutkan sıcaklıkları ölçülmüştür. Akış sırasına göre yoğunlaştırucu üzerindeki muhtelif noktalara yerleştirilmiş 11 adet termo-elemanın yerleşimi ile filtre kurutucu giriş-çıkışındaki termo-elemanlar (TC) ve kurutucu içindeki soğutkan sıcaklığının doğrudan ölçüldüğü RTD'nin yerleşimi Şekil 3.1'de verilmektedir. Buharlaştırıcı boru çeperleri üzerindeki soğutkan sıcaklıkları da akış sırasına göre yerleştirilen 12 adet termo-eleman ile ölçülmüştür. Buharlaştırıcı üzerindeki 12 adet termo-elemanın akış sırasına göre yerleşimi Şekil 3.2'de verilmektedir.

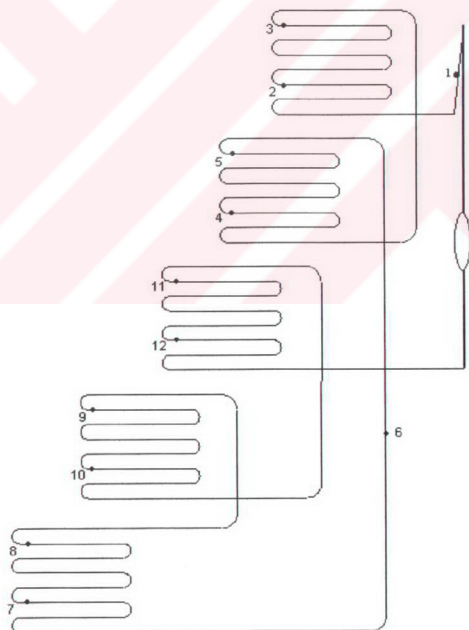
Termo-elemanlar ile alınan sıcaklık ölçümlerinde; üretimden ve bağlantı şeklinden gelen belirsizlik 0,2°C, kalibrasyondan gelen belirsizlik 0,18°C ve ölçümden gelen belirsizlik 0,1°C'dir. Buna göre termo-eleman sıcaklık ölçümlerindeki toplam

$$\text{belirsizlik: } U_{TC} = \sqrt{(0,2)^2 + (0,18)^2 + (0,1)^2} = \pm 0,29^\circ C$$

Filtre kurutucu içindeki akışkan sıcaklığını ölçmek için kullanılan RTD; 5-50°C sıcaklık aralığındaki 6 adet referans sıcaklığına göre, 10 adet ölçümün ortalaması alınarak kalibre edilmiştir. RTD'nin kalibrasyon eğrisi $y = 0,9928 \cdot x + 1,4917$ olarak tespit edilmiş ve ölçüm belirsizliği $\pm 0,14^\circ C$ olmuştur.



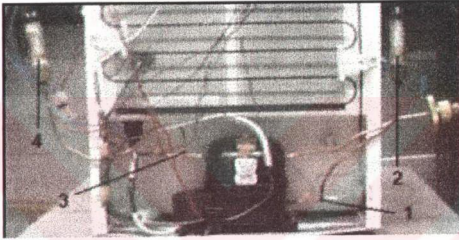
Şekil 3.1 Yoğuşturucu ve filtre kurutucu üzerindeki sıcaklık ölçüm elemanlarının yerleşimi



Şekil 3.2 Buharlaştırıcı boruları üzerindeki termo-elemanların akış sırasına göre yerleşimi

3.1.1.2 Basınç Ölçümleri

Kompresörün emme ve basma taraflarına yerleştirilen 2 adet basınç transduseri ile sistemdeki yüksek basınç ve alçak basınç ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Basınç transduserlerinin sistem üzerindeki yerleşimi Şekil 3.3'te verilmektedir. Basınç transduserlerinin üretiminden gelen belirsizlik %0,4'tür. Yüksek basınç transduserinin ölçümden gelen belirsizliği %2,346; alçak basınç transduserinin ölçümden gelen belirsizliği %0,408. Buna göre; yüksek basınç transduserinin toplam belirsizliği $U_{YB}=\%2,38$; alçak basınç transduserinin toplam belirsizliği $U_{AB}=\%0,57$ olmaktadır.

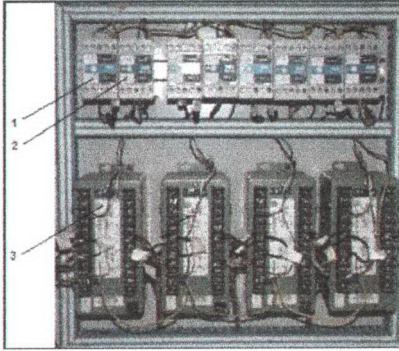


- 1- Kompresör Çıkışı
- 2- Yüksek Basınç Transduseri
- 3- Kompresör Girişi
- 4- Alçak Basınç Transduseri

Şekil 3.3 Alçak ve yüksek basınç transduserlerinin sistem üzerindeki yerleşimi

3.1.1.3 Gerilim, Akım, Güç ve Enerji Ölçümleri

Gerilim, akım, güç ve enerji ölçümleri için bu büyüklükleri algılayan transduserler kullanılmıştır. Şekil 3.4'te bu ölçümler için kullanılan transduserler gösterilmektedir. Deneylerin gerçekleştirildiği ısı odasında farklı buzdolaplarının test edilebileceği 4 ayrı istasyon bulunmaktadır. Transduserlerin bulunduğu besleme panosunda her bir istasyon için akım, gerilim, güç ve enerji ölçümünde kullanılan toplam 12 adet transduser bulunmaktadır. RTD ile yapılan ölçümler dışındaki tüm ölçümler için, ölçüm yapılan cihazdan (termo-eleman, akım, gerilim, güç, enerji ve basınç transduserleri) alınan sinyal her ölçüm büyüklüğüne ait veri toplama hattı üzerinden yine her büyüklüğe ait elektronik karta aktarılır. Multimetre verileri bu karttan alır, kullanılan yazılıma iletir, yazılım gerekli düzeltme katsayıları ile sonuçları düzeltir ve ekrana iletir. RTD ile yapılan ölçümler ise ayrı bir veri toplama birimi aracılığı ile alınmıştır.



- 1) Akım Transduseri
- 2) Gerilim Transduseri
- 3) Güç ve Enerji Transduseri

Şekil 3.4 Akım, Gerilim, Güç ve Enerji Transduserleri

3.1.2 Soğutkan Göçü Esnasındaki Faz Değişim Sürecinin İrdelenmesi

3 farklı ortam sıcaklığında (10°C , 23°C , 32°C) gerçekleştirilen deneylerde, yüzeye yerleştirilen termoelemanlarla durma periyodu süresince ölçülen yoğuşturucu sıcaklıkları ile filtre kurutucu giriş ve çıkışındaki soğutkan sıcaklıkları değerlendirilmiştir. Ayrıca; filtre kurutucu içine yerleştirilen RTD'den alınan sıcaklık ölçümlerinin ilgili basınç transduserinden alınan yüksek basınç verileri ile birlikte değerlendirilmesi yoluyla da durma periyodu esnasında yoğuşturucudan ayrılıp buharlaştırıcıya geçen soğutkanın hali tespit edilmeye çalışılmıştır. Böylelikle; durma zamanı başından itibaren sıvı geçiş süresinin belirlenmesi için birbirini destekleyen iki farklı yöntem kullanılmıştır:

- Durma zamanı başından itibaren ölçülmüş olan filtre kurutucu girişindeki yüzey sıcaklıkları ve yüksek basınç değerleri "Refprop" soğutkan özellikleri analiz programında değerlendirilmiş ve filtre kurutucu yüzeyinden akmakta olan soğutkanın hali zamana bağlı olarak belirlenmiştir. Benzer şekilde RTD'den alınan ölçüm sonuçları ve yüksek basınç değerleri birlikte değerlendirilerek durma zamanı başından itibaren filtre kurutucu içinde akmakta olan soğutkanın hali de belirlenmiştir.
- Durma periyodu içinde sıvı fazda soğutkan göçü tamamlandıktan sonra filtre kurutucu çıkışında nem tutma amaçlı olarak kullanılan silika parçacıkları üzerinde damlalar halinde sıvı soğutkan kalır. Bu sıvı buharlaştığında filtre kurutucu çıkışında ani bir sıcaklık düşüşü gözlenir. Bu noktada sıvı fazda

soğutkan göçünün tamamlanıp buhar fazında soğutkan göçünün başladığı düşünülmektedir.

Birbirini destekleyen bu iki yöntemle sıvı fazda soğutkan göçü süresi tespit edilmiştir. Yüksek ve alçak basınç taraflarındaki basınçların dengelenme süresi, soğutkan göçünün toplam süresini vermektedir. Kompresör emme ve basma taraflarında bulunan basınç transduserlerinden alınan basınç ölçümleri vasıtasıyla soğutkan göçünün toplam süresi tespit edilmiştir. Sıvı fazda soğutkan göçü tamamlandıktan sonra basınçlar dengelenene kadar geçen süre de buhar fazında soğutkan göçü süresi olarak tespit edilmiştir.

3.1.2.1 10°C Ortam Sıcaklığında Sıvı ve Buhar Geçiş Sürelerinin Belirlenmesi

Filtre kurutucu içindeki soğutkan sıcaklığının ölçüldüğü RTD'den alınan sıcaklık ölçüm değerleri ile yüksek basıncın zamana bağlı değişimine ait değerler kullanılarak "Refprop" yardımıyla hazırlanmış Tablo 3.1'de, durma periyodu esnasında filtre kurutucu içinde akan soğutkanın hali verilmektedir. Bu verilere göre, sıvı fazda soğutkan göçü 5,5 - 6 dakika sürmektedir.

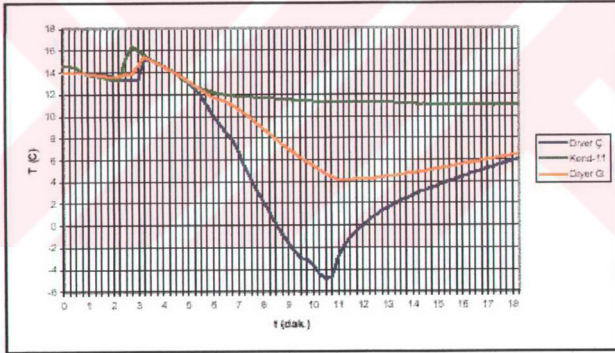
Tablo 3.1 10°C ortam sıcaklığında durma periyodu başlangıcından itibaren filtre kurutucu içinde akan soğutkanın faz değişim süreci

Zaman (dak.)	Sıcaklık (C)	Basınç (bar)	Yoğunluk (kg/m ³)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/K-kg)	Hal (mol/mol)
0	13.5415	7.18	1249.8	218.494	1.06488	Sıvı
0.5	13.2917	6.59	1250.41	218.141	1.06381	Sıvı
1	13.138	6.24	1250.79	217.924	1.06315	Sıvı
1.5	13.042	5.98	1251.01	217.787	1.06275	Sıvı
2	13.298	5.79	1250	218.138	1.06403	Sıvı
2.5	13.6694	5.59	1248.57	218.648	1.06586	Sıvı
3	13.9257	5.43	1247.56	219	1.06713	Sıvı
3.5	14.3548	5.3	1245.95	219.592	1.06923	Sıvı
4	14.4765	5.19	1245.45	219.759	1.06984	Sıvı
4.5	14.3868	5.07	1245.72	219.633	1.06944	Sıvı
5	14.1434	4.94	1246.53	219.295	1.0683	Sıvı
5.5	13.7848	4.76	1247.74	218.796	1.06661	Sıvı
6	13.3557	4.47	21.6433	406.615	1.72474	Buhar
6.5	12.9395	4.16	19.9816	407.049	1.73146	Buhar
7	12.5234	3.85	18.3485	407.471	1.7386	Buhar

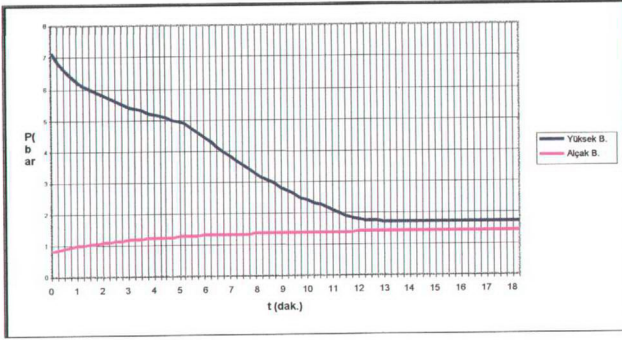
Şekil 3.5'te; yoğunlaştırıcı çıkışı ile filtre kurutucu giriş ve çıkışından alınan sıcaklıkların durma periyodu süresince değişimi görülmektedir. Durma periyodu başlangıcından sonra ilk 5 – 6 dakika boyunca bu üç sıcaklık birlikte hareket

etmektedir. Bu andan itibaren filtre kurutucu çıkışındaki sıcaklık, zeolit parçacıkları arasında kalan sıvı soğutkan damlacıklarının buharlaşması neticesinde hızla düşmeye başlamaktadır. Bu sıcaklık düşüşü daha yavaş olmakla birlikte filtre kurutucu giriş sıcaklığında da görülmektedir. Sıcaklıkların bu davranışına göre, kılcal genişleme borusundan sıvı fazda soğutkan geçişinin 5 - 6 dakika kadar sürdüğü söylenebilir. Görüldüğü gibi bu sonuç, Tablo 3.1'de elde edilen sonuçlar ile uyumludur.

Buhar geçiş süresinin belirlenebilmesi için durma periyodu süresince yüksek ve alçak basınçların değişimine bakılmalıdır. Basınçlar dengelendiğinde soğutkan göçü bitecek, dolayısıyla buhar geçişi sonlanacaktır. Şekil 3.6'da 10°C ortam sıcaklığında dura periyodu süresince yüksek ve alçak basınçların değişimi verilmektedir. Görüldüğü gibi durma periyodu başlangıcından 13.5 – 14 dakika sonra basınçlar dengelenmektedir. Yaklaşık 5.5 – 6 dakika soğutkan göçünün sıvı fazında gerçekleştiği belirlendiğine göre, geri kalan 8 – 8.5 dakikada da buhar fazında soğutkan göçü gerçekleştiği söylenebilir.



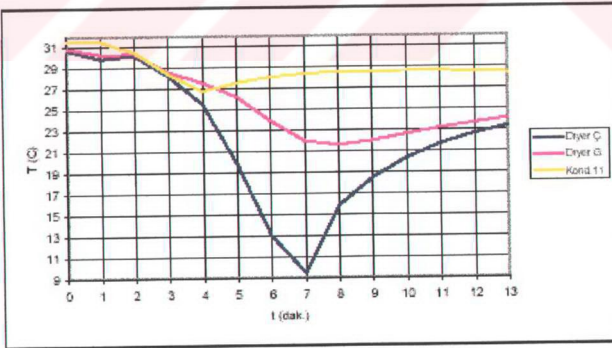
Şekil 3.5 10°C ortam sıcaklığında yoğuşturucu çıkış, filtre kurutucu giriş ve çıkış sıcaklıklarının durma periyodu süresince değişimi



Şekil 3.6 10°C ortam sıcaklığında, sistem basınçlarının durma periyodu süresince değişimi

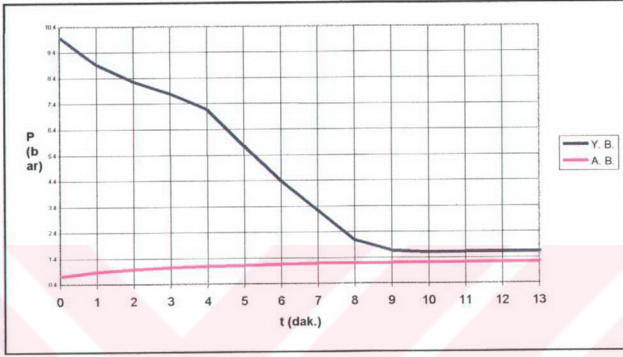
3.1.3.2 23°C Ortam Sıcaklığında Sıvı ve Buhar Geçiş Sürelerinin Belirlenmesi

Şekil 3.7'de; yoğuşturucu çıkışı ile filtre kurutucu giriş ve çıkışından alınan sıcaklıkların durma periyodu süresince değişimi görülmektedir. Filtre kurutucu çıkış sıcaklığının, bir önceki ortam sıcaklığı durumunda tespit edilen davranışına göre, kılcal genişleme borusundan sıvı fazda soğutkan geçişinin 3 – 3,5 dakika kadar sürdüğü söylenebilir. Filtre kurutucu içindeki soğutkan akış sıcaklığının yüksek basınç ölçüm değerleri ile birlikte değerlendirilmesi neticesinde de aynı sonuç elde edilmiştir.



Şekil 3.7 23°C ortam sıcaklığında yoğuşturucu çıkış, filtre kurutucu giriş ve çıkış sıcaklıklarının durma periyodu süresince değişimi

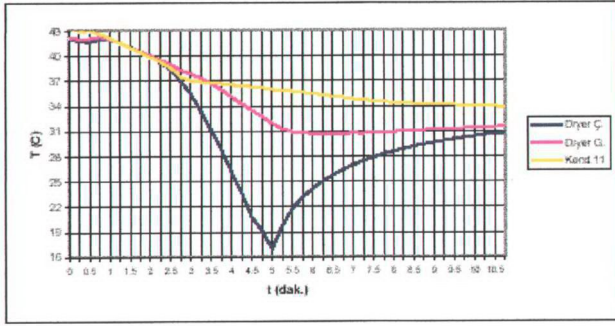
Şekil 3.8'de 23°C ortam sıcaklığında dura periyodu süresince yüksek ve alçak basınçların değışimi verilmektedir. Görüldüğü gibi durma periyodu başlangıcından 9,5 – 10 dakika sonra basınçlar dengelenmektedir. Yaklaşık 3 – 3,5 dakika soğutkan göçünün sıvı fazında gerçekleştiği belirlendiğine göre, geri kalan 6 – 6,5 dakikada da buhar fazında soğutkan göçü gerçekleştiği söylenebilir.



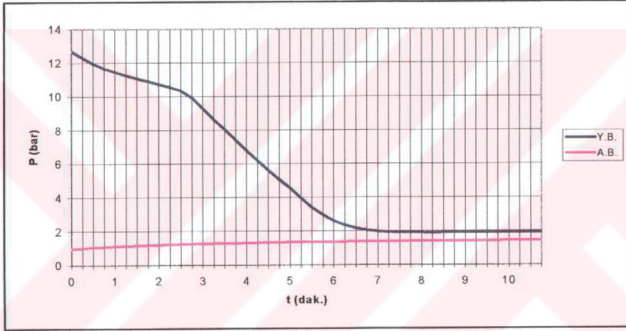
Şekil 3.8 23°C ortam sıcaklığında, sistem basınçlarının durma periyodu süresince değışimi

3.1.2.2 32°C Ortam Sıcaklığında Sıvı ve Buhar Geçiş Sürelerinin Belirlenmesi

Şekil 3.9'da; yoğunlaştırıcı çıkışı ile filtre kurutucu giriş ve çıkışından alınan sıcaklıkların durma periyodu süresince değışimi görülmektedir. Filtre kurutucu çıkış sıcaklığının, bir önceki ortam sıcaklığı durumunda tespit edilen davranışına göre, kılcal genişleme borusundan sıvı fazda soğutkan geçişinin 2,5 – 3 dakika kadar sürdüğü söylenebilir. Filtre kurutucu içindeki soğutkan akış sıcaklığının yüksek basınç ölçüm değeri ile birlikte değeriendirilmesi neticesinde de aynı sonuç elde edilmiştir.



Şekil 3.9 32°C ortam sıcaklığında yoğunlaştırıcı çıkış, filtre kurutucu giriş ve çıkış sıcaklıklarının durma periyodu süresince değişimi



Şekil 3.10 32°C ortam sıcaklığında, sistem basınçlarının durma periyodu süresince değişimi

Şekil 3.10'da 32°C ortam sıcaklığında duma periyodu süresince yüksek ve alçak basınçların değişimi verilmektedir. Görüldüğü gibi durma periyodu başlangıcından 7,5 – 8 dakika sonra basınçlar dengelenmektedir. Yaklaşık 2,5 – 3 dakika soğutkan göçünün sıvı fazında gerçekleştiği belirlendiğine göre, geri kalan 4,5 – 5 dakikada da buhar fazında soğutkan göçü gerçekleştiği söylenebilir.

Tablo 3.2 Farklı ortam sıcaklıklarındaki sıvı ve buhar fazda soğutkan göçü süreleri

Ortam Sıcaklığı	Basınçların Dengelenme Süresi	Sıvı Fazda Geçiş Süresi	Buhar Fazında Geçiş Süresi
10°C	13.5 - 14 dak.	5.5 - 6 dak.	8 - 8.5 dak.
23°C	9.5 - 10 dak.	3 - 3.5 dak.	6 - 6.5 dak.
32°C	7.5 - 8 dak.	2.5 - 3 dak.	4.5 - 5 dak.

Tablo 3.2’de; üç farklı ortam sıcaklığında tespit edilen sıvı ve buhar fazlarındaki soğutkan göçü süreleri özetlenmiştir. Düşük ortam sıcaklıklarında toplam soğutkan göçü süresi uzamakta, buhar fazındaki göç süresinin toplam dengelenme (soğutkan göçü) süresine oranı ise yaklaşık sabit kalmaktadır. Yüksek ortam sıcaklıklarında, basınçlar arasındaki fark daha büyük olduğu için basınçlar daha kısa sürede dengelenmekte ve soğutkan göçü daha kısa sürmektedir. Basınçların dengelenme süresinin ortam sıcaklığına göre değişimi; farklı ortam sıcaklıklarında, yoğuşturucudaki aşırı soğutma miktarının ve durma periyodu öncesinde yoğuşturucuda bulunan soğutkan miktarının değişiminin bir sonucudur. Düşük ortam sıcaklıklarında yoğuşturucudaki aşırı soğutma miktarı arttığından, durma periyodu esnasında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkan miktarı da artmakta ve soğutkan göçü daha uzun sürmektedir. Bölüm 4’te; deneysel çıktıların da ışığında, durma periyodu esnasında göç eden soğutkan miktarının tespitine yönelik olarak farklı ortam sıcaklıkları için yapılan teorik çalışma sonuçları verilmektedir.

3.1.3 Soğutkan Göçünün Sistem Performansına Etkisi

Üç farklı ortam sıcaklığında gerçekleştirilen deneyler neticesinde, soğutkan göçünün engellendiği ve engellenmediği durumlardaki kabin ısı yükleri, döngü süreleri ve çalışma süresi oranları Tablo 3.3’te verilmektedir.

Tablo 3.3 Farklı ortam sıcaklıklarındaki kabin yükleri ve döngü süreleri

Ortam [oC]	Soğutkan Göçü	Kabin İçi Sıc. [oC]	Kabin Isı Yükü [W]	Döngü Süresi [dk]	Çalışma Süresi Oranı
10	var	-18,68	33,0	28,56	0,401
	yok	-18,81	33,1	31,49	0,344
23	var	-19,63	49,0	40,25	0,669
	yok	-20,12	49,6	41,00	0,609
32	var	-18,52	58,1	79,42	0,954
	yok	-18,89	58,5	97,08	0,941

Düşük ortam sıcaklıklarında bir tam döngü süresi kısalmakta ve böylece gün içindeki toplam döngü sayısı artmaktadır. Belirli bir zaman aralığındaki döngü sayısının artması, döngüsel kayıpların etkisini de artıracığından; ortam sıcaklığının düşmesi ile birlikte gerçekleşen toplam döngü sayısı artmakta ve soğutkan göçü daha etkin olmaktadır. Birim soğutkan miktarı açısından bakıldığında; yüksek ortam sıcaklıklarında, göç eden soğutkan ile kabin içi arasındaki sıcaklık farkı artacak ve birim soğutkan başına soğutkan göçü ısıtma etkisi artacaktır. Ancak; yüksek ortam sıcaklıklarında toplam döngü sayısı daha az olduğundan toplam etki de

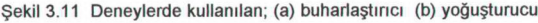
azalmaktadır. Ayrıca; yüksek ortam sıcaklıklarında göç eden soğutkan miktarının azalması da soğutkan göçü toplam etkisini azaltmaktadır. Farklı ortam sıcaklıkları için Tablo 3.2'de verilen soğutkan göçü süreleri de bu çıkarımla uyumludur. 5. Bölüm'de ortam sıcaklığı ve yoğunlaşma koşulları gibi diğer sistem parametreleri sabit tutulup, tek değişken parametre olarak toplam döngü süresi alınarak soğutkan göçüne etken kontrollü bir parametre olarak irdelenmiştir.

Soğutkan göçü nedeniyle durma periyodunda buharlaştırıcıda bulunan soğutkanın kabin içine getirdiği ilave ısıtma etkisi, kabin içi sıcaklığının daha kısa sürede termostat ayar sıcaklığına ulaşmasına ve durma periyodunun daha kısa sürmesine sebep olmaktadır. Tablo 3.3'te de görüldüğü gibi, bütün ortam sıcaklıklarında, soğutkan göçü nedeniyle kompresörün çalışma süresi oranı artmaktadır. Çalışma süresi oranının artması, enerji tüketiminin de artmasına neden olacaktır.

"Literatür Araştırması" Bölümü'nde sunulan çalışmaların birçoğunda, 23-25°C ortam sıcaklıklarında yapılan irdelemelerde soğutkan göçünün sistem performansı üzerindeki etkisi genel olarak %4-5 mertebelerinde saptanmıştır. Bu çalışmada yapılan deneysel irdelemeler neticesinde ise 23°C ortam sıcaklığında soğutkan göçünün sistem performansına olan etkisi %7 mertebelerinde saptanmıştır. Literatürde verilen önceki çalışmaların bir çoğu 1990'lı yıllarda yapılmış olup, soğutucu akışkan olarak R12 soğutkanı kullanılmıştır. Bu çalışma ile önceki çalışmalar arasındaki fark, farklı soğutkan kullanımından kaynaklanmaktadır. Soğutma sistemlerinde farklı soğutkanlar, termodinamik özelliklerine göre farklı miktarlarda kullanılmaktadır. Soğutkanın termodinamik özelliklerine göre sistemde kullanılan soğutkan miktarının artması, durma periyodu esnasında yoğunluktan buharlaştırıcıya geçen soğutkan miktarının da artması anlamına gelir. Göç eden soğutkan miktarının artması, soğutkan göçü nedeniyle kabin içine gelen ısıtma etkisini de artıracığından, soğutkan göçünün enerji tüketimine olan etkisi de artacaktır. Soğutkan cinsinin soğutkan göçü üzerindeki etkisini deneysel olarak ortaya koyabilmek amacıyla, aynı soğutma kapasitesine sahip R600a soğutkanı ile çalıştırılan bir derin dondurucuda da deneysel irdelemeler yapılmış ve bu çalışma Bölüm 3.2'de sunulmuştur.

3.2 R600a (İzobütan) Soğutkanlı Derin Dondurucu Deneyleri

Farklı soğutkan kullanımının soğutkan göçü etkisi açısından değerlendirilmesi amacıyla, bir önceki deneylerde kullanılan R134a'lı sistemle aynı soğutma



Arçelik A.Ş. ATGM Termodinamik Laboratuvarı ısı odalarında gerçekleştirilen deneylerde; sistem üzerindeki değişik noktalarda bulunan 38 adet termo-eleman ve

2 adet basınç transduseri ile sıcaklık ve basınç ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca; ısı odalarında hazır bulunan ölçüm sistemi vasıtasıyla kompresörün çektiği akım, güç ve gerilim değerleri de ölçülmüştür. Verilerin toplanmasında ve analizinde HP VEE Analiz Programı kullanılmıştır.

3.2.1.1 Sıcaklık Ölçümleri

Kılcal genişleme borusu çıkışından buharlaştırıcı çıkışına kadar olan yukarıdan aşağıya akış doğrultusu üzerinde, akış giriş-çıkışı da dahil olmak üzere, buharlaştırıcı yüzeyinden toplam 15 adet termo-eleman ile sıcaklık ölçümü alınmıştır. Böylelikle; çalışma periyodu esnasında buharlaştırıcının ısılanması iyi bir şekilde gözlemlenebilmiştir. Enerji sarfiyatı tespitine esas teşkil edecek en sıcak rafın tespiti amacıyla; termostat kuyruğu ile birlikte her bir rafın (5adet raf) ortasında, 3" çubuklar üzerine yerleştirilmiş toplam 6 adet termo-eleman bulunmaktadır. Kompresör dönüş ve çıkış sıcaklıkları ile birlikte kompresör üzerinde de 2 adet sıcaklık ölçümü alınmaktadır. Flanş hattı çıkışı ve yoğuşturucu girişinde de birer tane termo-eleman bulunmaktadır. Yoğuşturucuda yoğuşmanın tamamlanıp, son geçişlerde gerçekleşen aşırı soğutmanın varlığının anlaşılabilmesi ve yorumlanabilmesi için son 6 pas üzerinde 3 adet termo-eleman bulunmaktadır. Yoğuşturucudan çıktıktan sonra, filtre kurutucu giriş-çıkışında da sıcaklık ölçümü alınmaktadır. İki adet termokupl kullanılarak ortam sıcaklıkları da ölçülmektedir.

Termo-elemanların kalibrasyonundan gelen belirsizlik $\pm 0,18^{\circ}\text{C}$, ölçümden gelen belirsizlik $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ ve termo-elemanların bağlantısından gelen belirsizlik $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ olarak tespit edilmiştir. Buna göre; termo-eleman sıcaklık ölçümlerinden gelen toplam belirsizlik:

$$U_T = \sqrt{(0,18)^2 + (0,1)^2 + (0,2)^2} = \pm 0,29^{\circ}\text{C} \quad (3.1)$$

3.2.1.2 Basınç Ölçümleri

Kompresörün emme ve basma taraflarına yerleştirilen 2 adet basınç transduseri ile sistemdeki yüksek basınç ve alçak basınç ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Kompresör emme tarafında yer alan basınç transduserinin okuma aralığı 0-6bar, basma tarafında yer alan basınç transduserinin okuma aralığı ise 0-10bar'dır. Her iki transduser de 0-10VDC gerilim aralığında çıkış vermektedir. Basınç transduserlerinin üretiminden gelen belirsizlik %0,4'tür. Yüksek basınç transduserinin ölçümden gelen belirsizliği %2,346; alçak basınç transduserinin

ölçümden gelen belirsizliği %0,408. Buna göre; yüksek basınç transduserinin toplam belirsizliği $U_{VB}=\%2,38$; alçak basınç transduserinin toplam belirsizliği $U_{AB}=\%0,57$ olmaktadır. İki basınç transduserinin kalibrasyon eğrileri ve maksimum toplam belirsizlikleri, sırasıyla yüksek basınç (komp.basma) ve alçak basınç (komp.basma) transduserleri için Denklem 3.2 ve Denklem 3.3'te verilmiştir.

$$Y.B. \rightarrow y = 1,0263 \cdot x - 0,0439 \text{ (maks. toplam belirsizlik; } \pm 0,043\text{bar)} \quad (3.2)$$

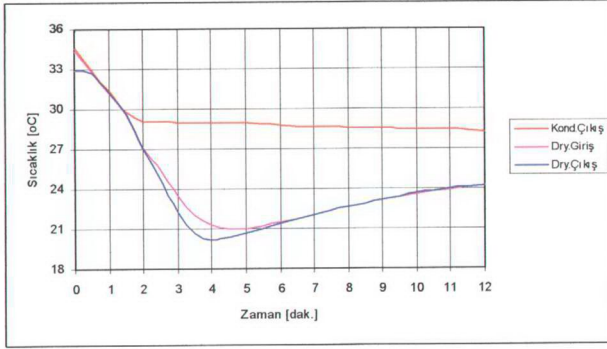
$$A.B. \rightarrow y = 0,6205 \cdot x - 0,0839 \text{ (maks. toplam belirsizlik; } \pm 0,004\text{bar)} \quad (3.3)$$

3.2.1.3 Akım, Güç ve Enerji Ölçümleri

Gerilim, akım, güç ve enerji ölçümleri için bu büyüklükleri algılayan transduserler kullanılmıştır. Deneylerin gerçekleştirildiği ısı odasında farklı buzdolaplarının test edilebileceği 4 ayrı istasyon bulunmaktadır. Transduserlerin bulunduğu besleme panosunda her bir istasyon için akım, gerilim, güç ve enerji ölçümünde kullanılan toplam 12 adet transduser bulunmaktadır. Akım ölçüm belirsizliği %0,8; güç ve enerji ölçümleri için belirsizlik %0,314'tür.

3.2.2 Soğutkan Göçü Esnasındaki Faz Değişim Süreci

Şekil 3.12'de; yoğuşturucu çıkışı ile filtre kurutucu giriş ve çıkışından alınan sıcaklıkların, 25°C ortam sıcaklığında, durma periyodu süresince değişimi görülmektedir. Durma periyodu başlangıcından sonra ilk 1,5 – 2 dakika boyunca bu üç sıcaklık birlikte hareket etmektedir. Bu andan itibaren filtre kurutucu sıcaklıkları, zeolit parçacıkları arasında kalan sıvı soğutkan damlacıklarının buharlaşması neticesinde hızla düşmeye başlamaktadır. Sıcaklıkların bu davranışına göre, kılcal genişleme borusundan sıvı fazda soğutkan geçişinin 1,5 - 2 dakika kadar sürdüğü söylenebilir.



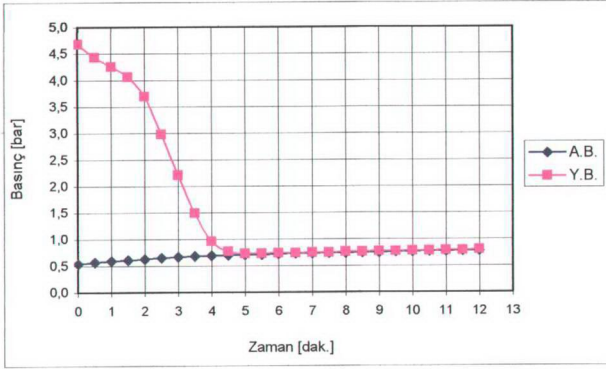
Şekil 3.12 25°C ortam sıcaklığında yoğuşturucu çıkış, filtre kurutucu giriş ve çıkış sıcaklıklarının durma periyodu süresince değişimi (R600a)

Filtre kurutucu giriş ve çıkışında ölçülen sıcaklıkların ortalaması ile yüksek basıncın zamana bağlı değişimine ait değerler kullanılarak “Refprop” yardımıyla hazırlanmış Tablo 3.4’te, durma periyodu esnasında filtre kurutucu içinde akan soğutkanın hali verilmektedir. Bu verilere göre de, sıvı fazda soğutkan göçü 1,5 - 2 dakika sürmektedir.

Şekil 3.13’te 25°C ortam sıcaklığında durma periyodu süresince yüksek ve alçak basınçların değişimi verilmektedir. Görüldüğü gibi durma periyodu başlangıcından 4,5 – 5 dakika sonra basınçlar dengelenmektedir. Yaklaşık 1,5 – 2 dakika soğutkan göçünün sıvı fazında gerçekleştiği belirlendiğine göre, geri kalan 3 – 3,5 dakikada da buhar fazında soğutkan göçü gerçekleştiği söylenebilir.

Tablo 3.4 25°C ortam sıcaklığında durma periyodu başlangıcından itibaren filtre kurutucu içinde akan soğutkanın faz değişim süreci (R600a)

Zaman [dak]	T [°C]	P [bar]	ρ [kg/m ³]	h [kJ/kg]	Faz Durumu
0	32.22	4.68	541.6	277.5	sıvı
0.5	32.57	4.43	541.0	278.4	sıvı
1	31.01	4.25	543.1	274.5	sıvı
1.5	29.44	4.06	545.1	270.6	sıvı
2	27.65	3.69	9.536	593.3	buhar
3	27.18	2.21	5.459	598.8	buhar
4	26.65	0.96	2.294	602.8	buhar
5	26.10	0.73	1.737	602.7	buhar



Şekil 3.13 25°C ortam sıcaklığında, sistem basınçlarının durma periyodu süresince değişimi

25°C ortam sıcaklığında R600a ve R134a soğutkanları kullanılması durumlarının, basınçların dengelenme ve faz değişim süreci açısından karşılaştırması Tablo 3.5'te verilmektedir.

Tablo 3.5 R134a ve R600a soğutkanları kullanılması durumlarında; basınçların dengelenme süresi ile sıvı ve buhar fazda soğutkan göçü süreleri

Soğutkan	Basınçların Dengelenme Süresi	Sıvı Fazda Geçiş Süresi	Buhar Fazında Geçiş Süresi
R134a	9.5 - 10 dak.	3 - 3.5 dak.	6 - 6.5 dak.
R600a	4.5 - 5 dak.	1.5 - 2 dak.	3- 3.5 dak.

Her iki durumda da buhar fazında geçiş süresinin toplam soğutkan göçü süresine oranı yaklaşık %65 mertebelerindedir. Bu nedenle, söz konusu iki farklı soğutkanın kullanılması durumlarında soğutkan göçünün sistem performansına olan etkileri arasındaki fark, ayrı ayrı sıvı ve buhar fazlarındaki soğutkan göçü süreleri arasındaki farktan ziyade, temel olarak toplam soğutkan göçü süreleri ve miktarları arasındaki farktan kaynaklanmaktadır. R600a soğutkanına geçildiğinde, soğutkan göçü süresinin kısalması, termodinamik özelliklerinden dolayı R600a'nın R134a'ya nazaran %60 oranında daha az miktarda kullanılmasının bir sonucudur. Aynı soğutma kapasitesine sahip R600a soğutkanlı sistemde şarj miktarı daha düşük olduğundan, göç eden soğutkan miktarı da daha düşük olmakta ve soğutkan göçünün sistem performansı üzerindeki etkisi de azalmaktadır. 25°C ortam sıcaklığında; R600a ve R134a soğutkanları kullanılması durumları için, soğutkan göçünün sistem performansına etkisi sırasıyla; %3 ve %7 olmaktadır.

4 TEORİK ÇALIŞMALAR

4.1 Soğutkan Göçü Miktarının Teorik Olarak Tespiti

Soğutkan göçü esnasında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkan miktarı, durma periyodu başlangıcında ve sonunda yoğuşturucuda bulunan soğutkan miktarları arasındaki farka eşit olacaktır.

Kütle korunum (süreklilik) denkleminin en genel ifadesi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{u}) = 0 \quad [22] \quad (4.1)$$

Yoğuşturucu soğutkan boruları içindeki akış tek boyutlu olup, “z” akış doğrultusundaki hız “u” olmak üzere, soğutkan boruları içindeki kütle korunum denklemi (4.2) bağıntısı şeklinde yazılabilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \cdot u)}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

Yoğuşturucunun toplam “L” boyunda; kızgın buhar bölgesi uzunluğu L_1 , iki fazlı akış bölgesi uzunluğu L_2 ve sıvı faz bölgesi uzunluğu L_3 olmak üzere; bu üç bölge için uygun uzunluk aralıklarında kütle korunum denklemi integre edilerek yoğuşturucudaki akış modellenenir [23].

(4.2) bağıntısının her iki tarafı akış kesit alanı A ile çarpılırsa:

$$\frac{\partial (\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (4.3)$$

Kızgın buhar bölgesi için (4.3) bağıntısı $0 - L_1$, iki fazlı akış bölgesi için $L_1 - (L_1+L_2)$, sıvı faz bölgesi için $(L_1+L_2) - (L_1+L_2+L_3)$ aralıklarında integre edilecektir.

Kızgın buhar bölgesinde:

$$\int_0^{L_1} \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} dz = A \cdot \left[\rho_1 \frac{\partial L_1}{\partial t} + \frac{\partial \rho_1}{\partial t} L_1 - \rho_b \frac{\partial L_1}{\partial t} \right] \quad (\rho_b: \text{buhar fazındaki yoğunluk}) \quad (4.4)$$

Kızgın buhar bölgesindeki yoğunluk $\rho_1 = \rho(P, h_1)$ şeklinde basınç ve entalpinin bir fonksiyonu olarak ifade edilip, kızgın buhar entalpisi giriş ve çıkış koşullarının ortalaması olarak alınırsa ($h_1 = \frac{h_l + h_g}{2}$) :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_1}{\partial t} &= \frac{\partial \rho_1}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial \rho_1}{\partial h_1} \frac{\partial h_1}{\partial t} = \frac{\partial \rho_1}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial \rho_1}{\partial h_1} \left[0,5 \left(\frac{\partial h_g}{\partial t} + \frac{\partial h_b}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} \right) \right] \\ \Rightarrow \int_0^{L_1} \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} dz &= \left(\frac{\partial \rho_1}{\partial P} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_1}{\partial h_1} \frac{\partial h_b}{\partial P} \right) A \cdot L_1 \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \rho_1}{\partial h_1} \right) A \cdot L_1 \frac{\partial h_g}{\partial t} + (\rho_1 - \rho_b) A \cdot \frac{\partial L_1}{\partial t} \quad (4.5) \end{aligned}$$

$$\int_0^{L_1} \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} dz = \dot{m}_{a.y.} - \dot{m}_g \quad (a.y.: \text{arayüzey} \mid g : \text{giriş}) \quad (4.6)$$

Buna göre; integre edilmiş kütle korunum denklemi [23]:

$$\left(\frac{\partial \rho_1}{\partial P} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_1}{\partial h_1} \frac{\partial h_b}{\partial P} \right) A L_1 \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \rho_1}{\partial h_1} \right) A L_1 \frac{\partial h_g}{\partial t} + (\rho_1 - \rho_b) A \frac{\partial L_1}{\partial t} + \dot{m}_{a.y.1} - \dot{m}_g = 0 \quad (4.7)$$

Kızgın buhar bölgesi için kütleli debiye bağlı olarak yazılan kütle korunum denklemi, diğer faz bölgeleri için de geçerlidir. Yalnız, farklı faz bölgelerindeki sınır koşulları değişecektir. “ γ ” ortalama boşluk oranı olmak üzere, iki fazlı akış bölgesindeki yoğunluk; $\rho = \rho_b \gamma + \rho_s (1 - \gamma)$ şeklinde ifade edilir. ρ_b doymuş buhar yoğunluğu, ρ_s doymuş sıvı yoğunluğudur. Buna göre, iki fazlı akış bölgesindeki integre edilmiş kütle korunum denklemi:

$$\begin{aligned} A \cdot \left[(\rho_b - \rho_s) \gamma \dot{L}_2 + \left(\frac{d\rho_s}{dP} (1 - \gamma) + \frac{d\rho_b}{dP} \gamma \right) \dot{P} L_2 + (\rho_b - \rho_s) L_2 \dot{\gamma} + (\rho_b - \rho_s) \dot{L}_1 \right] [23] \quad (4.8) \\ + \dot{m}_{a.y.2} - \dot{m}_{a.y.1} = 0 \end{aligned}$$

$L=L_1+L_2$ ve $L=L_1+L_2+L_3$ arasındaki boru uzunluğu sıvı bölgesi olarak kabul edilip, $\dot{L}_1+\dot{L}_2+\dot{L}_3=0$ olduğu göz önünde bulundurularak kütle korunum denklemi bu uzunluk boyunca integre edilir.

$$\int_0^{L_1} \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} dz = A \cdot \left[\rho_3 \frac{\partial L_3}{\partial t} + \frac{\partial \rho_3}{\partial t} L_3 - \rho_s \frac{\partial L_3}{\partial t} \right] \quad (\rho_f: \text{sıvı faz yoğunluğu}) \quad (4.9)$$

Aşırı soğutma bölgesindeki yoğunluk $\rho_3 = \rho(P, h_3)$ şeklinde basınç ve entalpinin bir fonksiyonu olarak ifade edilip, kızgın buhar entalpisi giriş ve çıkış koşullarının ortalaması olarak alınırsa $(h_1 = \frac{h_s + h_o}{2})$, integre edilmiş kütle korunum denklemi:

$$\left(\frac{\partial \rho_3}{\partial P} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_3}{\partial h_3} \frac{\partial h_s}{\partial P} \right) A L_3 \dot{P} + \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \rho_3}{\partial h_3} \right) A L_3 \dot{h}_o + (\rho_s - \rho_3) A (\dot{L}_1 + \dot{L}_2) + \dot{m}_g - \dot{m}_{a.y.2} = 0 \quad (4.10)$$

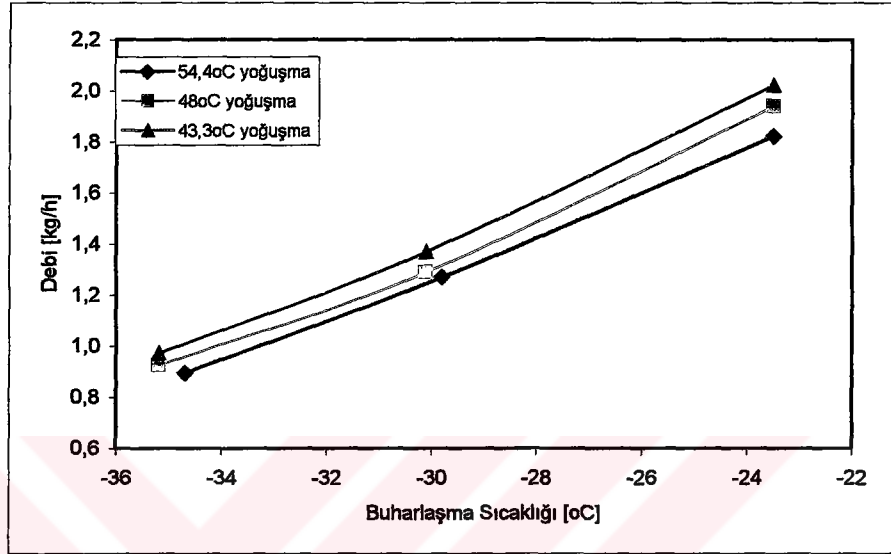
Üç farklı faz bölgesi için yazılan yukarıdaki denklemlerde, “a.y.1” indisi kızgın buhar bölgesinden iki fazlı akış bölgesine geçiş sınırını, “a.y.2” indisi ise iki fazlı akış bölgesinden sıvı bölgesine geçiş sınırını temsil etmektedir. “g” indisi giriş, “ç” indisi çıkış anlamındadır.

Durma periyodu başındaki sistem koşulları, çalışma periyodu esnasındaki sürekli rejimde çalışma koşullarının son kademesidir. Bu nedenle; durma periyodu başında sürekli rejim özellikleri kullanılabilir. Durma periyodu başlangıç anında sürekli rejim kabulü yapılması neticesinde, (4.7), (4.8) ve (4.10) bağıntılarındaki zamana bağlı terimler düşecek ve yalnızca kütsel debilerin eşitliği kalacaktır. Buna göre; durma periyodu başında yoğunlaştırıcıdaki soğutkan debisi, çalışma periyodu esnasındaki sürekli rejim debisine eşit olacaktır.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{a.y.1} = \dot{m}_{a.y.2} = \dot{m}_\varphi \quad (4.11)$$

Benzer şekilde; durma periyodu sonundaki sistem koşulları da durma periyodu esnasındaki sürekli rejim koşullarının son kademesidir ve durma periyodu başlangıcında olduğu gibi durma periyodu sonunda da durma koşullarındaki sürekli rejim kabulü yapılabilir. Böylece; durma periyodu sonunda, durma periyodunun sürekli rejim sürecinde olduğu gibi, soğutkan durgun halde bulunacaktır.

Soğutkan göçü miktarına ilişkin olarak gerçekleştirilen bu bölümdeki çalışmada, 3. Bölümdeki deneylerde kullanılan R600a soğutkanlı derin dondurucu esas alınmıştır. Çalışma periyodu esnasında sürekli rejimde sistemde dolaşan soğutkan debisi, bu derin dondurucuda kullanılan kompresörün kalorimetrik verileri kullanılarak tespit edilmiştir. Kullanılan kompresörün sağladığı soğutkan debisinin, yoğuşma ve buharlaşma koşullarına göre değişimi Şekil 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.1 Teorik çalışmada esas alınan kompresörün kalorimetrik debi verileri

Bir kompresörün sağladığı debi miktarı, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına bağlı bir polinom ile ifade edilebilir. 9 bilinmeyenli bu polinom ifadesi, (4.12) bağıntısı şeklinde verilmektedir [24].

$$\dot{m} = a_1 + a_2 T_b + a_3 T_b^2 + a_4 T_y + a_5 T_b T_y + a_6 T_y T_b^2 + a_7 T_y^2 + a_8 T_y^2 T_b + a_9 T_y^2 T_b^2 \quad (4.12)$$

Deneylerde kullanılan ve teorik çalışmada esas alınan kompresörün kalorimetre test sonuçları, Arçelik A.Ş. ATGM’de geliştirilen “REFSIM Buzdolabı Analiz” programına girilerek “ a_i ; $i=1-9$ ” katsayıları tespit edilmiştir. Tespit edilen katsayılar Tablo4.1’de sunulmuştur.

Teorik çalışmada esas alınan R600a soğutkanlı derin dondurucu için, 25°C ve 32°C ortam sıcaklıklarında durma periyodu süresince yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkan miktarları tespit edilmeye çalışılmıştır.

Tablo 4.1 Kompresör debi polinomu kalorimetre katsayıları

a ₁	-5,59E+01
a ₂	-4,22E+00
a ₃	-7,36E-02
a ₄	2,60E+00
a ₅	1,85E-01
a ₆	3,16E-03
a ₇	-2,73E-02
a ₈	-1,93E-03
a ₉	-3,28E-05

4.1.1 Durma Periyodu Başında Yoğuşturucuda Bulunan Soğutkan Miktarı

25°C ortam sıcaklığında çalışan R600a soğutkanlı bir derin dondurucuda, paket yüksüz durumda; yaklaşık 41°C sıcaklıkta (5,45bar basınç) yoğuşma, (-34)°C sıcaklıkta (0,38bar basınç) da buharlaşma gerçekleşmektedir. Kompresör kalorimetre test sonuçlarına göre tespit edilen polinom ifadesi uyarınca, sürekli rejimde çalışma durumunda, bu koşullarda kompresörün sağladığı soğutkan debisi $\dot{m} = 0,98 \text{ kg} / \text{h}$ olmaktadır.

32°C ortam sıcaklığında çalışan R600a soğutkanlı bir derin dondurucuda ise, paket yüksüz durumda; yaklaşık 48°C sıcaklıkta (6,51bar basınç) yoğuşma, (-34)°C sıcaklıkta (0,38bar basınç) da buharlaşma gerçekleşmektedir. Kompresör kalorimetre test sonuçlarına göre tespit edilen polinom ifadesi uyarınca, sürekli rejimde çalışma durumunda kompresörün sağladığı soğutkan debisi $\dot{m} = 0,95 \text{ kg} / \text{h}$ olmaktadır.

Çalışma periyodunun sürekli rejim sürecinde, kompresörden yaklaşık 53°C (25°C ortam) ve 68°C (32°C ortam) sıcaklıklarında kızgın buhar halinde çıkan soğutkan, flanş hattı boyunca kızgınlığını kaybettikten sonra genellikle ıslak buhar olarak yoğuşturucuya ulaşmaktadır. Islak buhar olarak yoğuşturucuya giren soğutkan, yoğuşturucuda yoğuştuğundan sonra son bir kaç geçiş boyunca aşırı soğutulmuş sıvı fazda bulunmakta ve yoğuşturucudan belirli miktarda aşırı soğutulmuş durumda çıkmaktadır. Durma periyodu başlangıcında yoğuşturucuda bulunan soğutkan miktarının tespit edilebilmesi için; yoğuşturucu girişindeki soğutkanın kuruluk derecesi tespit edildikten sonra, yoğuşmanın gerçekleştiği ve aşırı soğutulmuş bölge yoğuşturucu uzunluklarının tespit edilmesi gerekir.

4.1.1.1 Yoğuşturucu Girişindeki Kuruluk Derecesinin Tespit Edilmesi

Teorik çalışmalarda esas alınan derin dondurucuda ve geleneksel buzdolaplarının bir çoğunda, kapı conta bölgesi yüzeylerinde yoğuşmanın engellenmesi amacıyla, yalıtım içinden bir flanş hattı geçirilmektedir. Kompresör çıkış sıcaklığında kızgın buhar fazında flanş hattına giren soğutkan, kapı conta bölgesindeki ortama bir miktar ısı vererek kızgınlığını kaybeder ve ıslak buhar halinde yoğuşturucuya girer.

25°C ve 32°C ortam sıcaklıklarında çalışma durumlarında kompresör çıkış sıcaklığı sırasıyla 53°C ve 68°C olmaktadır. Flanş hattında kızgın buhar fazında bulunan soğutkanın ortalama sıcaklığı T_f , kompresör çıkış sıcaklığı ile yoğuşma sıcaklığının ortalaması alınarak tespit edilir. Buna göre; 25°C ve 32°C ortam sıcaklığı durumları için flanş hattındaki ortalama kızgın buhar sıcaklıkları sırasıyla, 47°C ve 58°C olacaktır. Bu sıcaklıklarda kızgın buhar fazında bulunan R600a'nın, söz konusu yoğuşma basınçlarındaki fiziksel özellikleri Tablo 4.2'de verilmektedir.

Tablo 4.2 R600a soğutkanının flanş hattındaki kızgın buhar özellikleri [25]

T_{ort} [°C]	T_d [°C]	P_d [bar]	T_f [°C]	ρ [kg/m ³]	i [kJ/kg]	c_p [kJ/kg.K]	μ [μPa.s]	k [W/mK]
25	41	5,45	47	13,58	622,4	1,960	8,428	0,01908
32	48	6,51	58	15,86	640,1	2,026	8,776	0,02043

Flanş hattındaki (UA) ısı geçişi performans katsayısı, ε - N (etkenlik – geçiş birimi sayısı) yöntemi [20] ile hesaplanabilir. $\dot{m}_R$ sürekli rejimdeki soğutkan debisi, c_p flanş hattı ortalama kızgın buhar sıcaklığındaki soğutkanın özgül ısısı olmak üzere, flanş hattında kızgın buhar halinde bulunan soğutkanın ısı kapasitesi:

$$T_{ort.} = 25^\circ C \rightarrow C = \dot{m}_R \cdot c_p = (0,98 / 3600) \cdot 1960 = 0,53 \text{ W/K} \quad (4.13)$$

$$T_{ort.} = 32^\circ C \rightarrow C = \dot{m}_R \cdot c_p = (0,95 / 3600) \cdot 2026 = 0,53 \text{ W/K} \quad (4.14)$$

Flanş hattının etkenliği (4.15) bağıntısı ile tanımlanmaktadır. Buna göre; 25°C ve 32°C ortam sıcaklığı durumlarındaki etkenlikler sırasıyla; 0,43 ve 0,56 olmaktadır.

$$\varepsilon = \frac{T_{kç} - T_y}{T_{kç} - T_{ort.}} \quad [24] \quad (4.15)$$

(4.16) bağıntısıyla tanımlanan “N” geçiş birimi sayısı ile “ε” etkenlik arasındaki ilişki, (4.17) bağıntısıyla verilmektedir.

$$N = \frac{UA}{C} \quad [20] \quad (4.16)$$

$$N = -\ln(1 - \varepsilon) \quad [20] \quad (4.17)$$

İki farklı ortam sıcaklığı durumundaki “N” ve kızgın buhar bölgesindeki “UA” ifadeleri (4.18) ve (4.19) şeklinde hesaplanmıştır.

$$T_{ort.} = 25^\circ C \rightarrow N = -\ln(1 - \varepsilon) = 0,56 \Rightarrow (UA)_{kb} = N \cdot C = 0,30 \text{ W / K} \quad (4.18)$$

$$T_{ort.} = 32^\circ C \rightarrow N = -\ln(1 - \varepsilon) = 0,82 \Rightarrow (UA)_{kb} = N \cdot C = 0,43 \text{ W / K} \quad (4.19)$$

Derin dondurucuda kullanılan flanş hattının toplam boyu $L_f=3,67m$ olup, çelik flanş borularının iç çapı 3,3mm dış çapı 4,7mm'dir. Deneysel çalışmalar neticesinde; flanş borusunun birim boru boyundaki toplam ısı geçiş katsayısı 0,2 W/m.K olarak tespit edilmiştir [27]. Buna göre; flanş hattındaki toplam ısı geçiş performans katsayısı:

$$(UA)_{top.} = 0,2 \times 3,67 = 0,734 \text{ W/K} \quad (4.20)$$

Her iki ortam sıcaklığı durumunda da $(UA)_{top.} > (UA)_{kb}$ olduğundan, flanş çıkışındaki (yoğuşturucu girişindeki) soğutkan doymuş (ıslak buhar) haldedir. Flanş hattının yoğuşma gerçekleşen bölümündeki ısı geçişi performans katsayısı:

$$T_{ort} = 25^\circ C : (UA)_{fy} = (UA)_{top.} - (UA)_{kb} = 0,734 - 0,30 = 0,434 \text{ W/K} \quad (4.21)$$

$$T_{ort} = 32^\circ C : (UA)_{fy} = (UA)_{top.} - (UA)_{kb} = 0,734 - 0,43 = 0,304 \text{ W/K} \quad (4.22)$$

Flanş hattının iki fazlı akış bölgesindeki yoğuşma kapasitesi, (4.23) bağıntısıyla verilmektedir. Buna göre; 25°C ortam sıcaklığı durumunda flanş hattındaki yoğuşma kapasitesi 6,94W, 32°C ortam sıcaklığı durumunda da 4,86W olmaktadır.

$$\dot{Q}_{fy} = (UA)_{fy} \cdot (T_y - T_{ort}) \quad [27] \quad (4.23)$$

" i_{sb} " ilgili basınç ve sıcaklıktaki yoğuşma entalpisi olmak üzere, iki farklı ortam sıcaklığı durumlarında yoğuşturucu girişindeki kuruluk derecesi ve ıslak buhar entalpisi:

$$T_{ort.} = 25^{\circ}C \rightarrow x = 1 - \frac{\dot{Q}_{fy}}{\dot{m}_R \cdot i_{sb}} = 1 - \frac{6,94W}{(0,98 / 3600) \cdot (610,7 - 299,8) \cdot 1000} = 0,918 \quad (4.24)$$

$$\Rightarrow i_1 = i_s + 0,918 \cdot (i_b - i_s) = 585,2 \text{ kJ / kg}$$

$$T_{ort.} = 32^{\circ}C \rightarrow x = 1 - \frac{\dot{Q}_{fy}}{\dot{m}_R \cdot i_{sb}} = 1 - \frac{4,86W}{(0,95 / 3600) \cdot (619,9 - 318) \cdot 1000} = 0,939 \quad (4.25)$$

$$\Rightarrow i_1 = i_s + 0,939 \cdot (i_b - i_s) = 601,5 \text{ kJ / kg}$$

4.1.1.2 Yoğuşturucudaki İki Fazlı Akış Bölgesi Uzunluğunun Tespiti

$\dot{m}_R$ sürekli rejimdeki soğutkan debisi, i_b yoğuşma basıncındaki doymuş buhar entalpisi, i_s yoğuşma basıncındaki doymuş sıvı entalpisi, i_1 yoğuşturucu girişindeki soğutkan entalpisi, U_y yoğuşturucunun iki fazlı akış bölgesindeki toplam ısı geçiş katsayısı, A_y iki fazlı akış bölgesinin toplam yüzey alanı ve ΔT_m logaritmik sıcaklık farkı olmak üzere; iki fazlı akış bölgesindeki yoğuşma enerjisi:

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_R \cdot (i_1 - i_s) = U_y \cdot A_y \cdot \Delta T_m \quad (4.26)$$

25°C ve 32°C ortam sıcaklıklarında söz konusu olan yoğuşma basınç ve sıcaklıklarındaki R600a soğutkanının doyma özellikleri Tablo 4.3'te verilmektedir.

Tablo 4.3 R600a soğutkanının yoğuşma koşullarındaki termodinamik özellikleri [25]

T_{ort} [°C]	T_d [°C]	P_d [bar]	ρ_s [kg/m ³]	ρ_b [kg/m ³]	i_s [kJ/kg]	i_b [kJ/kg]	μ_s [μPa.s]	μ_b [μPa.s]	k_s [W/mK]	k_b [W/mK]
25	41	5,45	529,8	13,99	299,8	610,7	127,2	8,296	0,08879	0,01848
32	48	6,51	520,2	16,70	318,0	619,9	118,1	8,561	0,08594	0,01941

25°C ve 32°C ortam sıcaklıklarında, Tablo 4.3'teki özellikler ve yoğuşturucu girişi için hesaplanan entalpi değerleri ile kalorimetrik testler neticesinde tespit edilen debi değerleri kullanılarak, yoğuşturucudaki yoğuşma kapasiteleri sırasıyla; 77,7W ve 74,8W bulunur.

$$T_{ort.} = 25^{\circ}C \rightarrow \dot{Q}_y = \dot{m}_R \cdot (i_l - i_s) = U_y \cdot A_y \cdot \Delta T_m = 77,7W \quad (4.27)$$

$$T_{ort.} = 32^{\circ}C \rightarrow \dot{Q}_y = \dot{m}_R \cdot (i_l - i_s) = U_y \cdot A_y \cdot \Delta T_m = 74,8W \quad (4.28)$$

Yoğuşturucudaki toplam ısı geçiş katsayısı (4.29) bağıntısı ile bulunabilir:

$$\frac{1}{U_y} = \frac{1}{h_i} \cdot \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(r_d / r_i)}{2\pi \cdot L \cdot k} \cdot A_d + \frac{1}{\eta \cdot h_d} \quad [20] \quad (4.29)$$

(4.16) bağıntısında; h_i boru iç tarafındaki ısı taşınım katsayısı, h_d boru dış tarafındaki ısı taşınım katsayısı, η telli borulu yoğuşturucunun kanatlı dış yüzeyinin toplam etkenliği, A_i boru iç yüzey alanı, A_d boru dış yüzey alanı, r_i boru iç yarıçapı, r_d boru dış yarıçapı, L boru uzunluğu ve k boru malzemesinin ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Kullanılan yoğuşturucuya ait karakteristik büyüklükler:

$D_d = 4,7mm$ (yoğuşturucu borusu dış çapı) ; $D_i = 3,3mm$ (yoğuşturucu borusu iç çapı)

$D_t = 1,5mm$ (tel çapı) ; $S_t = 50mm$ (yoğuşturucu pas aralığı) ; $H_t = 1065mm$ (tel uzunluğu)

$n_t = 126$ (tel sayısı) ; $L = 11966mm$ (toplam boru boyu)

Toplam dış yüzey alanı, boru dış yüzey alanı A_o ile tel yüzey alanı A_t toplamına eşittir. Buna göre:

$$A_d = A_o + A_t = \pi \cdot D_d \cdot L + n_t \cdot \pi \cdot D_t \cdot H_t \quad (4.30)$$

Boru iç yüzey alanı ise; $A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$ olacaktır.

η_k kanat etkenliği olmak üzere, kanatlı dış yüzeylerin toplam etkenliği (4.31) bağıntısıyla verilmektedir. Tel kanatlar için etkenlik ifadesi (4.32) bağıntısıyla verilmektedir. Bu bağıntıdaki "m" ifadesi, kanat parametresi olup (4.33) bağıntısıyla verilmiştir.

$$\eta = \eta_k \frac{A_t}{A_d} + \frac{A_o}{A_d} \quad [20] \quad (4.31)$$

$$\eta_k = \frac{\tanh\left(m \cdot \frac{S_t}{2}\right)}{m \cdot \frac{S_t}{2}} \quad [26] \quad (4.32)$$

$$m = \sqrt{\frac{4 \cdot h_d}{k_t D_t}} \quad [26] \quad (4.33)$$

Dış taraftaki doğal ısı taşınım katsayısı, Arçelik A.Ş. ATGM'de gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışmalar neticesinde 6,5 W/m²K olarak tespit edilmiştir [26]. Yoğuşturucu boruları ve telleri çelik olup ısı iletim katsayıları 50 W/mK olarak alınmıştır. Buna göre; kanat parametresi $m=18,6$ ve kanat etkenliği $\eta_k=0,93$ olacaktır. Gerekli ifadeler (4.31) bağıntısında yerine konacak olursa, kanatlı dış yüzeylerin toplam etkenliği:

$$\eta = \eta_k \frac{n_t \pi \cdot D_t H_t}{\pi \cdot D_d L + n_t \pi \cdot D_t H_t} + \frac{\pi \cdot D_d L}{\pi \cdot D_d L + n_t \pi \cdot D_t H_t} = 0,93 \cdot \frac{0,6324}{0,8096} + \frac{0,1772}{0,8096} = 0,95 \quad (4.34)$$

Yatay borular içinde yoğuşma durumunda ısı taşınım katsayısı, (4.35) bağıntısı ile verilmektedir. Bu bağıntıda; k_s doymuş sıvı ısı iletim katsayısı, ρ_s doymuş sıvı yoğunluğu, ρ_b doymuş buhar yoğunluğu, μ_s doymuş sıvı viskozitesi, g yer çekim ivmesi ve Γ [kg/m.s] birim boru boyunda yoğuşan sıvı miktarını ifade etmekte olup Γ (4.36) bağıntısı ile bulunabilir.

$$h_i = 0,76 \cdot k_s \left[\frac{\rho_s (\rho_s - \rho_b) \cdot g}{\mu_s \Gamma} \right]^{(1/3)} \quad [20] \quad (4.35)$$

$$\Gamma = \frac{\dot{m} [kg / s]}{L [m]} \quad (4.36)$$

İlk yaklaşıklık olarak; toplam 12m uzunluğundaki yoğuşturucunun tamamında yoğuşma gerçekleştiği kabul edilecek olursa, 25°C ve 32°C ortam sıcaklıklarında birim boru boyunda yoğuşan sıvı miktarları sırasıyla; 2,26E-5 kg/ms ve 2,20E-5 kg/ms olarak hesaplanır. Tablo 4.3'teki termodinamik özellikler ile birim boru boyunda yoğuşan sıvı miktarı değerleri, (4.35) bağıntısında yerine konursa, iki farklı ortam sıcaklığı için yoğuşturucu iç tarafındaki ısı taşınım katsayıları:

$$T_{ort.} = 25^{\circ}C \rightarrow h_i = 0,76 \cdot k_s \left[\frac{\rho_s (\rho_s - \rho_b) \cdot g}{\mu_s \Gamma} \right]^{(1/3)} = 6593 W/m^2 K \quad (4.37)$$

$$T_{ort.} = 32^{\circ}C \rightarrow h_i = 0,76 \cdot k_s \left[\frac{\rho_s (\rho_s - \rho_b) \cdot g}{\mu_s \Gamma} \right]^{(1/3)} = 6507 W/m^2 K \quad (4.38)$$

Yoğuşturucu, $D_d=4,7mm$ dış çap ve $D_i=3,3mm$ iç çapındaki çelik borulardan ($k=50W/mK$) oluşmakta olup, toplam uzunluğu 12m'dir. Buna göre; iki farklı ortam sıcaklığı için yoğuşturucudaki toplam ısı geçiş katsayısı:

$$T_{ort.} = 25^{\circ}C \rightarrow \frac{1}{U_y} = \frac{1}{h_i} \cdot \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(D_d / D_i)}{2\pi L k} \cdot A_d + \frac{1}{\eta h_d} = (1,02E-3) + (7,59E-5) + (0,1619)$$

$$\Rightarrow U_y = 6,13 W/m^2 K \quad (4.39)$$

$$T_{ort.} = 32^{\circ}C \rightarrow \frac{1}{U_y} = \frac{1}{h_i} \cdot \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(D_d / D_i)}{2\pi L k} \cdot A_d + \frac{1}{\eta h_d} \Rightarrow U_y = 6,13 W/m^2 K \quad (4.40)$$

(4.39) ve (4.40) ifadelerinde görüldüğü gibi; boru içindeki ısı geçiş direnci boru dış tarafına göre çok küçük olduğundan, toplam ısı geçiş katsayısı her iki ortam sıcaklığı için de boru dış tarafındaki ısı taşınım katsayısına çok yakın değerde çıkmıştır. İki farklı ortam sıcaklığındaki sıcaklık farkları (4.41) ve (4.42) bağıntıları ile verilmiştir.

$$T_{ort.} = 25^{\circ}C \rightarrow \Delta T_m = \Delta T = 41 - 25 = 16^{\circ}C \quad (4.41)$$

$$T_{ort.} = 32^{\circ}C \rightarrow \Delta T_m = \Delta T = 48 - 32 = 16^{\circ}C \quad (4.42)$$

$$A_y = \pi \cdot D_d \cdot L_y + n_t \pi \cdot D_t H_t \quad (4.43)$$

25°C ortam sıcaklığı durumunda, 12m uzunluğundaki yoğuşturucuda meydana gelen ısı geçiş miktarı, (4.27) bağıntısında elde edilen yoğuşma kapasitesinden büyük olduğundan yoğuşturucuda aşırı soğutma gerçekleşecek ve yoğuşturucu çıkışı sıvı fazda olacaktır.

$$T_{ort.} = 25^{\circ}C \rightarrow U_y A_y \cdot \Delta T = 6,13 \cdot 0,8096 \cdot 16 = 79,4W > \dot{Q}_y = 77,7W \quad (4.44)$$

32°C ortam sıcaklığı durumunda, yoğuşmanın tamamlandığı yaklaşık yoğuşturucu uzunluğu:

$$T_{ort.} = 32^{\circ}C \rightarrow L_y = \frac{77,7W}{79,4W} \cdot 12m = 11,7m \quad (4.45)$$

32°C ortam sıcaklığı durumunda, 12m uzunluğundaki yoğuşturucuda meydana gelen ısı geçiş miktarı, (4.28) bağıntısında elde edilen yoğuşma kapasitesinden büyük olduğundan yoğuşturucuda aşırı soğutma gerçekleşecek ve yoğuşturucu çıkışı sıvı fazda olacaktır.

$$T_{ort.} = 32^{\circ}C \rightarrow U_y A_y \cdot \Delta T = 6,13 \cdot 0,8096 \cdot 16 = 79,4W > \dot{Q}_y = 74,8W \quad (4.46)$$

32°C ortam sıcaklığı durumunda, yoğuşmanın tamamlandığı yaklaşık yoğuşturucu uzunluğu:

$$T_{ort.} = 32^{\circ}C \rightarrow L_y = \frac{74,8W}{79,4W} \cdot 12m = 11,3m \quad (4.47)$$

Neticede; 25°C ortam sıcaklığı durumunda yoğuşturucunun ilk 11,7m'lik kısmında yoğuşma tamamlanmakta ve son 0,3m'lik boru uzunluğunda (1.pas üzerinde) aşırı soğutma gerçekleşmektedir. 32°C ortam sıcaklığı durumunda ise; yoğuşturucunun ilk 11,3m'lik kısmında yoğuşma tamamlanmakta ve son 0,7m'lik boru uzunluğunda (2.pas üzerinde) aşırı soğutma gerçekleşmektedir.

4.1.1.3 Yoğuşturucudaki Aşırı Soğutma Miktarının Tespiti

Yoğuşturucu çıkışındaki sıvı soğutkanın entalpisi “i₂”, yoğuşma basıncındaki doymuş sıvı entalpisi “i_s”, ve “A.S.” indisi aşırı soğutma bölgesini ifade etmek üzere; yoğuşturucunun aşırı soğutma kısmındaki enerji dengesi (4.47) bağıntısıyla yazılabilir.

$$\dot{Q}_{A.S.} = \dot{m}_R \cdot (i_s - i_2) = U_{A.S.} \cdot A_{A.S.} \cdot \Delta T_m \quad (4.47)$$

25°C ortam sıcaklığı durumunda, yoğuşturucunun yaklaşık son 0,3m uzunluğundaki kısmında aşırı soğutma gerçekleşmektedir. Bu uzunluk, yoğuşturucunun sonuncu pası üzerine tekabül etmekte olup, bu kısımdaki tellerin uzunluğu (H_t) yaklaşık 15mm olmaktadır. 32°C ortam sıcaklığı durumunda, yoğuşturucunun yaklaşık son

0,7m uzunluğundaki kısmında aşırı soğutma gerçekleşmektedir. Bu uzunluk, yoğuşturucunun son 2 pası üzerine tekabül etmekte olup, bu kısımdaki tellerin uzunluğu (H_t) yaklaşık 40mm olmaktadır. Buna göre, aşırı soğutma kısmındaki iç ve dış yüzey alanları:

$$\begin{aligned} A_i &= \pi \cdot D_i \cdot L_{A.S.} = 0,0031 m^2 \quad (25^\circ C \text{ ortam}) \\ A_i &= \pi \cdot D_i \cdot L_{A.S.} = 0,0073 m^2 \quad (32^\circ C \text{ ortam}) \end{aligned} \quad (4.48)$$

$$T_{ort} = 25^\circ C \rightarrow A_d = \pi \cdot D_d \cdot L_{A.S.} + n_t \pi \cdot D_t \cdot H_t = 0,0044 + 0,0149 = 0,0193 m^2$$

$$T_{ort} = 32^\circ C \rightarrow A_d = \pi \cdot D_d \cdot L_{A.S.} + n_t \pi \cdot D_t \cdot H_t = 0,0103 + 0,0238 = 0,0341 m^2 \quad (4.49)$$

25°C ve 32°C ortam sıcaklığı durumlarındaki soğutkan debileri sırasıyla; $\dot{m}_R = 0,98 \text{ kg/h}$ ve $\dot{m}_R = 0,95 \text{ kg/h}$ olarak tespit edilmişti. ρ_s doymuş sıvı yoğunluğu ve A_k boru iç kesit alanı olmak üzere, boru içindeki soğutkan hızları :

$$\begin{aligned} T_{ort.} = 25^\circ C \rightarrow u &= \frac{\dot{m}_R}{\rho_s \cdot A_k} = \frac{4 \cdot \dot{m}_R}{\rho_s \cdot \pi \cdot D_i^2} = \frac{4 \cdot 0,98 / 3600}{529,8 \cdot \pi \cdot (3,3E-3)^2} = 0,060 \text{ m/s} \\ T_{ort.} = 32^\circ C \rightarrow u &= \frac{\dot{m}_R}{\rho_s \cdot A_k} = \frac{4 \cdot \dot{m}_R}{\rho_s \cdot \pi \cdot D_i^2} = \frac{4 \cdot 0,95 / 3600}{520,2 \cdot \pi \cdot (3,3E-3)^2} = 0,059 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (4.50)$$

Boru içindeki Reynolds sayısı:

$$Re = \frac{u \cdot D_i}{\mu_s / \rho_s} = \frac{0,059 \cdot (3,3E-3)}{(118,1E-6) / 520,2} = 858 < 2300 \Rightarrow \text{laminer akış [20]} \quad (4.51)$$

Sabit ısı akısında parabolik hız profili kabulüyle, laminar akışta Nusselt sayısı $Nu=4,36$ şeklinde sabit olarak alınabilir [20].

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{k_s} = 4,36 \Rightarrow h_i = 117,3 \text{ W/m}^2 K \quad (25^\circ C); \quad h_i = 113,5 \text{ W/m}^2 K \quad (32^\circ C) \quad (4.52)$$

İç taraftaki ısı taşınım katsayıları (4.52) bağıntısıyla bulunmuştur. Dış taraftaki ısı taşınım katsayısı ise; $h_d=6,5 \text{ W/m}^2 K$ alınmıştır [26]. Denklem (4.34)'de tespit edilen

kanatlı yüzeyler için toplam etkenlik değeri de kullanılarak, aşırı soğutma kısmındaki toplam ısı geçiş katsayıları (4.53) bağıntısıyla bulunur.

$$\frac{1}{U_{A.S.}} = \frac{1}{h_i} \cdot \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(r_d / r_i)}{2\pi \cdot L \cdot k} \cdot A_d + \frac{1}{\eta \cdot h_d} \quad (4.53)$$

$$T_{ort} = 25^\circ C \rightarrow U_{A.S.} = 4,65 \frac{W}{m^2 K} \quad \text{ve} \quad T_{ort} = 32^\circ C \rightarrow U_{A.S.} = 4,92 \frac{W}{m^2 K}$$

▪ 25°C Ortam Sıcaklığında Çalışma Durumu

İlk yaklaşıklık olarak yoğuşturucu çıkış sıcaklığı $T_2 = 39^\circ C$ alınacak olursa, aşırı soğutma kısmındaki logaritmik sıcaklık farkı:

$$\Delta T_m = \frac{(T_y - T_{ort.}) - (T_2 - T_{ort.})}{\ln\left(\frac{T_y - T_{ort.}}{T_2 - T_{ort.}}\right)} = \frac{(41 - 25) - (39 - 25)}{\ln\left(\frac{16}{14}\right)} = 15^\circ C \quad (4.54)$$

Aşırı soğutma kısmındaki ısı geçiş miktarı:

$$U_{A.S.} \cdot A_{A.S.} \cdot \Delta T_m = 4,65 \times 0,0193 \times 15 = 1,35 W \quad (4.55)$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{A.S.} = \dot{m}_R \cdot (i_s - i_2) = U_{A.S.} \cdot A_{A.S.} \cdot \Delta T_m = 1,35 W \Rightarrow i_2 = 294,8 \text{ kJ/kg} \quad (4.56)$$

Yoğuşturucu çıkışındaki soğutkan entalpisi, $i_2 = 294,8 \text{ kJ/kg}$ olarak hesaplanmıştır. 5,45bar yoğuşturucu basıncındaki, 294,8kJ/kg entalpiye sahip sıvı R600a'nın sıcaklığı $39^\circ C$ olmaktadır [25] ki; bu sıcaklık değeri başlangıçta atanan yaklaşıklık değeri ile uyumludur.

Buna göre; $25^\circ C$ ortam sıcaklığında çalışma durumunda, yoğuşturucunun son 0,3m'lik kısmında yaklaşık $2^\circ C$ aşırı soğutma gerçekleşmekte ve sıvı fazdaki soğutkan, $39^\circ C$ sıcaklıkta yoğuşturucudan çıkmaktadır.

▪ 32°C Ortam Sıcaklığında Çalışma Durumu

İlk yaklaşıklık olarak yoğuşturucu çıkış sıcaklığı $T_2 = 44,5^\circ C$ alınacak olursa, aşırı soğutma kısmındaki logaritmik sıcaklık farkı:

$$\Delta T_m = \frac{(T_y - T_{ort.}) - (T_2 - T_{ort.})}{\ln\left(\frac{T_y - T_{ort.}}{T_2 - T_{ort.}}\right)} = \frac{(48 - 32) - (44,5 - 32)}{\ln\left(\frac{16}{12,5}\right)} = 14,2^\circ C \quad (4.54)$$

Aşırı soğutma kısmındaki ısı geçiş miktarı:

$$U_{A.S.} \cdot A_{A.S.} \cdot \Delta T_m = 4,92 \times 0,0341 \times 14,2 = 2,38 W \quad (4.55)$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{A.S.} = \dot{m}_R \cdot (i_s - i_2) = U_{A.S.} \cdot A_{A.S.} \cdot \Delta T_m = 2,38 W \Rightarrow i_2 = 309 kJ/kg \quad (4.56)$$

Yoğuşturucu çıkışındaki soğutkan entalpisi, $i_2 = 309 kJ/kg$ olarak hesaplanmıştır. 6,51bar yoğuşturucu basıncındaki, 309kJ/kg entalpiye sahip sıvı R600a'nın sıcaklığı 44,5°C olmaktadır [25] ki; bu sıcaklık değeri başlangıçta atanan yaklaşıklık değeri ile uyumludur.

Buna göre; 32°C ortam sıcaklığında çalışma durumunda, yoğuşturucunun son 0,7m'lik kısmında yaklaşık 3,5°C aşırı soğutma gerçekleşmekte ve sıvı fazdaki soğutkan, 44,5°C sıcaklıkta yoğuşturucudan çıkmaktadır.

4.1.1.4 Durma Periyodu Başında Yoğuşturucudaki Soğutkan Miktarı

▪ 25°C Ortam Sıcaklığında Çalışma Durumu

İki fazlı soğutkan, %91,8 kuruluk derecesiyle yoğuşturucuya girmekte, 11,7m boyunca 41°C sıcaklıkta ve 5,45bar basınçta yoğuşma gerçekleştikten sonra, 0,3m boyunca yaklaşık 2°C aşırı soğutma gerçekleşip, sıvı fazdaki soğutkan 39°C sıcaklıkta yoğuşturucudan çıkmaktadır. Yoğuşturucunun yoğuşma ve aşırı soğutma gerçekleşen kısımlarının iç hacimleri:

$$V_y = \pi \cdot D_i^2 / 4 \cdot L_y = 0,0001 m^3 \text{ ve } V_{A.S.} = \pi \cdot D_i^2 / 4 \cdot L_{A.S.} = (2,6E-6) m^3 \quad (4.57)$$

Yoğuşturucunun aşırı soğutma kısmında bulunan sıvı fazdaki soğutkanın ortalama sıcaklığı 40°C olup, 5,45bar basınçtaki yoğunluğu 531,2 kg/m³. Buna göre; aşırı soğutma hacmindeki sıvı soğutkan miktarı:

$$M_{A.S.} = \rho_{A.S.} \cdot V_{A.S.} = 1,38 gr \quad (4.58)$$

İki fazlı akış durumunda, yoğuşturucudaki ortalama boşluk oranı (4.59) bağıntısıyla verilmektedir. Ortalama boşluk oranı, iki fazlı akış durumundaki bir akışkanın içinde bulundurduğu buhar hacminin toplam hacme oranını ifade etmektedir.

$$\alpha = \frac{I}{I + \left(\frac{I-x}{x} \right) \cdot \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right) \cdot S} \quad [14] \quad (4.59)$$

(4.59) bağıntısındaki "S" kayma oranı olup, buhar ve sıvı faz hızları arasındaki oranı ifade etmektedir. Homojen dağılımlı bir akış gerçekleşmesi durumunda "S" kayma oranı 1 olarak alınabilir ancak; yoğuşturucuda olduğu gibi homojen olmayan bir akış söz konusu olduğunda kayma oranının 1'den farklı olması gereken değeri tespit edilmelidir. Kayma oranının hesaplanması için kullanılan Chisholm Modeli ifadesi, Denklem (4.60)'da verilmektedir.

$$S = \left[I - x \cdot \left(I - \frac{\rho_s}{\rho_b} \right) \right]^{0,5} \quad [28] \quad (4.60)$$

Yoğuşturucunun iki fazlı akış bölgesindeki ortalama kuruluk derecesi 0,459 olmaktadır. Tablo 4.3'te verilen doymuş sıvı ve doymuş buhar özellikleri de kullanılarak, (4.60) bağıntısı doğrultusunda; kayma oranı $S=4,2$ olarak hesaplanır. Buna göre, (4.59) bağıntısı doğrultusunda; ortalama boşluk oranı $\alpha=0,8844$ olur.

İki fazlı akışın gerçekleştiği yoğuşturucuda, %88,44 hacimsel oranında doymuş buhar ve %11,56 hacimsel oranında da doymuş sıvı bulunduğu kabul edilebilir. Doymuş sıvı ve doymuş buhar yoğunlukları ile söz konusu boşluk oranı dikkate alınarak, çalışma periyodunun sonunda yoğuşturucunun iki fazlı akış bölgesinde bulunan toplam soğutkan miktarı bulunabilir.

$$M_s = \rho_s \cdot V_s = 529,8 \cdot (0,0001) \cdot 0,1156 / 1000 = 6,12 \text{ gr} \quad (4.61)$$

$$M_b = \rho_b \cdot V_b = 13,99 \cdot (0,0001) \cdot 0,8844 / 1000 = 1,24 \text{ gr} \quad (4.62)$$

25°C ortam sıcaklığında çalışma durumunda, durma periyodu başlangıcında yoğuşturucuda bulunan toplam soğutkan miktarı; $M_{A.S.} + M_s + M_b = 8,74 \text{ gr}$ olmaktadır.

▪ **32°C Ortam Sıcaklığında Çalışma Durumu**

İki fazlı soğutkan, %93,9 kuruluk derecesiyle yoğuşturucuya girmekte, 11,3m boyunca 48°C sıcaklıkta ve 6,51bar basınçta yoğuşma gerçekleştikten sonra, 0,7m boyunca aşırı soğutma gerçekleşip, sıvı fazdaki soğutkan 44,5°C sıcaklıkta yoğuşturucudan çıkmaktadır. Yoğuşturucunun yoğuşma ve aşırı soğutma gerçekleşen kısımlarının iç hacimleri:

$$V_y = \pi \cdot D_i^2 / 4 \cdot L_y = (9,7E-5) m^3 \text{ ve } V_{A.S.} = \pi \cdot D_i^2 / 4 \cdot L_{A.S.} = 0,000006 m^3 \quad (4.63)$$

Yoğuşturucunun aşırı soğutma kısmında bulunan sıvı fazdaki soğutkanın ortalama sıcaklığı 46°C olup, 6,51bar basınçtaki yoğunluğu 523,1 kg/m³. Buna göre; aşırı soğutma hacmindeki sıvı soğutkan miktarı:

$$M_{A.S.} = \rho_{A.S.} \cdot V_{A.S.} = 3,14 gr \quad (4.64)$$

Yoğuşturucunun iki fazlı akış bölgesindeki ortalama kuruluk derecesi 0,4695 olmaktadır. Tablo 4.3'te verilen doymuş sıvı ve doymuş buhar özellikleri de kullanılarak, (4.60) bağıntısı doğrultusunda; kayma oranı S=3,9 olarak hesaplanır. Buna göre, (4.59) bağıntısı doğrultusunda; ortalama boşluk oranı $\alpha=0,8761$ olur.

İki fazlı akışın gerçekleştiği yoğuşturucuda, %87,61 hacimsel oranında doymuş buhar ve %12,39 hacimsel oranında da doymuş sıvı bulunduğu kabul edilebilir. Doymuş sıvı ve doymuş buhar yoğunlukları ile söz konusu boşluk oranı dikkate alınarak, çalışma periyodunun sonunda yoğuşturucunun iki fazlı akış bölgesinde bulunan toplam soğutkan miktarı bulunabilir.

$$M_s = \rho_s \cdot V_s = 520,2 \cdot (9,7E-5) \cdot 0,1239 / 1000 = 6,25 gr \quad (4.65)$$

$$M_b = \rho_b \cdot V_b = 16,7 \cdot (9,7E-5) \cdot 0,8761 / 1000 = 1,42 gr \quad (4.66)$$

32°C ortam sıcaklığında çalışma durumunda, durma periyodu başlangıcında yoğuşturucuda bulunan toplam soğutkan miktarı; $M_{A.S.} + M_s + M_b = 10,81 gr$ olmaktadır.

4.1.2 Durma Periyodu Sonunda Yoğuşturucuda Bulunan Soğutkan Miktarı

Durma periyodu esnasında, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları yaklaşık 0,75bar değerinde eşitlenmektedir. Böylece; durma periyodu sonunda yoğuşturucuda 0,75bar basınç ve ortam sıcaklığında, kızgın buhar halinde soğutkan bulunacaktır. 25°C ve 32°C ortam sıcaklıklarında, 0,75bar basınçtaki R600a buharının fiziksel özellikleri Tablo 4.4'te verilmektedir.

Tablo 4.4 Durma periyodu esnasında, yoğuşturucuda bulunan kızgın R600a özellikleri

T_{ort} [°C]	P [bar]	ρ [kg/m ³]	i [kJ/kg]	c_p [kJ/kg.K]	μ [μPa.s]	k [W/mK]
25	0,75	1,793	600,8	1,689	7,497	0,01591
32	0,75	1,749	612,7	1,719	7,666	0,01663

Durma periyodu sonunda yoğuşturucuda bulunan soğutkan miktarı; kızgın buhar yoğunluğu ile yoğuşturucu hacminin çarpımına eşit olacaktır. 12m uzunluğundaki yoğuşturucunun toplam iç hacmi; (1,03E-4)m³. Buna göre; her iki ortam sıcaklığı için de; durma periyodu sonunda yoğuşturucuda bulunan soğutkan miktarı yaklaşık **0,18gr** olmaktadır.

25°C ve 32°C ortam sıcaklıkları için, durma periyodu esnasında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkan miktarları sırasıyla; **8,56gr** ve **10,63gr** olacaktır.

Yüksek ortam sıcaklığında; çalışma periyodu esnasındaki soğutkan debisi daha düşük olduğundan, yoğuşma kapasitesi de azalmakta ve yoğuşturucuda yoğuşma daha erken tamamlanmaktadır. Farklı ortam sıcaklıklarında da olsa, yoğuşturucunun ısı geçişi performansı ve ortam ile yoğuşan akışkan arasındaki sıcaklık farkı yaklaşık olarak sabit kalmaktadır. Bu nedenle, farklı ortam sıcaklıklarında yoğuşturucudan atılan toplam ısı miktarı değişmemektedir. Yüksek ortam sıcaklığında yoğuşma daha erken tamamlandığı için yoğuşturucudaki aşırı soğutma miktarı ve dolayısıyla sıvı miktarı artmaktadır. Sıvı fazdaki soğutkanın yoğunluğu, buhar fazdakine göre çok daha yüksek olduğundan; sıvı miktarının daha fazla olması, durma periyodu esnasında gerçekleşen soğutkan göçü miktarının daha fazla olmasını da beraberinde getirmektedir.

Yapılan teorik hesaplamalarda sistemdeki toplam şarj miktarının her durum için bağımsız olarak optimum kabul edildiği göz önünde bulundurulmalıdır. Uygulamada, 25°C ortam koşulu için alınan soğutkan şarj miktarı 32°C ortam koşulu için de sabit

tutulacak olursa, yüksek ortam sıcaklığında gerekli olan şarj miktarı daha fazla olduğundan, eksik şarj durumu yoğuşturucudaki sıvı soğutkan ve aşırı soğutma miktarının daha düşük olmasına neden olacaktır. Bu nedenle; aynı şarj miktarı kullanılması durumunda, soğutkan göçü miktarının yüksek ortam sıcaklığı koşullarında daha düşük olması beklenir. Farklı ortam sıcaklıklarında yapılan deneyler neticesinde elde edilen ve Tablo 3.2’de verilen soğutkan göçü süreleri de bu yaklaşım ile uyumludur. Aynı şarj miktarı ile yapılan deneylerde, yüksek ortam sıcaklıklarındaki soğutkan göçü süresinin daha kısa olması, göç eden soğutkan miktarının da daha az olmasının bir göstergesidir.

4.2 Soğutkan Göçünün Neden olduğu Isıtma Etkisinin Hesaplanması

Soğutkan göçü sonrasında buharlaştırıcıda bulunan buhar fazındaki soğutkanın yoğuşması neticesinde, durma periyodu esnasında buharlaştırıcıdan kabin içine ısı geçişi olacaktır. Soğutkan göçü nedeni bu ısıtma etkisi, büyük bir yaklaşıklıkla, yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen ve bir önceki bölümde hesaplanan soğutkan miktarı değeri ile buharlaştırıcı basıncındaki buharlaşma gizli ısı değeri çarpımına eşit olacaktır. R600a soğutkanlı bir derin dondurucuda, durma periyodu esnasında yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları yaklaşık 0,75bar değerinde eşitlenmektedir. 0,75bar basınçtaki R600a’nın doymuş sıvı ve doymuş buhar entalpileri sırasıyla; $i_s = 157 \text{ kJ/kg}$ ve $i_b = 530,4 \text{ kJ/kg}$ olmaktadır [25]. 25°C ve 32°C ortam sıcaklıkları için göç eden soğutkan miktarları sırasıyla; 8,56gr ve 10,63gr olarak hesaplanmıştı. Buna göre; göç eden soğutkanın buharlaştırıcıda yoğuşması neticesinde ortaya çıkan ısılar:

$$T_{ort} = 25^\circ C \rightarrow Q = M \times i_{sb} = 8,56 \times (530,4 - 157) = 3196 \text{ J} \quad (4.67)$$

$$T_{ort} = 32^\circ C \rightarrow Q = M \times i_{sb} = 10,63 \times (530,4 - 157) = 3969 \text{ J} \quad (4.68)$$

Bir tam döngüde sağlanan soğutma enerjisi, (4.69) bağıntısında verildiği gibi, kabin ısı yükü ile döngü süresinin çarpımına eşit olacaktır.

$$Q_{soğ.} [J] = \dot{Q}_{kab.} [W] \times (döngü süresi) [sn] \quad (4.69)$$

Tablo 4.5’te; iki farklı ortam sıcaklığında hesaplanan soğutma enerjisi ve soğutkan göçü ısıtma enerjisi değerleri ile birlikte, soğutkan göçünün neden olduğu ısıtma

enerjisinin toplam soğutma kapasitesine oranı ısıtma etkisi olarak verilmiştir. Kabin ısı yükü ve döngü süresi ile ilgili veriler, 3.Bölüm'de anlatılan deneysel çıktılarından alınmıştır.

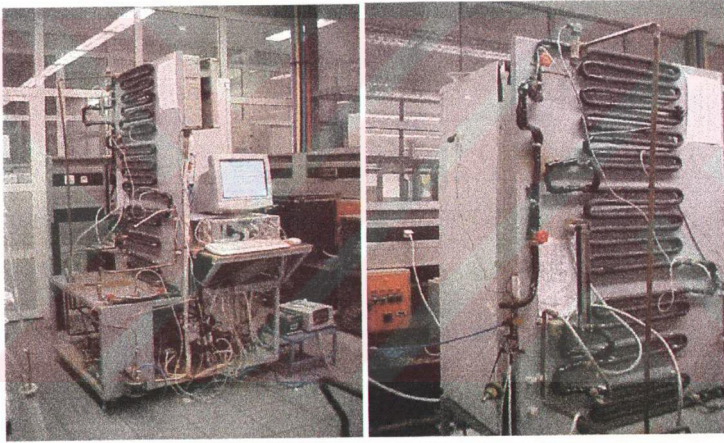
Tablo 4.5 Durma periyodu esnasında soğutkan göçünün neden olduğu ısıtma etkisi

Ortam Sıc. [oC]	Kabin İçi Sıc. [oC]	Kabin Isı Yükü [W]	Döngü Süresi [dk]	Soğutma Enerjisi [J]	S.G. Isıtma Enerjisi [J]	%Etki
25	-21,62	53,0	26,33	83729	3196	3,82%
32	-21,67	62,2	36,68	136890	3969	2,90%

Yüksek ortam sıcaklığında; optimum şarj durumunda, yoğuşturucudan buharlaştırıcıya göç eden soğutkan miktarı arttığı için, soğutkan göçünden kaynaklanan ısıtma enerjisinin mutlak değeri de artmaktadır. Ancak; dış ortam ile kabin içi arasındaki sıcaklık farkı arttığından, soğutma sisteminin sağlaması gereken soğutma enerjisinin mutlak değeri de büyük oranda artmaktadır. Toplam soğutma enerjisindeki artış oranı soğutkan göçü kaynaklı ısıtma enerjisindeki artış oranından daha fazla olduğundan; yüksek ortam sıcaklığında mutlak değerce daha fazla olmasına rağmen, soğutkan göçünün toplam soğutma kapasitesi üzerindeki ısıtma etkisi yüksek ortam sıcaklığında daha az olmaktadır.

5 DENEY DÜZENEGİ ÜZERİNDE YAPILAN PARAMETRİK İRDELEMELER

Buzdolabı döngüsel kayıpları genelinde özellikle soğutkan göçüne etken, bir önceki bölümde ayrıntılı olarak ele alınan parametrelerin kontrollü bir şekilde ele alınmasına ve etkilerinin irdelenmesine yönelik bir deney düzeneği kurulmuştur. Kurulan deney düzeneğinin genel görünümü Şekil 5.1'de verilmektedir.



Şekil 5.1 Kurulan deney düzeneğinin genel görünümü

5.1 Deney Düzeneğinin Tanıtılması

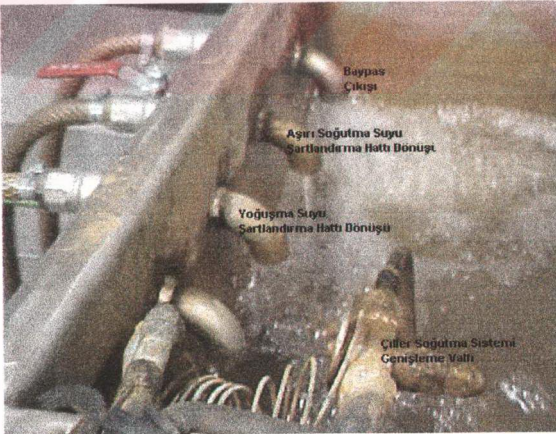
Deney düzeneği temel olarak 3 grupta incelenebilir:

- Su Hazırlama ve Şartlandırma Grubu
- Soğutma Grubu ve Hattı
- Ölçüm – Veri Toplama – Kontrol Grubu

5.1.1 Su Hazırlama ve Şartlandırma Grubu

Deneyisel çalışma öncesinde, gerekli su şartlandırma koşullarının ön tespitine yönelik olarak gerçekleştirilen optimizasyon çalışmaları neticesinde, sistemdeki maksimum su ihtiyacı yaklaşık 70 L/h olarak tespit edilmiştir. 70 L/h debi ile akışın gerçekleştiği yoğuşturucuda suyun akış hızı yaklaşık 0,3m/s olmaktadır. Bu akış hızı ve debi miktarı ile birlikte, su şartlandırma hattı üzerinde 2 adet 5L'lik ısıtıcı tankı bulunduğu ve toplam su hattı uzunluğunun yaklaşık 30m olduğu göz önünde bulundurulursa, depolanan suyun en az iki döngülük su ihtiyacını karşılaması için depolanması gereken su miktarı en az 25L olmaktadır. Su hazırlama ünitesi olarak, 100L hacminde depoya sahip 500W soğutma kapasitesinde bir su banyosu kullanılmıştır. Su banyosunda, 500W soğutma kapasitesine sahip bir kompresör ve 1400W gücünde bir ısıtıcı bulunmaktadır.

Yoğuşma ve aşırı soğutma suyu şartlandırma hatlarının, basınç ve sıcaklık açısından olası etkileşimlerinin ortadan kaldırılması amacıyla, bu iki şartlandırma hattı, birbirinden ayrı olarak su deposuna ulaştırılmışlardır. Su banyosunda ayarlanan sıcaklıkta depolanan su, depodan pompa ile sisteme basılmakla birlikte, ana pompa çıkışında bulunan bir T-parçası vasıtasıyla, sistemdeki su ihtiyacına göre depoya baypas edilmektedir. Pompa sonrası baypas hattı çıkışı ile yoğuşma suyu ve aşırı soğutma suyu şartlandırma hattı dönüşleri Şekil 5.2'de görülmektedir.



Şekil 5.2 Su banyosunun şartlandırma ve baypas hattı dönüşleri

Kurulan deney tesisatında toplam 22 geçişten oluşan yoğuşturucu, birbirleriyle farklı kombinasyonlar oluşturabilecek şekilde, 10, 7, 3 ve 2 geçişlik 4 ayrı parça şeklinde tasarlanmış ve buharlaştırıcı sabit tutulmuştur. Böylelikle V_{kond}/V_{evap} hacim oranı bağımsız bir değişken olarak sisteme uygulanabilmektedir.

Kurulan deney tesisatında, belirli bir yoğuşturma sıcaklığı ve basıncı için yoğuşturucuda yoğuşturma geçiş oranı, su giriş-çıkış sıcaklıkları ile su debisine bağlı olacaktır. Bu nedenle su şartlandırma hattındaki su giriş-çıkış sıcaklıkları ve yoğuşturma basıncı nispetinde su debisi ayarlanarak, çok parçalı olarak tasarlanan yoğuşturucunun farklı boyut kombinasyonlarında yoğuşturma ve aşırı soğutma koşulları kontrol edilebilecektir.

Farklı boyut ve yoğuşturma geçiş oranı kombinasyonlarında kullanılacak yoğuşturucunun 22/22 yoğuşturma geçiş oranı kombinasyonu ve 3 geçişlik ilave aşırı soğutucu (sub-cooler) kullanıldığı durum için yoğuşturucu çizimi Şekil A.1'de görülmektedir.

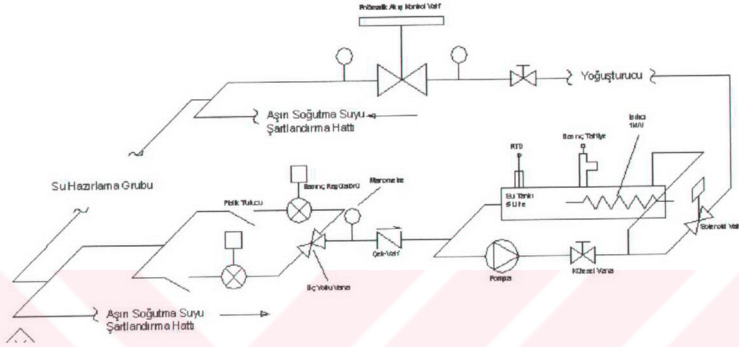
Düzenekte kullanılan ters akışlı su soğutmalı yoğuşturucu, iç içe borulu tasarlanmış olup iç taraftan soğutkan, dış taraftan ise yoğuşturma suyu akmaktadır. Soğutkan yoğuşturucu borusu olarak, 12m uzunluğunda 3/16" bakır boru kullanılmıştır. Soğutkan borusu ile arasında yoğuşturma suyunun akacağı yoğuşturucu borusu için ise 1/2" bakır soğutma borusu kullanılmıştır.

Yoğuşturucu ve aşırı soğutucu grubunun başlangıcında ve sonunda blok halinde RTD, basınç transduseri ve iğne valf üçlüsü bulunmaktadır. 10, 7, 3 ve 2 geçişlik yoğuşturucu parçaları arasında ise akışkan sıcaklığını tespit etmek üzere boru yüzeyinden termo-eleman ölçümü alınmaktadır. Yoğuşturucu ve aşırı soğutucu grubunun giriş ve çıkışındaki RTD'ler ve basınç transduserleri ile yoğuşturma sıcaklığı ve basıncı tespit edilebilecek, geçişler arasındaki termo-elamanlardan alınan sıcaklık verileri doğrultusunda da yoğuşturucudaki yoğuşturma geçiş oranı tespit edilip ayarlanabilmektedir.

Yoğuşturma geçiş oranı ve yoğuşturucuda aşırı soğutma miktarı nispetinde yoğuşturma suyunun şartlandırıldığı su şartlandırma grubu ve hattı, yoğuşturucu suyu şartlandırma grubu ve aşırı soğutma suyu şartlandırma grubu olmak üzere iki kısımda incelenebilir.

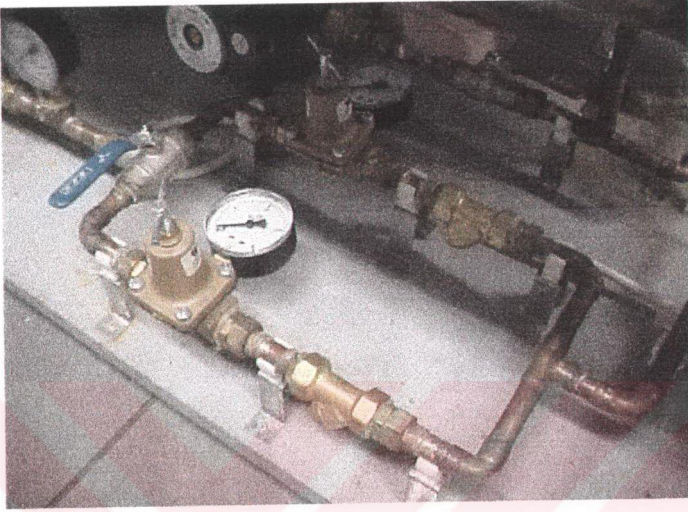
5.1.1.1 Yoğuşturucu Suyu Şartlandırma Grubu ve Hattı

Yoğuşturucu suyu şartlandırma grubu ve hattı, sistemdeki su soğutmalı yoğuşturucunun istenilen sıcaklık ve debi şartlarındaki su ihtiyacını karşılamaktadır. Yoğuşturucu suyu şartlandırma grubunun ayrıntılı çizimi, Şekil 5.3'te görülmektedir.



Şekil 5.3 Yoğuşturucu suyu şartlandırma hattı

Yoğuşturucu suyu şartlandırma grubunun su ihtiyacı, su hazırlama grubunda depolanan suyun basıldığı ana pompa ile sağlanmaktadır. Ana pompa ile su hazırlama deposundan basılan su, paralel iki boru hattına yönlendirilmektedir. Bu hatlarda öncelikle pislik tutuculardan geçen su, ardından basınç regülatörleri ile istenen basınca getirilmektedir. Regülatörlerde su basıncı 0-4 bar arasında ayarlanabilmekte ve basınç regülatörlerine bağlı manometrelerle su basıncı gözlenebilmektedir. Su hattı başlangıcındaki basınç dengeleme sürecini tek bir hatta gerçekleştirmek yerine paralel iki hat boyunca gerçekleştirmek, yoğuşturucu suyu şartlandırma hattı başlangıcındaki su debisini ikiye ayırmak suretiyle, basınç düşümünü azaltacak ve basınç dengeleme sürecinin daha kolay gerçekleştirilmesini sağlayacaktır. Pislik tutucu ve basınç regülatörlerinin bulunduğu paralel hatlar üç yollu küresel vana ile birleştirilmekte ve aynı basınca getirilen su, üç yollu vanadan geçirilerek karıştırılmaktadır. Üç yollu küresel vananın ardından hatların birleşiminden sonra, bir manometre ile su hattındaki basınç kontrolü yinelenmektedir. Sistem tamamen durdurulduğunda sistemin üst kademelerindeki suyun geri kaçmasını önlemek amacıyla, manometrenin ardında bir çekvalf bulunmaktadır. Sözü edilen paralel basınç dengeleme hatlarının fotoğrafı Şekil 5.4'te görülmektedir.

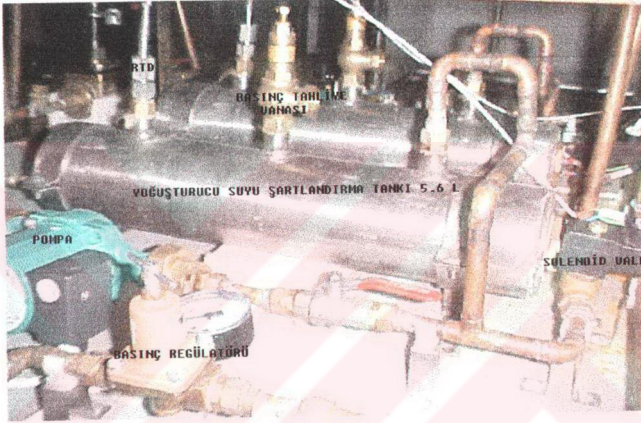


Şekil 5.4 Yoğuşturucu suyu şartlandırma grubu başlangıcındaki basınç dengeleme hattı

İstenen basınca getirilen su, çelik sac malzemeden imal edilmiş 5,6L'lik küçük bir tanka ulaşmaktadır. Bu tankın içinde 1kW güce sahip bir ısıtıcı bulunmakta ve bu ısıtıcı su şartlandırma sıcaklığını elde etmek amacıyla kullanılmaktadır. Tank içindeki suyun sıcaklığı, RTD (Elektriksel Direnç Termometresi) tipi bir sıcaklık ölçüm elemanı ile sürekli olarak tespit edilmektedir. Yoğuşturucuda ihtiyaç duyulan su sıcaklığı nispetinde ayarlanan, yoğuşturucu suyu şartlandırma tankı içindeki su sıcaklığı sağlanmak üzere, RTD ile ölçülen sıcaklık değerleri doğrultusunda, kontrol sistemi aracılığıyla ısıtıcı oransal olarak çalıştırılmaktadır.

Yoğuşturucu suyu şartlandırma tankından çıkan suyun bir kısmı yoğuşturucuya gönderilirken, bir kısmı da bir kısa-geçiş (baypas) hattı ile tekrar tanka gönderilerek ana pompadan gelen su ile karıştırılmaktadır. Bu hattaki suyun sirkülasyonunu sağlamak amacıyla hatta; en yüksek 2450 dev/dk hızda çalışan, 3 hız kademeli, ıslak rotorlu, rakorlu bir sirkülasyon pompası bulunmaktadır. Şartlandırma tankı ile gerçekleştirilen kısa-geçiş hattı sonrasında, istenen sıcaklığa şartlandırılan suyun yoğuşturucu hattına gönderilmesine yol veren bir solenoid valf bulunmaktadır. Yoğuşturucuya su gönderilmek istenmediği zamanlarda, yalnız tank ile kısa-geçiş sirkülasyonunu sağlamak üzere solenoid valf kapatılabilmektedir. Ayrıca tankın

üzerinde, yüksek basınç değerlerinde tankın cidarlarında fazladan basınç gerilmelerine mahal vermemek amacıyla, belirli emniyet basıncında atmosfere açılmak suretiyle tankın içindeki fazladan basıncı tahliye eden, 10bar işletme basıncına kadar emniyet basıncının ayarlanabildiği bir emniyet ventili (basınç tahliye vanası) bulunmaktadır. Yoğuşturucu suyu şartlandırma tankı, tank üzerindeki elemanlar ve ilgili sirkülasyon hattının bulunduğu fotoğraf Şekil 5.5'te görülmektedir. Yoğuşturucu suyu şartlandırma tankından çıkan su, belirli yoğuşma koşullarının sağlanacağı yoğuşturucu kısmına gönderilmektedir.



Şekil 5.5 Yoğuşturucu suyu şartlandırma tankı ve ilgili elemanlar

Belirli bir yoğuşma sıcaklığı ve basıncı için yoğuşturucudaki yoğuşma geçiş oranı ve dolayısıyla aşırı soğutma miktarı, yoğuşma suyu ve aşırı soğutma suyu şartlandırma hatlarındaki düzenlemeler ile sağlanmaktadır. Yoğuşma suyu şartlandırma grubu ve hattı bu doğrultuda ele alındığında, yoğuşturucuya gönderilen suyun sıcaklığının yanında debisi de önem kazanmaktadır. Bu nedenle yoğuşma suyu ihtiyaç duyulan miktarda şartlandırıldığı gibi, yoğuşturucudaki ihtiyaç doğrultusunda su debisinin de belirli oranda şartlandırılması, ayarlanması gerekir.

Kurulan deney düzeneğinde yoğuşma suyu debisi, pnömomatik kontrollü bir akış kontrol valfi ile sağlanmaktadır. Yoğuşturucudan çıkan su, pnömomatik kontrollü akış kontrol valfine geçmektedir. Akış kontrol valfi, soğutma sistemindeki kompresör basma basıncı, yoğuşturucudaki ilgili yoğuşma basıncı için gerekli olan basınç değerini alacak şekilde konum alarak suyun debisini ayarlamaktadır. Akış kontrol valfinin fotoğrafı, Şekil 5.6'da görülmektedir. Su hattı üzerindeki kütleli akış

debisinin tespit edilmesi amacıyla, iç içe borulu ve ters akışlı yoğunlaştırıcunun su girişine bir rotametre yerleştirilmiştir. 250mm gösterge uzunluğuna sahip, küresel bilyalı rotametrenin kalibrasyon verileri Tablo 5.1'de verilmektedir. Son olarak akış kontrol valfinden çıkan su, su banyosuna geri dönmektedir.

Tablo 5.1 Su hattı üzerinde kullanılan rotametrenin kalibrasyon verileri

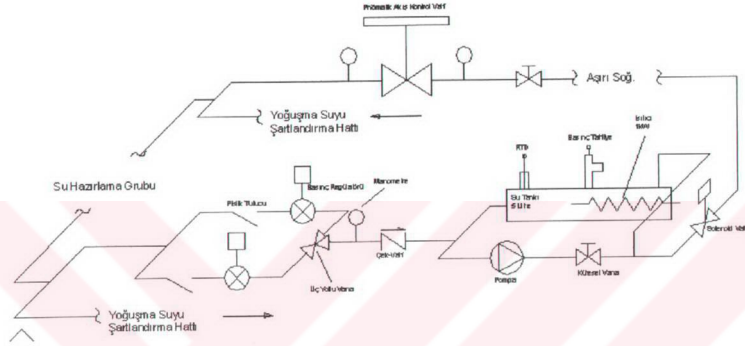
Kalib.Eğrisi: $0,0021x^2+4,5677x+3,9415$								
Uzunluk [mm]	Debi (+) [gr/dk]	Debi (-) [gr/dk]	Ort.Debi [gr/dk]	Düz.Değer [gr/dk]	Fark [gr/dk]	Debi [kg/h]	Düz.Değer [kg/h]	Fark [kg/h]
0,0	0,0	0,0	0,0	3,9	3,9	0,0	0,2	0,2
12,0	54,4	56,7	55,6	59,1	3,5	3,3	3,5	0,2
18,0	96,9	85,0	91,0	86,8	-4,1	5,5	5,2	-0,3
31,0	150,9	145,5	148,2	147,6	-0,6	8,9	8,8	-0,1
39,0	186,9	184,0	185,5	185,3	-0,2	11,1	11,1	0,0
45,0	216,9	213,8	215,4	213,7	-1,6	12,9	12,8	-0,1
53,0	253,3	252,6	253,0	251,9	-1,0	15,2	15,0	-0,1
63,0	307,6	298,2	302,9	300,0	-2,9	18,2	17,9	-0,3
70,0	335,8	331,0	333,4	334,0	0,6	20,0	19,9	-0,1
78,0	371,6	367,4	369,5	373,0	3,5	22,2	22,2	0,1
90,0	437,8	427,5	432,7	432,0	-0,6	26,0	25,7	-0,2
98,0	478,8	467,9	473,4	471,7	-1,6	28,4	28,1	-0,3
110,0	537,8	530,7	534,2	531,8	-2,4	32,1	31,6	-0,5
114,0	566,1	550,9	558,5	552,0	-6,5	33,5	32,8	-0,7
120,0	592,4	580,0	586,2	582,3	-3,9	35,2	34,6	-0,6
130,0	638,6	628,5	633,5	633,2	-0,3	38,0	37,6	-0,4
140,0	687,8	677,0	682,4	684,6	2,2	40,9	40,6	-0,4
149,0	735,6	727,6	731,6	731,2	-0,4	43,9	43,3	-0,6
160,0	793,0	789,4	791,2	788,5	-2,7	47,5	46,7	-0,8
171,0	844,4	842,9	843,7	846,4	2,8	50,6	50,0	-0,6
181,0	907,6	891,6	899,6	899,5	-0,1	54,0	53,1	-0,9
190,0	945,3	943,9	944,6	947,6	3,0	56,7	55,9	-0,8
210,0	1055,4	1059,8	1057,6	1055,8	-1,8	63,5	62,2	-1,2
220,0	1095,0	1117,8	1106,4	1110,5	4,1	66,4	65,4	-1,0
230,0	1176,9	1170,4	1173,7	1165,6	-8,0	70,4	68,6	-1,8
240,0	1221,0	1223,0	1222,0	1221,1	-0,9	73,3	71,8	-1,5
250,0	1286,1	1286,1	1286,1	1277,1	-9,0	77,2	75,0	-2,2



Şekil 5.6 Pnömatik kontrollü akış kontrol valfi

5.1.1.2 Aşırı Soğutma Suyu Şartlandırma Grubu ve Hattı

Aşırı soğutma suyu grubu ve hattı, yoğuşturucuda belirli oranda aşırı soğutma gerçekleştirmek üzere, soğutma sistemindeki su soğutmalı yoğuşturucunun aşırı soğutma gerçekleştirilecek kısmının istenilen sıcaklık ve debi şartlarındaki su ihtiyacını karşılamaktadır. Aşırı soğutma suyu şartlandırma grubunun ayrıntılı çizimi, Şekil 5.7'de görülmektedir.



Şekil 5.7 Aşırı soğutma suyu şartlandırma hattı

Aşırı soğutma suyu şartlandırma grubunun su ihtiyacı, su hazırlama grubunda depolanan suyun basıldığı ana pompa ile sağlanmaktadır. Ana pompa ile su hazırlama deposundan basılan su, paralel iki boru hattına yönlendirilmektedir. Bu hatlarda öncelikle pislik tutuculardan geçen su, ardından basınç regülatörleri ile istenen basınca getirilmektedir. Regülatörlerde su basıncı 0-4 bar arasında ayarlanabilmekte ve basınç regülatörlerine bağlı manometrelerle su basıncı gözlemlenebilmektedir. Pislik tutucu ve basınç regülatörlerinin bulunduğu paralel hatlar üç yollu küresel vana ile birleştirilmekte ve aynı basınca getirilen su, üç yollu vanadan geçirilerek karıştırılmaktadır. Üç yollu küresel vananın ardından hatların birleşiminden sonra, bir manometre ile su hattındaki basınç kontrolü yinelenmektedir. Sistem tamamen durdurulduğunda sistemin üst kademelerindeki suyun geri kaçmasını önlemek amacıyla, manometrenin ardında bir çekvalf bulunmaktadır. Sözü edilen paralel basınç dengeleme hatları, yoğuşturucu suyu şartlandırma hattındakilerle aynı olup fotoğrafı Şekil 5.4'te verilmiştir.

İstenen basınca getirilen su, çelik sac malzemeden imal edilmiş 5,6L'lik küçük bir tanka ulaşmaktadır. Bu tankın içinde 1kW güce sahip bir ısıtıcı bulunmakta ve bu ısıtıcı su şartlandırma sıcaklığını elde etmek amacıyla kullanılmaktadır. Tank

içindeki suyun sıcaklığı, RTD (Elektriksel Direnç Termometresi) tipi bir sıcaklık ölçüm elemanı ile sürekli olarak tespit edilmektedir. Belirli bir yoğuşma geçiş oranı ve dolayısıyla aşırı soğutma miktarı için yoğuşturucuda ihtiyaç duyulan su sıcaklığı nispetinde ayarlanan, aşırı soğutma suyu şartlandırma tankı içindeki su sıcaklığı sağlanmak üzere, RTD ile ölçülen sıcaklık değerleri doğrultusunda, kontrol sistemi aracılığıyla ısıtıcı devreye girip çıkmaktadır.

Aşırı soğutma suyu şartlandırma tankından çıkan suyun bir kısmı yoğuşturucuya gönderilirken, bir kısmı da bir kısa-geçiş (bypass) hattı ile tekrar tanka gönderilerek ana pompadan gelen su ile karıştırılmaktadır. Bu hattaki suyun sirkülasyonunu sağlamak amacıyla hatta; en yüksek 2450 dev/dk hızda çalışan, 3 hız kademeli, ıslak rotorlu, rakorlu bir sirkülasyon pompası bulunmaktadır. Şartlandırma tankı ile gerçekleştirilen kısa-geçiş hattı sonrasında, istenen sıcaklığa şartlandırılan suyun, yoğuşturucunun aşırı soğutma kısmına gönderilmesine yol veren bir solenoid valf bulunmaktadır. Ayrıca tankın üzerinde, yüksek basınç değerlerinde tankın cidarlarında fazladan basınç gerilmelerine mahal vermemek amacıyla, belirli emniyet basıncında atmosfere açılmak suretiyle tankın içindeki fazladan basıncı tahliye eden, 10bar işletme basıncına kadar emniyet basıncının ayarlanabildiği bir emniyet ventili (basınç tahliye vanası) bulunmaktadır. Aşırı soğutma suyu şartlandırma tankından çıkan su, yoğuşturucunun aşırı soğutma gerçekleştirilen kısmına veya ilave bir aşırı soğutucuya gönderilmektedir.

Kurulan deney düzeneğinde, ısıtıcı bulunan su şartlandırma tankında aşırı soğutma suyu sıcaklığının şartlandırılması ile birlikte yoğuşma suyu şartlandırma hattında olduğu gibi, aşırı soğutma suyu debisi de pnömatik kontrollü bir akış kontrol valfi ile sağlanmaktadır. Aşırı soğutma grubundan çıkan su, pnömatik kontrollü akış kontrol valfine geçmektedir. Akış kontrol valfi, aşırı soğutucu çıkışındaki sıcaklık istenen aşırı soğutma miktarını sağlayacak şekilde konum alarak suyun debisini ayarlamaktadır. Böylelikle, yoğuşturucu suyu şartlandırma hattındaki su debisinin ayarlanması ile birlikte, istenen aşırı soğutma miktarı nispetinde aşırı soğutma suyu debisi de ayarlanmakta ve aşırı soğutma suyu şartlandırma tankındaki ısıtıcı, yoğuşturucu suyu şartlandırma tankındaki ısıtıcıdan daha düşük bir sıcaklığa ayarlanarak yoğuşturucuda belirli geçiş oranında yoğuşma ve aşırı soğutma sağlanmaktadır. Son olarak akış kontrol valfinden çıkan su, su banyosuna geri dönmektedir.

5.1.2 Soğutma Grubu ve Hattı

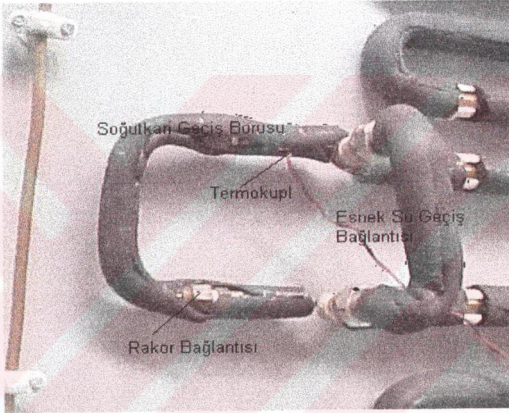
Deney düzeneğinde kullanılan soğutma grubu klasik buhar sıkıştırımlı bir sistem olup, soğutucu akışkan olarak R600a soğutkanı kullanılmaktadır. Geleneksel bir derin dondurucunun kompresör ve buharlaştırıcısı değiştirilmeden alınmıştır.

Derin dondurucuda kullanılan buharlaştırıcı, açık telli-borulu olup 5 sıra raf şeklinde dağılmaktadır. Buharlaştırıcı, 8mm çapında ve 0,71mm et kalınlığında çelik borulardan müteşekkildir. Soğutma sisteminde 0,66x3000 boyutlarında kılcal genişleme borusu (kapileri) kullanılmış olup, kapilerinin bir kısmı ile birlikte dönüş borusu-kapileri ısı değiştiricisini oluşturan dönüş borusunun uzunluğu 2700mm'dir. Buharlaştırıcının genel görünümü Şekil 3.11(a)'da verilmiştir.

Buharlaştırıcıda kabin içi soğutmayı gerçekleştirdikten sonra kompresöre ulaşan soğutkan, kızgın buhar fazında bulunmakta ve kompresörde sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artırılmaktadır. Kızgınlık derecesi daha da artmış olan soğutkan, düşük kızgınlıkta yoğuşturucuya ulaşmaktadır. Yoğuşmanın yoğuşturucuda başlamasını sağlamak amacıyla, kompresör ile yoğuşturucu arasındaki flanş hattı iptal edilmiştir. Düzenekte kullanılan yoğuşturucu, Bölüm 5.1'in başında değinildiği ve Şekil A.1'de gösterildiği üzere, iç taraftan 3/16" çapında bakır soğutkan borusunun geçtiği, iç içe borulu tipte, su soğutmalı ve ters akışlı bir yoğuşturucudur. Yoğuşturucuda yoğuşma geçiş oranı ve yoğuşturucu boyutu gibi parametreleri deneysel olarak kontrol edebilmek amacıyla, önceki bölümlerde de değinildiği gibi, yoğuşturucu 10, 7, 3 ve 2 geçişlik parçalar halinde tasarlanmıştır. Ayrıca yoğuşturucuya ek olarak bir de 3 geçişlik ilave aşırı soğutucu bulunmaktadır. Geçişler arasındaki soğutkan borusu bağlantıları rakorlu bağlantı elemanları ile sağlanmıştır. Su soğutmalı yoğuşturucu olgusunu tam olarak karakterize etmek amacıyla, yoğuşma ve aşırı soğutmanın yalnızca soğutkan ile yoğuşturucu suyu arasındaki ısı geçişine bağlı olması ve yoğuşturucudaki su sıcaklıklarının kararlı kalmasını sağlamak için, yoğuşturucu su borularının hava ile temasta bulunan dış kısımları yalıtılmıştır. Gerekli görülen yerlerde, hava ile temasta olan, su boruları dışındaki çıplak soğutkan boruları da yalıtılmıştır. Şekil 5.8'de yoğuşturucu geçişleri arasındaki soğutkan ve su bağlantıları görülmektedir.

Yoğuşturucunun soğutkan hattı girişinde, basınç ölçümü ve elektriksel direnç termometresi (RTD) ile sıcaklık ölçümü alınmaktadır. Yoğuşturucu girişinde, basınç transduseri, RTD, iğne valf üçlü bloğu ile alınan bu ölçümler sayesinde yoğuşturucudaki yoğuşma basıncı ve sıcaklığı tespit edilebilmektedir. Şekil 5.8'de

de görüldüğü gibi, yoğuşturucu geçişleri arasında soğutkan borusu yüzeyine lehimlenmiş termo-elemanlar ile sıcaklık ölçümü yapılmakta, böylece yoğuşturucu girişinde alınan sıcaklık ve basınç ölçümleri ile birlikte değerlendirildiklerinde, ilgili geçişteki soğutkanın faz durumu tespit edilebilmektedir. Tespit edilen faz durumu doğrultusunda, yoğuşturucudaki su koşulları (sıcaklık, debi), su hazırlama ve şartlandırma hatları boyunca şartlandırılarak, söz konusu yoğuşturucu boyutundaki istenen yoğuşıma koşulları sağlanabilmektedir. Ayrıca yoğuşıma ve aşırı soğutma grubunun ana çıkışında da üçlü blok halinde basınç transduseri, RTD ve iğne valf bulunmaktadır. Bu bloktan alınan basınç ve sıcaklık verileri doğrultusunda da yoğuşturucudaki aşırı soğutma miktarı tespit edilip ayarlanabilecektir.



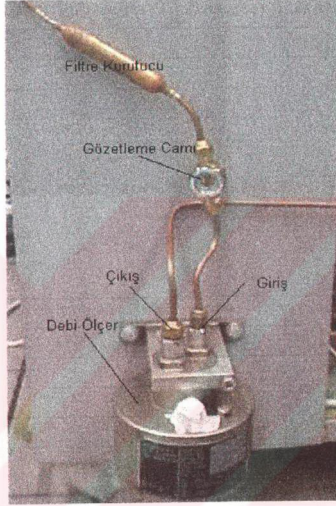
Şekil 5.8 Yoğuşturucu geçişleri arasındaki soğutkan ve su bağlantıları

Yoğuşturucuda belirli oranda aşırı soğutmaya maruz kalan sıvı fazdaki soğutkan, yoğuşturucudan çıktıktan sonra, filtre-kurutucu (drayer) elemanından geçirilerek nem ve pislikten arındırılmaktadır. Filtre kurutucunun ardında yer alan gözetleme camı aracılığıyla soğutkanın sıvı fazda olup olmadığı görsel olarak da kontrol edilebilmektedir. Filtre kurutucunun ardından, deney düzeneğinde “Coriolis Kuvvetleri” prensibi ile çalışan bir debi-ölçer bulunmaktadır. Şekil 5.9’da düzenekte kullanılan filtre kurutucu, gözetleme camı ve debi-ölçer görülmektedir.

Kullanılan Danfoss Massflo Mass2100-DI1.5mm debi ölçer, Coriolis Kuvvetleri ($F_c = 2 \cdot m \cdot v \cdot \omega = 2 \cdot q_m \cdot \omega$) prensibine göre çalışmakta ve 0-65 kg/h debi aralığında ölçüm yapabilmektedir. Ölçülen debi miktarına bağlı olarak debiölçerin ölçüm belirsizliği Denklem (5.1) şeklinde verilmektedir:

$$E = \pm \sqrt{(0,15)^2 + \left(\frac{Z \cdot 100}{q_m} \right)^2} \quad (5.1)$$

Denklem (3.1)'de; E %hata, Z sıfır hatası [kg/h], q_m kütsel akış debisini [kg/h] ifade etmektedir. Tespit edilen en büyük sıfır noktası hatası; 0,002 kg/h olarak verilmektedir.



Şekil 5.9 Filtre kurutucu, gözetleme camı ve debi-ölçer

Debi-ölçerden çıkan sıvı fazda ve yüksek basınçtaki soğutkan, buharlaştırıcı basıncına genişlemek üzere 0,66x3000 boyutlarındaki kılcal genişleme borusuna girmektedir. Kılcal boruda buharlaştırıcı basıncına genişleyen soğutkan, kılcal boru – dönüş borusu ısı değişicisine (KDİD) ve buradan da buharlaştırıcıya ulaşmakta ve böylece soğutma çevrimi tamamlanmaktadır.

5.1.3 Ölçüm, Veri Toplama ve Kontrol Grubu

Mekanik tesisat ile ilgili unsurları önceki bölümlerde anlatılan deney düzeneğinde, tesisattaki sıcaklık, basınç, debi ölçümlerinin ve elektriksel ölçümlerin gerçekleştirildiği bir grup ölçüm elemanı, bu ölçümlerden alınan verilerin toplanıp bilgisayar ortamına iletilerek analiz edilmesine imkan sağlayan bir veri toplama

sistemi ve deney düzeneğinin otomatik kontrolünün gerçekleştirileceği bir kontrol sistemi bulunmaktadır.

5.1.3.1 Deneysel Ölçümler, Ölçüm Elemanları ve Veri Toplama

Veri toplama işlemi, ölçüm aletlerinden alınan sıcaklık ve basınç verileri ile elektriksel ölçüm verilerinin analiz edilmek üzere, elektronik kartlar ve bir yazılım programı ile bilgisayar ortamına aktarılmasını kapsamaktadır. Kurulan deney düzeneğinde veri toplama ünitesi olarak, 20'şer girişe sahip 3 adet elektronik kartın bulunduğu "HP Agilent 34970A " model bir veri toplama ünitesi kullanılmıştır. "HP Agilent 34970A"nın fotoğrafı Şekil 5.10'da görülmektedir. HP 34970A'da toplanan verilerin bilgisayar ortamına aktarılması ise HP VEE tabanlı bir yazılım programı ile gerçekleştirilmiştir. Veri toplama ünitesindeki 3 adet elektronik karta sıcaklık ölçümü için 27 adet termo-eleman (TC), 6 adet RTD (elektriksel direnç termometresi) ve basınç ölçümü için de 5 adet basınç transduseri bağlanmış bulunmaktadır. Bu ölçüm elemanlarının sistemdeki kullanım yerlerine göre isimleri ve veri toplama kartlarındaki bağlantı numaraları, kullanım aralıkları ve dolayısıyla kalibrasyonlarının gerçekleştirildiği ölçüm aralıkları Tablo 5.2'de verilmiştir. Ölçüm elemanlarının bağlantılarının gerçekleştirildiği kanal numaralarının ilk hanesi, ölçüm elemanın bulunduğu kartı, son iki hanesi ise kart üzerindeki bağlantı giriş numarasını ifade etmektedir. Örneğin; 312 no'lu kanal, 3. kartın 12 numaralı girişinde bulunmaktadır.



Şekil 5.10 "HP Agilent 34970A" veri toplama ünitesi

Tablo 5.2 Kanal numaraları ile sıcaklık ve basınç ölçüm aletleri ve ölçüm aralıkları

Kanal No	Tanımlama	Kalibrasyon Aralığı
111	Kapileri Evap. Giriş TC	(-40) ~ 40 oC
112	Evap. 1/1 TC	(-40) ~ 40 oC
113	Evap. 2/1 TC	(-40) ~ 40 oC
114	Evap. 1/2 TC	(-40) ~ 40 oC
115	Evap. 2/2 TC	(-40) ~ 40 oC
116	Evap. 1/3 TC	(-40) ~ 40 oC
117	Evap. 2/3 TC	(-40) ~ 40 oC
118	Evap. 1/4 TC	(-40) ~ 40 oC
119	Evap. 2/4 TC	(-40) ~ 40 oC
120	Evap. 1/5 TC	(-40) ~ 40 oC
211	Evap. 2/5 TC	(-40) ~ 40 oC
212	Evap. Alt TC	(-40) ~ 40 oC
213	Evap. Üst TC	(-40) ~ 40 oC
214	Evap. Çıkış TC	(-40) ~ 40 oC
215	Termostat Kuyruğu TC	(-40) ~ 40 oC
216	Kabin İç 1.Raf TC	(-40) ~ 40 oC
217	Kabin İç 2.Raf TC	(-40) ~ 40 oC
218	Kabin İç 3.Raf TC	(-40) ~ 40 oC
219	Kabin İç 4.Raf TC	(-40) ~ 40 oC
220	Kabin İç 5.Raf TC	(-40) ~ 40 oC
301	Komp. Emme RTD	10 ~ 50 oC
302	Kond. Ana Giriş RTD	20 ~ 70 oC
314	Kond. 10Pas Çıkış TC	10 ~ 60 oC
315	Kond. 7Pas Çıkış TC	10 ~ 60 oC
316	Kond. 3Pas Çıkış TC	10 ~ 60 oC
317	Kond. 2Pas Çıkış TC	10 ~ 60 oC
318	Sub-Cool Çıkış TC	10 ~ 60 oC
308	Kond.+SC Ana Çıkış RTD	0 ~ 60 oC
309	Komp. Basma RTD	20 ~ 80 oC
319	Komp. Kafa TC	20 ~ 80 oC
320	Komp. Kafa Alt TC	20 ~ 80 oC
312	SC. Suyu Isıtıcısı RTD	10 ~ 50 oC
313	Kond. Suyu Isıtıcısı	10 ~ 60 oC
303	Evap. Giriş Basınç Transd.	0 ~ 10 bar
304	Komp. Emme Basınç Tr.	0 ~ 10 bar
305	Kond. Ana Giriş Basınç Tr.	0,25 ~ 10 bar
306	Kond.+SC Ana Çıkış B.Tr.	0,25 ~ 10 bar
307	Komp. Basma Basınç Tr.	0,25 ~ 10 bar

▪ Sıcaklık Ölçümleri:

Deney düzeneğinde, soğutkan ve su hattı üzerindeki 6 adet RTD ve 27 adet termo-eleman ile toplam 33 adet sıcaklık verisi alınmaktadır. Sistemin kontrolü açısından önem arzeden ve doğrudan akış içinden ölçüm alınmasının daha doğru olacağı kısımlarda sıcaklık ölçümü RTD ile gerçekleştirilmiştir. Kompresör emme ve basma sıcaklıkları, basınç verileri ile birlikte sistemin buharlaşma ve yoğunlaşma koşullarının, dolayısıyla termodinamik karakteristiğinin ortaya konmasını sağlayacaktır. Yoğuşturucu ana girişi ve aşırı soğutma sonrası yoğuşturucu ana çıkışındaki sıcaklık verileri, ilgili yoğunlaşma basıncı ile birlikte değerlendirildiklerinde, yoğuşturucudaki yoğunlaşma ve aşırı soğutma miktarlarının tespiti açısından önemlidir. Soğutkan hattı üzerindeki bu 4 noktada sıcaklık ölçümü RTD kullanmak suretiyle doğrudan akış içinden alınmışlardır. Tablo 5.2'de görüldüğü üzere, soğutkan hattı üzerindeki diğer sıcaklık ölçümleri, boru yüzeyinden termo-elemanlar ile gerçekleştirilmiştir. Sistemin önemli kontrol parametrelerinden yoğunlaşma ve aşırı soğutma suyu sıcaklıkları su şartlandırma tanklarında ayarlanmaktadır. Bu şartlandırma tanklarındaki su sıcaklıkları da RTD kullanılarak ölçülmektedir.

Soğutkan hattı ve su hattı üzerinde kullanılan bütün RTD'lerin kalibrasyonu su banyosunda, "Guildline 5150" dijital kalibrasyon termometresi referans alınarak gerçekleştirilmiştir. Kalibrasyon işlemi, Tablo 5.2'de verilen kalibrasyon aralıklarında, 10-20 dakika süresince 2,5 saniyede bir veri toplanarak gerçekleştirilmiştir. Tablo B.1 Tablo B.6 arasında 6 adet RTD için gerçekleştirilen kalibrasyon işleminin dökümü verilmektedir.

RTD'lerin ölçüm belirsizlikleri hesaplanırken kalibrasyon eğrisinin uygulanması neticesinde ortaya çıkan düzeltilmiş değer ile referans sıcaklığı arasındaki en büyük farkın elde edildiği sıcaklıktaki fark değeri esas alınmıştır. Daha sonra, bu sıcaklıkta alınan verilerin Student t-dağılımına göre ölçüm belirsizliği tespit edilmiş ve referans termometrenin belirsizliği ile birlikte en büyük fark değerine eklenmiştir. Böylece her RTD için maksimum toplam belirsizlik elde edilmiştir. Maksimum toplam belirsizlik hesaplanırken, referans termometrenin ölçüm belirsizliği yaklaşık olarak $0,05^{\circ}\text{C}$ alınmıştır. Student t-dağılımı ile elde edilen ölçüm belirsizliği; Denklem 5.2 bağıntısı ile verilmektedir.

$$\pm \Delta = \frac{t \cdot \sigma}{\sqrt{v}} \quad [16] \quad (5.2)$$

$\pm\Delta$: tek bir referans değeri için toplanan verilerin ölçüm belirsizliği

σ : tek bir referans değeri için toplanan verilerin standart sapması

$v = n - 1$ (serbestlik derecesi = ölçüm sayısı - 1)

t : Student t-dağılımına göre tanımlanmış ve serbestlik derecesi ile güvenilirlik aralığına göre ilgili tablolarda verilen t-değeri [16]

Soğutkan hattı üzerinde kullanılan termo-elemanların kalibrasyonu, Fluke 5500A Kalibratörü ile gerçekleştirilmiştir. Fluke 5500A'nın belirsizliği $\pm 0,1^\circ\text{C}$ olarak verilmiştir. Bu işlem, doğrudan termo-elemanların kalibrasyonu şeklinde değil, termo-elemanların veri toplama kartları üzerindeki girişlerinin kalibre edilmesi yoluyla gerçekleştirilmiştir. Elektronik kartlar üzerindeki girişlerin ortamdaki ses dalgalarının ve hava akımlarının neden olduğu salınımlardan etkilenmemesi amacıyla elektronik kartların içi pamuk ile döşenmiştir. Deneysel çalışmalar esnasında alınan ölçüm sonuçlarının doğruluğu için bu salınımların $\pm 0,1^\circ\text{C}$ kabul edilebilir aralıkta kalması gerekmektedir. Ayrıca salınımları en aza indirmek ve ölçüm aletlerinin bağlandığı kart bölgesinde homojen bir sıcaklık dağılımı sağlamak amacıyla, elektronik kartların ilk 10 girişine termokupl bağlanmamıştır.

Termo-elemanların kalibrasyon işlemi, Tablo 5.2'de verilen kalibrasyon aralıklarında, yaklaşık 10 dakika süresince 10 saniyede bir veri toplanarak gerçekleştirilmiştir. Termo-elemanların ölçüm belirsizlikleri hesaplanırken kalibrasyon eğrisinin uygulanması neticesinde ortaya çıkan düzeltilmiş değer ile referans sıcaklığı arasındaki en büyük farkın elde edildiği sıcaklıktaki fark değeri esas alınmıştır. Student t-dağılımı ve kalibratörden gelen belirsizlikler de hesaba katıldığında, termo-elemanlar için en büyük toplam belirsizlik $\pm 0,2^\circ\text{C}$ olmaktadır.

▪ Basınç Ölçümleri:

Kurulan deney düzeneğinde, 2 tane alçak basınç ve 3 tane yüksek basınç tarafında olmak üzere, soğutkan hattı üzerinde toplam 5 adet basınç ölçümü alınmaktadır. Soğutma sisteminin alçak basınç kısmında kalan buharlaştırıcı giriş ve kompresör emme noktalarında basınç ölçümü 0-10 bar basınç aralığına sahip basınç transduserleri, sistemin yüksek basınç kısmındaki kompresör basma, yoğusturucu giriş ve yoğusturucu çıkış noktalarında ise 0-40 bar basınç aralığına sahip basınç transduserleri ile gerçekleştirilmektedir. Verilen basınç aralıklarında analog basınç değerlerini algılayan transduserler 4-20mA ya da 0-10V aralıklarında elektriksel çıkış

vermektedirler. Basınç transduserleri 24VDC güç kaynağından beslenmektedir. Algılanan basınç doğrultusunda verilen elektriksel çıkış sinyali veri toplama ünitesi elektronik kartı vasıtasıyla okunmakta ve daha önce sözü edilen yazılım programı ile, basınç ve elektriksel çıkış aralıkları göz önünde bulundurularak "bar" cinsinden basınç verilerine dönüştürülmekte ve bilgisayar ortamına aktarılmaktadır.

Basınç transduserlerinin kalibrasyonu, TÜBİTAK UME tarafından kalibre edilmiş, 0-150 psi basınç aralığına sahip bir standart manometre referans alınarak gerçekleştirilmiştir. Kalibrasyon işlemi, Tablo 5.2'de verilen kalibrasyon aralıklarında, basıncın arttığı ve azaldığı durumlar için ayrı ayrı gerçekleştirilmiş ve böylece transduserlerin histerisleri de tespit edilmiştir. Kalibrasyon esnasında, daha geniş bir sayısal okuma aralığı elde etmek ve referans manometre ile karşılaştırma kolaylığı sağlamak amacıyla, basınç verileri "psi" birimiyle toplanmıştır. Kalibrasyon eğrileri tespit edildikten sonra, düzeltilmiş değerler tekrar "bar" birimine dönüştürülüp veri toplama yazılımında basınçlar "bar" cinsinden okunmuştur. Deney düzeneğinde kullanılan 5 adet basınç transduseri için kalibrasyon dökümü Tablo C.1 - Tablo C.5 arasında verilmiştir. Toplam belirsizlik hesaplanırken kalibrasyon neticesinde elde edilmiş düzeltilmiş değer ile referans değer arasındaki fark esas alınmış ve bu değere histeris hatası ile referans manometrenin belirsizliği de eklenerek maksimum toplam belirsizlik tespit edilmiştir. Kullanılan referans manometrenin UME tarafından verilen kalibrasyon belirsizliği %0,25'tir.

▪ *Elektriksel Ölçümler:*

Çalışma periyodu esnasında kompresör tarafından çekilen akım, harcanan güç ve enerji ile kompresöre verilen gerilim değerleri "ION Data" güç analizörü ile ölçülmüştür. Akım ölçüm belirsizliği %0,8; güç ve enerji ölçümleri için belirsizlik %0,35'tir.

5.1.3.2 Kontrol Sistemi

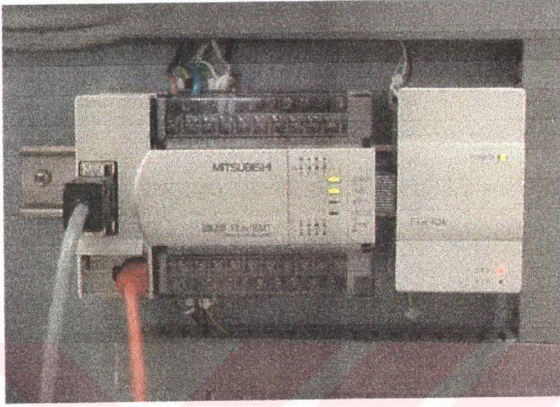
Sistem kontrolü temel olarak, su şartlandırma tankı sıcaklıklarının kontrolü ve sistemde dolaşan su debisinin kontrolü olmak üzere iki grupta gerçekleştirilmektedir. Su sıcaklığı ve debisinin kontrolü ile dolaylı olarak, yoğunlaşma sıcaklığı ve basıncı, yoğunlaştırıcuda yoğunlaşma oranı ve aşırı soğutma miktarı kontrol edilebilecektir. Ayrıca, döngü süresi ve kompresörün çalışma süresi oranı programlanabilir denetleyici (PLC) vasıtasıyla zamanlanabilmektedir. Böylece döngü süresi ve çalışma süresi oranı, kontrollü değişkenler olarak sisteme uygulanabilmektedirler.

Yoğuşturucuda istenen yoğuşma geçiş oranı ve aşırı soğutma miktarı doğrultusunda su şartlandırma sıcaklıklarını elde etmek amacıyla, yoğuşma suyu ve aşırı soğutma suyu tanklarının içinde 1kW güce sahip birer tane ısıtıcı bulunmaktadır. Tanklar içindeki su sıcaklıkları, RTD (Elektriksel Direnç Termometresi) tipi sıcaklık ölçüm elemanları ile sürekli olarak tespit edilmektedir. Yoğuşturucuda ihtiyaç duyulan su sıcaklığı nispetinde ayarlanan, yoğuşturucu suyu şartlandırma tankı içindeki su sıcaklığı sağlanmak üzere, RTD ile ölçülen sıcaklık değerleri doğrultusunda, kontrol sistemi aracılığıyla ısıtıcı oransal olarak çalıştırılmaktadır. RTD'lerden alınan sıcaklık verileri kontrol programı aracılığıyla istenen (ayarlanan, set edilen) sıcaklıkla karşılaştırılmakta ve uygun bir çıkış sinyaline dönüştürülerek ısıtıcı kapasitesi oransal olarak kontrol edilmektedir. RTD sıcaklık verileri doğrultusunda ısıtıcı gücünün kontrolü PID kontrol ile sağlanmakta ve bu kontrol gerçekleştirilirken PLC (Programlanabilir Denetleyici) kullanılmaktadır. Tank sıcaklığı verileri ve istenen sıcaklık değeri doğrultusunda alınan çıkış sinyalleri, her iki tank için elektrik panosunda bulunan rölelere kumanda etmekte ve röleler de programlanabilir denetleyiciye (PLC), PID kontrolü için girdi teşkil edecek çıkışlar vermektedir. Kontrol denetleyicisi olarak PLC (Programmable Logic Controller – Programlanabilir Denetleyici) kullanmak, her eleman için ayrı bir PID cihazı kullanılmamasını ortadan kaldıracak ve kontrol teçhizatının daha kolay denetlenebilir olmasını sağlayacaktır.

Programlanabilir denetleyici, ilgili sistemin kontrolü ile alakalı bir dizi görevin gerçekleştirilmesi amacıyla, kullanıcı tarafından programlanabilen bir kontrol cihazıdır. PLC'de gerçekleştirilecek kontrol ile ilgili bu bir dizi görev, programlanabilir denetleyici tarafından alınan giriş sinyalleri tarafından ya da zaman gecikmesi gibi geciktirilmiş etkiler yoluyla başlatılır. Bir kontrol olayı PLC tarafından tetiklendiğinde, kontrol parametreleri sisteme on/off elektronik kontrol ya da sistemdeki ilgili cihazların uyarılması şeklinde yansır. [17]

Düzenleme, geri besleme kontrolü ve benzer fonksiyonlar gibi sürekli işlemlerin gerçekleştirilmesinde PLC'nin kapasitesini artıran bir takım özel fonksiyonlar da PLC'de uygulanabilir. Programlanabilir denetleyicilerde bu amaçla PID (Doğrusal–İntegral–Türevsel Etki) kontrolü, uygun kontrol sistemlerinde sıklıkla tercih edilen bir kontrol yöntemidir [18]. Kurulan deney düzeneğinde, su şartlandırma tanklarında bulunan RTD'lerden alınan sıcaklık verileri doğrultusunda ısıtıcı kapasitelerinin ayarlanması, Mitsubishi FX-2N programlanabilir denetleyicide PID kontrolü

uygulanarak gerçekleştirilmektedir. Şekil 5.11'de bu denetleyicinin bir fotoğrafı görülmektedir.

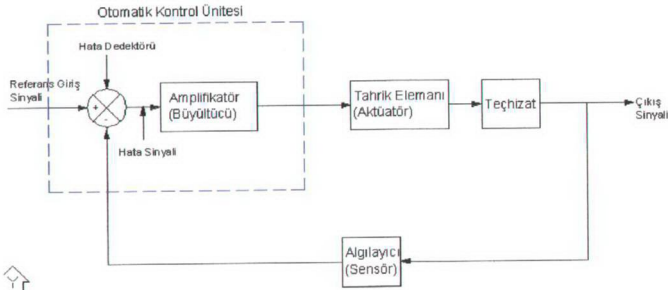


Şekil 5.11 Mitsubishi FX-2N Programlanabilir Denetleyici (PLC)

Bütün kontrol sistemleri, Şekil 5.12'de verilen blok diyagramında görüldüğü gibi, kontrol edilen sistemde bulunan bir ölçüm elemanından ya da sensörden alınan verinin istenen referans değeri ile karşılaştırılması ve ortaya çıkan hata sinyalinin büyütülerek düzeltilmesi esasına dayanır. Bu kontrol işleminin gerçekleştirilmesi, referans değerın sağlanması doğrultusunda açma-kapama şeklinde iki pozisyonlu olarak gerçekleştirilebildiği gibi, döngüsel kayıpların irdelenmesine yönelik kurulan deney düzeneğinde olduğu gibi çoğu zaman oransal bir kontrole de ihtiyaç duyulabilir. Kontrol işlemi, giriş sinyaline cevabın teşkil ettiği transfer fonksiyonunun yapısı itibari ile doğrusal, integral ve türevsel etkilerin tek başına ya da birbirlerinin kombinasyonu şeklinde uygulanmasıyla gerçekleştirilir.

e(t) referans değeri ile ilgili ölçüm elemanından ölçülen değeri arasındaki hata ile tanımlanan, amplifikatöre giriş sinyali, u(t) kontrol sisteminden alınan çıkış sinyali ve U(s) ile E(s) söz konusu sinyallerin Laplace dönüşümü ile ifade edilen fonksiyonel tanımları olmak üzere, bir kontrol sisteminin transfer fonksiyonu; $G(s) = \frac{U(s)}{E(s)}$

şeklinde ifade edilir. Buradaki K_p , doğrusal etki katsayısı ya da doğrusal kazanç (proportional gain) olarak tanımlanabilir. Gerçek mekanizma ve gerçek mekanizmanın çalışmasındaki etken güç ne olursa olsun, doğrusal kontrol elemanı ayarlanabilir oranda bir büyütücü (amplifikatör) vazifesi göreceklerdir. [19]



Şekil 5.12 Bir endüstriyel kontrol sisteminin blok diyagramı

Bir kontrol sistemindeki integral etki (integral control action), çıkış sinyalinin zamanla değişim oranı ile giriş sinyali arasındaki, $\frac{du(t)}{dt} = K_i \cdot e(t)$ bağıntısı ile ifade edilir.

Burada K_i integral sabiti olup doğrusal kazançla bağlı olarak, $K_i = \frac{K_p}{T_i}$ bağıntısı ile ifade edilir. T_i integral zaman sabitidir. Buna göre [19]:

$$u(t) = K_i \cdot \int_0^t e(t) dt \Rightarrow \frac{U(s)}{E(s)} = \frac{K_i}{s} \quad (5.3)$$

Giriş sinyali $e(t)$ 'nin değeri iki katına çıktığında, çıkış sinyali fonksiyonu $u(t)$ de iki kat daha hızlı bir değişim gösterecektir. Kontrol hata sinyali, yani amplifikatör giriş sinyali sıfırlandığında, çıkış sinyali $u(t)$ sabitlenecektir.

Doğrusal ve integral etkilerin birlikte uygulandığı sistemlerde; integral zamanı T_i 'nin değişimi yalnız integral kontrolü etkilerken, doğrusal kazanç K_p 'nin değişimi kontrol sisteminin hem doğrusal hem de integral kısmını etkileyecektir. Sıfırlama oranı (reset rate) $1/T_i$, kontrolün doğrusal cevabının iki katına çıktığı dakikadaki tekrarlanma sayısıdır. [19]

▪ PID (Doğrusal-İntegral-Türevsel) Kontrolü ve Uygulanması

Doğrusal, türevsel ve integral etkilerin birlikte uygulandığı PID kontrollü sistemlerde çıkış sinyali fonksiyonunun giriş sinyaline bağlı ifadesi (5.4) ve üç kontrol parametresinin birleşik etkisinin görülebileceği PID kontrollü sistemin transfer fonksiyonu (5.5):

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt + K_p \cdot T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (5.4)$$

$$\Rightarrow \frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{I}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s \right) \quad (5.5)$$

Transfer fonksiyonunda “1/s” integrasyon etkisi (integrator) olmayan doğrusal kontrollü bir sistemin basamak giriş sinyaline cevabında bir sabit hata (steady-state error) ya da kayma (offset) olacaktır. Kontrol elemanına integral kontrol etkisi eklendiği takdirde, bu kayma hatası elimine edilebilecektir. Integral kontrol etkisi kayma hatasını ortadan kaldırırken, yavaşça azalan ya da artan büyüklüklerde salınımlı bir çıkış sinyali alınmasına neden olabilir ve bu salınımların ortaya çıkması sistemin hassasiyetini kötüleştirdiğinden istenmeyen bir durumdur. [19]

Doğrusal bir kontrol elemanına türevsel etkinin ilave edilmesi, kontrol elemanının hassasiyetini iyileştirecektir. Türevsel kontrol, giriş sinyalinin değişimi ile orantılı bir çıkış verdiği için, giriş sinyalinin büyüklüğü çok fazla artmadan kayda değer bir düzeltme sağlanabilecektir. Türevsel kontrol; giriş sinyalini önceden kestirir (öngörür), erken bir düzeltme etkisi gösterir ve sistemin kararlılığının artmasını sağlar. Türevsel kontrol, sabit hatayı (kararlı-durum hatasını) doğrudan etkilemese de sisteme sıçrama kazandırarak daha büyük değerlerde bir statik kazanç “K” kullanımına imkan verir. Bu da kararlı durumdaki doğruluğun geliştirilmesini sağlar. Türevsel kontrol, doğrudan giriş sinyalinin kendisi ile değil, değişim oranı ile çalıştığı için, tek başına kullanılamaz. PD ya da PID şeklinde uygulanabilir. [19]

- *PID Kontrol Parametrelerinin Tespiti ve Ziegler-Nichols Yöntemi [19]*

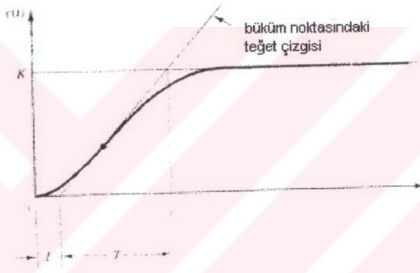
Sistemin matematiksel modeli tespit edilebildiği takdirde, geri beslemeli kapalı bir sistemin geçici ve kararlı rejim koşullarındaki kontrol parametrelerini tespit etmek amacıyla çeşitli teknikler uygulanabilir. Eğer sistem matematiksel modeli oluşturulamayacak kadar karmaşıksa, PID kontrol elemanının tasarlanmasında analitik yaklaşım mümkün olmayacaktır. Bu takdirde, PID kontrol parametrelerinin tespiti için deneysel yaklaşım uygulanmalıdır. Kurulan deney tesisatında, ısıtıcı kapasitelerinin ayarlanmasına yönelik uygulanan PID kontrolün kontrol parametrelerinin tespitinde de deneysel yaklaşımdan faydalanılmıştır.

PID kontrol parametreleri; K_p doğrusal kazanç, T_i integral zaman sabiti ve T_d türevsel etki zaman sabiti olup, kurulan deney tesisatında bu parametrelerin tespiti

için Ziegler-Nichols Yöntemi kullanılmıştır. Ziegler ve Nichols, kontrol parametrelerinin tespitine yönelik, deneysel basamak cevabına dayanan ya da yalnız doğrusal kontrol etkisi kullanıldığında marjinal kararlılıkla sonuçlanan K_p değerine bağlı kurallar ortaya koymuşlardır. Ziegler-Nichols Yöntemi, sistemin matematiksel modelinin bilinmediği durumlarda çok işlevseldir.

Ziegler ve Nichols'un geliştirdiği iki yöntem vardır. Her iki yöntemde de basamak cevabında en çok %25 aşma hedeflenir.

1.Yöntem: Deneysel olarak sistemin birim-basamak girişine cevabı elde edilir. Sistemde integral ya da türevsel etki yoksa, birim-basamak giriş cevabı eğrisinin Şekil 3.23'de görüldüğü gibi "S" şeklinde olması beklenir.



Şekil 5.13 "S" Şeklindeki Birim-Basamak Giriş Cevabı [19]

"K" doğrusal statik kazanç, "L" gecikme zamanı ve "T" zaman sabiti olmak üzere, söz konusu sistemin transfer fonksiyonu Denklem 5.6'da verildiği gibi olur.

$$\frac{C(s)}{U(s)} = \frac{K \cdot e^{-L \cdot s}}{T \cdot s + 1} \quad (5.6)$$

Sistemin basamak giriş cevabı esasına dayanan 1.yöntemde Ziegler ve Nichols, K_p , T_i ve T_d değerlerini Tablo 5.3'te verilen formülasyon doğrultusunda tespit etme yoluna gitmişlerdir.

Tablo 5.3 PID Kontrol Parametrelerinin Basamak Giriş Cevabı Esasına Dayalı Tespiti

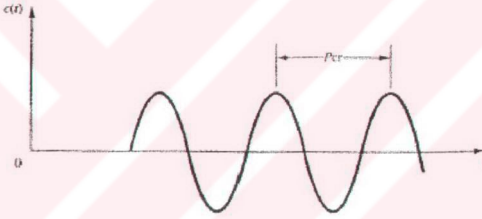
Kontrol Cinsi	K_p	T_i	T_d
P	T/L	∞	0
PI	$0,9 (T/L)$	$L/0,3$	0
PID	$1,2 (T/L)$	$2L$	$0,5L$

Ziegler-Nichols 1.Yöntemin uygulanması sonucu elde edilecek PID transfer fonksiyonu:

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{I}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s \right) = 1,2 \frac{T}{L} \left(1 + \frac{I}{2 \cdot L \cdot s} + 0,5 \cdot L \cdot s \right)$$

$$\Rightarrow G_c(s) = 0,6 \cdot T \frac{(s + 1/L)^2}{s} \quad (5.7)$$

2.Yöntem: Başlangıçta yalnız kontrol etkisi kullanılarak K_p , sıfır değerinden çıkış sinyalinin aynı seviyelerde salınmaya başladığı K_{cr} kritik değerine kadar artırılır. Aynı seviyelerde salınım sergilenemiyorsa bu yöntemin kullanılması uygun olmayacaktır. K_{cr} kritik kazanç değeri seviyelerinde P_{cr} periyodu ile salınan sistem cevabının görünümü Şekil 5.14'te verilmektedir. Kritik kazanç ve kritik periyod esasına dayalı Ziegler-Nichols 2.Yöntemin formülasyonu da Tablo 5.4'te görülmektedir.



Şekil 5.14 K_{cr} Kritik Kazanç Değeri Seviyelerinde P_{cr} Periyoduyla Salınan Sistem Cevabı

Tablo 5.4 PID Kontrol Parametrelerinin K_{cr} ve P_{cr} Esasına Dayalı Tespiti

Kontrol Cinsi	K_p	T_i	T_d
P	$0,5 K_{cr}$	∞	0
PI	$0,45 K_{cr}$	$P_{cr} / 1,2$	0
PID	$0,6 K_{cr}$	$0,5 P_{cr}$	$0,125 P_{cr}$

Ziegler-Nichols 2. Yöntemin uygulanması sonucu elde edilecek PID transfer fonksiyonu:

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{I}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s \right)$$

$$= 0,6 K_{cr} \left(1 + \frac{I}{0,5 \cdot P_{cr} \cdot s} + 0,125 \cdot P_{cr} \cdot s \right)$$

$$\Rightarrow G_c(s) = 0,075 \cdot K_{cr} \cdot P_{cr} \frac{(s + 4/P_{cr})^2}{s} \quad (5.8)$$

Kurulan deney düzeneğinde, su şartlandırma tankları içindeki RTD'lerden alınan sıcaklık verileri doğrultusunda, belirlenen bir referans değer elde edilmek üzere tanklar içindeki ısıtıcıların kapasitesi, programlanabilir denetleyici vasıtasıyla PID kontrolü uygulanarak gerçekleştirilmektedir. PID kontrol parametrelerinin tespiti aşamasında yalnız doğrusal etki uygulandığında, ısıtıcı cevabının "S" şeklini alması, kontrol etkisini ileten araç su olduğundan, uzun zaman almakta ya da kararlı olarak "S" şeklinde bir cevap eğrisi alınamamaktadır. Bu nedenle ısıtıcıların PID kontrol parametrelerinin tespitinde Ziegler-Nichols'un ikinci yöntemi uygulanmış ve K_{cr} ile P_{cr} değerleri tespit edildikten sonra kontrol parametrelerinin tespiti yoluna gidilmiştir. Kritik doğrusal kazanç ve bu kritik değer elde edildiği süreçteki kritik salınım periyodu değerleri; $K_{cr}=2000$ ve $P_{cr}=400s$ olarak tespit edilmiştir. Buna göre PID kontrol parametrelerinin değerleri:

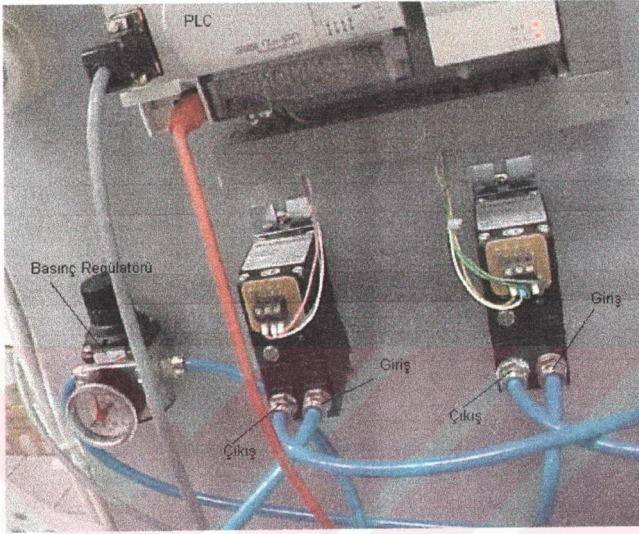
$K_p = 1200$ (doğrusal etki sabiti) ; $T_i = 200s$ (integral zaman sabiti) ; $T_d = 50s$

- *Sistemde Dolaşan Su Debisinin Kontrolü*

Kurulan deney düzeneğinde, ısıtıcı bulunan su şartlandırma tanklarındaki su sıcaklıklarının şartlandırılması ile birlikte yoğunlaşma ve aşırı soğutma suyu debileri de pnömatik kontrollü akış kontrol valfleri ile sağlanmaktadır. Yoğunlaşma suyu ve aşırı soğutma suyu hatları üzerindeki akış kontrol valfleri, istenen yoğunlaşma ve aşırı soğutma koşullarına göre, elektro-pnömatik transduserler vasıtasıyla ayarlanmaktadır.

Elektro-pnömatik transduserler 4-20mA aralığında analog giriş ile çalışmakta olup, bu aralıktaki giriş sinyali PLC tarafından 0-1000V dijital giriş sinyalinin 4-20mA analog çıkış vererek elektro-pnömatik transdusera aktarılması ile sağlanmaktadır. Elektro-pnömatik transduserler, 20-120psi basınç aralığında pnömatik besleme almakta ve 3-15psi aralığında pnömatik çıkış vermektedirler. Söz konusu basınç transduserinden alınan veri doğrultusunda 4-20mA aralığında giriş sinyali alan elektro-pnömatik transduser, istenen basınç değeri sağlanacak şekilde 3-15psi aralığında bir çıkış üreterek bu çıkış basıncını pnömatik olarak ilgili akış kontrol valfine göndermekte ve böylece, istenen yoğunlaşma basıncı doğrultusunda akış kontrol valfinden geçen su debisi pnömatik olarak ayarlanmaktadır. Elektro-pnömatik transduserlerin besleme aralığının dışında bir hava basıncına maruz kalmalarını önlemek için transduser girişlerinden önce hava basıncının ayarlandığı bir hava basınç regülatörü kullanılmaktadır. Yoğunlaşma ve aşırı soğutma suyu hatları üzerindeki pnömatik kontrollü akış kontrol valflerine kumanda eden iki adet elektro-

pnömatik transduser ve bunların PLC ve basınç regülatörü ile bağlantıları Şekil 5.15'te görülmektedir.



Şekil 5.15 Elektro-pnömatik transduserler ve basınç regülatörü

5.2 Toplam Döngü Süresinin Soğutkan Göçüne Etkisinin İrdelenmesi

5.2.1 Deneylerin Yapılışı

Deneylere başlamadan önce gerçekleştirilen sürekli çalışma ön deneylerinde, farklı şarj miktarlarında buharlaştırıcının doluluğu gözlenmiştir. 85gr R600a kullanılması durumunda, buharlaştırıcı paslarındaki ıslanma oranı uygun görülmüş ve deneylerde 85gr şarj miktarı uygulanmıştır.

Toplam 22 geçişten oluşan yoğuşturucu, birbirleriyle farklı kombinasyonlar oluşturabilecek şekilde, 10, 7, 3 ve 2 geçişlik dört ayrı parça halinde tasarlanmıştır. Su şartlandırma hattındaki su giriş-çıkış sıcaklıkları ve yoğuşma basıncı nispetinde su debisi ayarlanarak, çok parçalı olarak tasarlanan yoğuşturucunun farklı boyut kombinasyonlarında yoğuşma geçiş oranı kontrol edilebilmektedir.

Belirli bir yoğuşma sıcaklığı ve basıncı için yoğuşturucuda ihtiyaç duyulan su sıcaklığı ayarlanabilmektedir. Yoğuşturucu suyu şartlandırma tankı içindeki su sıcaklığı sağlanmak üzere, tank içinde bulunan RTD ile ölçülen sıcaklık değerleri doğrultusunda, PID kontrol aracılığıyla aynı tankın içindeki ısıtıcı oransal olarak çalıştırılmaktadır. Aşırı soğutma suyu şartlandırma hattı üzerinde de ilgili sıcaklıklar aynı şekilde kontrol edilebilmektedir. Bu iki hat üzerindeki su debileri de aynı birer pnömatik akış kontrol valfi aracılığı ile yoğuşturucu basıncı nispetinde ayarlanabilmektedir. Böylece, su sıcaklığı ve debisinin kontrolü ile yoğuşturucuda sabit yoğuşma koşulları elde edilebilmektedir.

Toplam döngü süresinin soğutkan göçüne olan etkisinin irdelendiği deneylerde, 22 geçişli boyut kombinasyonu kullanılmış ve yoğuşturucunun 22 geçişinde yoğuşma sağlanırken, sonraki 3 geçişli kısımda da yaklaşık 5°C aşırı soğutma gerçekleştirilmiştir. Su şartlandırma tanklarındaki su sıcaklıkları ve akış kontrol valflerinin açıklıkları, yoğuşturucuda sabit ~4bar basınçta yoğuşma sağlamak üzere ayarlanmıştır.

Kompresörün çalışma ve durma süreleri, programlanabilir denetleyici (PLC) aracılığıyla zamanlanmaktadır. Deneylerde; -20°C en sıcak raf sıcaklığından çok uzak kalınmayacak şekilde %60RT çalışma süresi oranı sabit tutulmuş ve 30dk, 50dk ve 70dk toplam döngü süreleri için üç grup deney gerçekleştirilmiştir. Her döngü süresi için, soğutkan göçünün engellendiği ve engellenmediği durumlar deneysel olarak değerlendirilmiş ve üç farklı döngü süresi ve dolayısıyla döngü frekansı için soğutkan göçünün etkisi ortaya konmaya çalışılmıştır. Gerçekleştirilen toplam 6 grup deney aşağıda tanımlanmıştır:

Deney(18-12): PLC zamanlamasıyla kompresör 18 dakika çalıştırılıp 12 dakika durdurularak, 30 dakikalık toplam döngü süresinde %60RT sağlanmıştır. Soğutkan göçü engellenmiştir. Yoğuşma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 28°C, aşırı soğutma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 25°C değerlerinde sabit tutulmaktadır. Yoğuşma suyu hattındaki akış kontrol valfi %35, aşırı soğutma suyu hattındaki akış kontrol valfi %60 açıklığa ayarlanarak, yoğuşturucuda ~18L/h su debisi sağlanmıştır.

Deney(18-12)_2 PLC zamanlamasıyla kompresör 18 dakika çalıştırılıp 12 dakika durdurularak, 30 dakikalık toplam döngü süresinde %60RT sağlanmıştır. Soğutkan göçüne izin verilmiştir. Yoğuşma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 28°C, aşırı soğutma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 25°C değerlerinde sabit tutulmaktadır. Yoğuşma suyu hattındaki akış kontrol valfi %35, aşırı soğutma suyu hattındaki akış

kontrol valfi %60 açıklığa ayarlanarak, yoğuşturucuda ~17L/h su debisi sağlanmıştır.

Deney(30-20): PLC zamanlamasıyla kompresör 30 dakika çalıştırılıp 20 dakika durdurularak, 50 dakikalık toplam döngü süresinde %60RT sağlanmıştır. Soğutkan göçü engellenmiştir. Yoğuşma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 28°C, aşırı soğutma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 25°C değerlerinde sabit tutulmaktadır. Yoğuşma suyu hattındaki akış kontrol valfi %35, aşırı soğutma suyu hattındaki akış kontrol valfi %60 açıklığa ayarlanarak, yoğuşturucuda ~18L/h su debisi sağlanmıştır.

Deney(30-20)_2: PLC zamanlamasıyla kompresör 30 dakika çalıştırılıp 20 dakika durdurularak, 50 dakikalık toplam döngü süresinde %60RT sağlanmıştır. Soğutkan göçüne izin verilmiştir. Yoğuşma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 28°C, aşırı soğutma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 25°C değerlerinde sabit tutulmaktadır. Yoğuşma suyu hattındaki akış kontrol valfi %35, aşırı soğutma suyu hattındaki akış kontrol valfi %60 açıklığa ayarlanarak, yoğuşturucuda ~17L/h su debisi sağlanmıştır.

Deney(42-28): PLC zamanlamasıyla kompresör 42 dakika çalıştırılıp 28 dakika durdurularak, 70 dakikalık toplam döngü süresinde %60RT sağlanmıştır. Soğutkan göçü engellenmiştir. Yoğuşma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 28°C, aşırı soğutma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 25°C değerlerinde sabit tutulmaktadır. Yoğuşma suyu hattındaki akış kontrol valfi %35, aşırı soğutma suyu hattındaki akış kontrol valfi %60 açıklığa ayarlanarak, yoğuşturucuda ~17L/h su debisi sağlanmıştır.

Deney(42-28)_2: PLC zamanlamasıyla kompresör 42 dakika çalıştırılıp 28 dakika durdurularak, 70 dakikalık toplam döngü süresinde %60RT sağlanmıştır. Soğutkan göçüne izin verilmiştir. Yoğuşma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 28°C, aşırı soğutma suyu şartlandırma tankı sıcaklığı 25°C değerlerinde sabit tutulmaktadır. Yoğuşma suyu hattındaki akış kontrol valfi %35, aşırı soğutma suyu hattındaki akış kontrol valfi %60 açıklığa ayarlanarak, yoğuşturucuda ~17L/h su debisi sağlanmıştır.

5.2.2 Deney Sonuçlarının Analizi

Rejim halindeki 3 döngünün çalışma periyodlarında ölçülen değerlerin ortalaması alınarak elde edilen ölçüm sonuçları Tablo 5.5'te topluca verilmektedir. Tablo 5.6'da da Tablo 5.5'te verilen değerlerin ölçüm belirsizlikleri özetlenmektedir.

Tablo 5.5 Toplam çalışma süresi deneylerinde alınan ölçüm değerleri

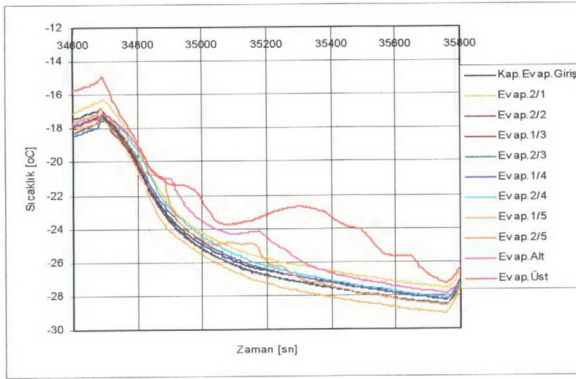
		Deney (18-12)	Deney (18-12)_2	Deney (30-20)	Deney (30-20)_2	Deney (42-28)	Deney (42-28)_2
Kap.Evap.Giriş_TC	[oC]	-25,34	-25,78	-26,32	-26,12	-27,13	-27,13
Evap.1/1_TC	[oC]	-24,62	-24,68	-25,33	-25,36	-25,93	-26,18
Evap.2/1_TC	[oC]	-24,60	-24,48	-25,11	-25,18	-25,63	-25,92
Evap.1/2_TC	[oC]	-25,43	-25,06	-26,15	-26,23	-26,25	-26,54
Evap.2/2_TC	[oC]	-25,58	-25,17	-26,21	-26,25	-26,43	-26,74
Evap.1/3_TC	[oC]	-25,61	-25,17	-26,19	-26,25	-26,44	-26,81
Evap.2/3_TC	[oC]	-25,60	-25,18	-26,23	-26,28	-26,43	-26,73
Evap.1/4_TC	[oC]	-25,28	-24,89	-25,92	-25,89	-26,14	-26,40
Evap.2/4_TC	[oC]	-25,02	-24,61	-25,73	-24,96	-25,87	-25,79
Evap.1/5_TC	[oC]	-25,94	-25,58	-26,63	-24,78	-26,64	-26,24
Evap.2/5_TC	[oC]	-24,59	-22,83	-24,75	-22,56	-25,12	-24,85
Evap.Alt_TC	[oC]	-23,69	-21,72	-23,83	-21,40	-24,26	-23,90
Evap.Üst_TC	[oC]	-22,13	-19,76	-22,33	-19,44	-23,11	-22,45
Evap.Çıkış_TC	[oC]	4,32	4,06	5,72	5,66	4,26	5,81
Frz-1.Raf_TC	[oC]	-19,97	-19,56	-20,07	-19,67	-19,88	-19,86
Frz-2.Raf_TC	[oC]	-21,11	-20,67	-21,05	-20,76	-20,89	-21,02
Frz-3.Raf_TC	[oC]	-21,80	-21,28	-21,68	-21,35	-21,56	-21,60
Frz-4.Raf_TC	[oC]	-21,78	-21,33	-21,72	-21,22	-21,61	-21,55
Frz-5.Raf_TC	[oC]	-20,50	-20,21	-20,60	-21,17	-20,45	-20,49
OrtamSağ_TC	[oC]	24,95	25,12	24,72	24,68	25,24	24,78
OrtamSol_TC	[oC]	25,81	25,95	25,63	25,57	26,20	25,58
Komp.Emme_RTD	[oC]	26,78	16,29	26,12	19,49	25,69	21,08
Kond.AnaGiriş_RTD	[oC]	35,91	36,01	36,02	35,76	36,75	36,10
Kond.10PasÇıkış_TC	[oC]	29,50	29,93	29,16	29,95	29,18	29,17
Kond.7PasÇıkış_TC	[oC]	29,37	29,80	29,07	29,84	29,04	29,06
Kond.3PasÇıkış_TC	[oC]	29,23	29,65	29,00	29,67	28,95	28,96
Kond.2PasÇıkış_TC	[oC]	29,15	29,53	28,97	29,56	28,91	28,92
Sub-CoolÇıkış_TC	[oC]	24,42	24,35	24,53	24,18	24,53	24,42
Kond.Çıkış_RTD	[oC]	26,22	26,13	26,04	25,78	26,20	25,96
Komp.Basma_RTD	[oC]	48,25	48,04	48,56	48,14	49,38	48,47
Komp.Kafa_TC	[oC]	51,88	51,93	52,53	52,35	53,72	52,81
BSV-Giriş_TC	[oC]	26,36	26,52	26,04	26,13	26,33	26,14
Kapileri Giriş_TC	[oC]	26,08	26,30	25,80	25,96	26,05	25,89
Evap.Giriş_BT	[bar]	0,527	0,535	0,512	0,509	0,508	0,500
Komp.Emme_BT	[bar]	0,326	0,329	0,313	0,312	0,309	0,304
Kond.Giriş_BT	[bar]	4,041	4,088	3,995	4,086	3,994	3,989
Kond.Çıkış_BT	[bar]	3,914	3,955	3,873	3,962	3,877	3,872
Komp.Basma_BT	[bar]	4,083	4,131	4,039	4,133	4,035	4,036
Soğutkan Debisi	[kg/h]	1,034	1,030	1,050	1,024	0,930	1,035
Kond.SuTankı_RTD	[oC]	28,01	28,01	28,00	28,00	28,00	28,00
SC-SuTankı_RTD	[oC]	25,02	25,00	25,01	25,01	25,01	25,01
SC-SuÇıkış_TC	[oC]	24,13	24,15	24,15	24,07	24,22	24,19
SC-SuGiriş_TC	[oC]	24,33	24,40	24,24	24,25	24,39	24,29
Kond.SuGiriş_TC	[oC]	28,32	28,48	28,21	28,33	28,35	28,28
Kond.SuÇıkış_TC	[oC]	29,68	30,07	29,39	30,06	29,44	29,39
Güç	[W]	89,80	90,45	87,97	87,94	90,70	86,93

Tablo 5.6 Ölçüm Belirsizlikleri

	Belirsizlik
Termokupl(TC) Ölçümleri [oC]	$\pm 0,20$
Komp.Emme_RTD [oC]	$\pm 0,16$
Kond.Giriş_RTD [oC]	$\pm 0,20$
Kond.Çıkış_RTD [oC]	$\pm 0,26$
Komp.Basma_RTD [oC]	$\pm 0,20$
Kond.SuTankı_RTD [oC]	$\pm 0,33$
SC-SuTankı_RTD [oC]	$\pm 0,17$
Evap.Giriş_BT [bar]	$\pm 0,045$
Komp.Emme_BT [bar]	$\pm 0,075$
Kond.Giriş_BT [bar]	$\pm 0,038$
Kond.Çıkış_BT [bar]	$\pm 0,041$
Komp.Basma_BT [bar]	$\pm 0,046$
Soğutkan Debisi %	$\pm 0,25$
Güç %	$\pm 0,35$
Enerji %	$\pm 0,35$

Buharlaştırıcı yüzeylerinden alınan sıcaklıklara bakıldığında, çalışma periyodu esnasında şarjın dağıtılması açısından, altı deneyde de benzer davranış sergilendiği görülmektedir. Buharlaştırıcı basınçlarındaki doyma sıcaklıkları ile karşılaştırıldığında, ölçüm belirsizlikleri de hesaba katılmak suretiyle, bütün deneylerde buharlaştıracının en alt rafındaki son birkaç geçişin (pasın) bir miktar kuru kaldığı gözlenmektedir. Buharlaştıracıdaki şarj dağıtımını göstermek amacıyla, “deney_(18-12)”de elde edilen çalışma periyodu esnasındaki buharlaştırıcı sıcaklıklarının zamanla değişimi Şekil 5.16’da verilmektedir. Ölçüm sonuçlarının verildiği tabloda Evap.X/Y şeklindeki ifadelerde; Y ölçüm alınan buharlaştırıcı rafını, X ise söz konusu buharlaştırıcı rafı üzerinden alınan ölçümün buharlaştırıcı boruları üzerindeki hangi noktadan alındığını ifade etmektedir (“1” raf girişine yakın nokta, “2” raf çıkışına yakın nokta). Örneğin; “Evap.2/3”, alınan sıcaklık ölçümünün yukarıdan 3. buharlaştırıcı rafı üzerindeki çıkışa yakın noktadan alındığını ifade etmektedir.

Buharlaştıracıdaki şarj dağıtımı benzer karakter gösterse de, buharlaştırıcı sıcaklıklarının, basınca bağlı olarak deneyler arasında kayma gösterdiği görülmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklıklarındaki bu fark, kabin içi sıcaklıklarına da yansımaktadır. Tablo 10’da verilen sırayla, 6 deneyde ortaya çıkan ortalama kabin içi sıcaklıkları; (-21,03°C), (-20,61°C), (-21,02°C), (-20,63°C), (-20,88°C), (-20,90°C) olmaktadır. Ancak; deneyler arasındaki karşılaştırma soğutma etkenlik katsayıları (COP) değerleri üzerinden yapıldığından, kabin içi ortalama sıcaklığı ve ortalama ortam sıcaklığının birleşik etkisinden oluşan kabin içi ısı kazancı, kompresör gücü ile birlikte değerlendirilmiş olmakta ve buharlaştırıcı, kabin içi ya da ortam sıcaklıkları arasındaki küçük farklar, değerlendirme açısından önemini yitirmektedir.



Şekil 5.16 Buharlaştırıcı sıcaklıklarının çalışma periyodu süresince değişimi

5.2.2.1 Yoğuşturucuda Gerçekleşen Faz Değişim Süreci

Yoğuşturucu girişi ile kılcal genişleme borusu girişi arasındaki yüksek basınç hattı üzerindeki faz değişimi, 6 grup deney için Tablo 5.7 ile Tablo 5.12 arasında verilmiştir. Yapılan ölçümler neticesinde, yoğuşturucunun bir pasındaki basınç düşümü 0,005bar olarak tespit edilmiştir. Alınan kondenser giriş ve çıkış basıncı ölçümleri ile birlikte tablolarda verilen ara basınç değerleri, 0,005 bar/pas kabulüyle yazılmıştır. Kondenser çıkışı ile bi-stable valf (BSV) girişi arasındaki basınç düşümü 0,05bar, BSV'deki basınç düşümü de 0,05bar olarak alınmıştır.

Tablo 5.7 "Deney(18-12)" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi

Deney(18-12)	Basınç [bar]	DoymaSıc.[°C]	Sıcaklık [°C]	FazDurumu
KondenserGiriş	4,041±0,038	29,98±0,35	35,91±0,20	5,93±0,40 kızgın
10PasÇıkış	3,991±0,038	29,54±0,35	29,50±0,20	yoğuşma
7PasÇıkış	3,956±0,038	29,23±0,35	29,37±0,20	yoğuşma
3PasÇıkış	3,941±0,038	29,09±0,35	29,23±0,20	yoğuşma
2PasÇıkış	3,931±0,038	29,00±0,35	29,15±0,20	yoğuşma
Kond.+SC_Çıkış	3,914±0,041	28,85±0,35	25,32±0,33	3,53±0,48 SC
KapileriGiriş	3,814±0,041	27,94±0,35	26,08±0,33	1,86±0,48 SC

Tablo 5.8 "Denedey(18-12)_2" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi

Denedey(18-12)_2	Basınç [bar]	DoymaSic.[oC]	Sıcaklık [oC]	FazDurumu
KondenserGiriş	4,088±0,038	30,39±0,35	36,01±0,20	5,62±0,40 kızgın
10PasÇıkış	4,038±0,038	29,95±0,35	29,93±0,20	yoğuşma
7PasÇıkış	4,003±0,038	29,65±0,35	29,80±0,20	yoğuşma
3PasÇıkış	3,988±0,038	29,51±0,35	29,65±0,20	yoğuşma
2PasÇıkış	3,978±0,038	29,42±0,35	29,53±0,20	yoğuşma
Kond.+SC_Çıkış	3,955±0,041	29,22±0,35	25,24±0,33	3,98±0,48 SC
KapileriGiriş	3,855±0,041	28,32±0,35	26,30±0,33	2,02±0,48 SC

Tablo 5.9 "Denedey(30-20)" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi

Denedey(30-20)	Basınç [bar]	DoymaSic.[oC]	Sıcaklık [oC]	FazDurumu
KondenserGiriş	3,995±0,038	29,57±0,35	36,02±0,20	6,45±0,40 kızgın
10PasÇıkış	3,945±0,038	29,13±0,35	29,16±0,20	yoğuşma
7PasÇıkış	3,910±0,038	28,82±0,35	29,07±0,20	yoğuşma
3PasÇıkış	3,895±0,038	28,68±0,35	29,00±0,20	yoğuşma
2PasÇıkış	3,885±0,038	28,59±0,35	28,97±0,20	yoğuşma
Kond.+SC_Çıkış	3,873±0,041	28,48±0,35	25,28±0,33	3,20±0,48 SC
KapileriGiriş	3,773±0,041	27,57±0,35	25,80±0,33	1,77±0,48 SC

Tablo 5.10 "Denedey(30-20)_2" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi

Denedey(30-20)_2	Basınç [bar]	DoymaSic.[oC]	Sıcaklık [oC]	FazDurumu
KondenserGiriş	4,086±0,038	30,37±0,35	35,76±0,20	5,39±0,40 kızgın
10PasÇıkış	4,036±0,038	29,94±0,35	29,95±0,20	yoğuşma
7PasÇıkış	4,001±0,038	29,63±0,35	29,84±0,20	yoğuşma
3PasÇıkış	3,986±0,038	29,49±0,35	29,67±0,20	yoğuşma
2PasÇıkış	3,976±0,038	29,41±0,35	29,56±0,20	yoğuşma
Kond.+SC_Çıkış	3,962±0,041	29,28±0,35	24,98±0,33	4,30±0,48 SC
KapileriGiriş	3,862±0,041	28,38±0,35	25,96±0,33	2,42±0,48 SC

Tablo 5.11 "Denedey(42-28)" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi

Denedey(42-28)	Basınç [bar]	DoymaSic.[oC]	Sıcaklık [oC]	FazDurumu
KondenserGiriş	3,994±0,038	29,57±0,35	36,75±0,20	7,18±0,40 kızgın
10PasÇıkış	3,944±0,038	29,12±0,35	29,18±0,20	yoğuşma
7PasÇıkış	3,909±0,038	28,81±0,35	29,04±0,20	yoğuşma
3PasÇıkış	3,894±0,038	28,67±0,35	28,95±0,20	yoğuşma
2PasÇıkış	3,884±0,038	28,58±0,35	28,91±0,20	yoğuşma
Kond.+SC_Çıkış	3,877±0,041	28,52±0,35	25,36±0,33	3,16±0,48 SC
KapileriGiriş	3,777±0,041	27,60±0,35	26,05±0,33	1,55±0,48 SC

Tablo 5.12 "Denedey(42-28)_2" Yoğuşma Hattı Üzerindeki Faz Değişimi

Denedey(42-28)_2	Basınç [bar]	DoymaSıc.[oC]	Sıcaklık [oC]	FazDurumu
KondenserGiriş	3,989±0,038	29,52±0,35	36,10±0,20	6,58±0,40 kızgın
10PasÇıkış	3,939±0,038	29,08±0,35	29,17±0,20	yoğuşma
7PasÇıkış	3,904±0,038	28,76±0,35	29,06±0,20	yoğuşma
3PasÇıkış	3,889±0,038	28,63±0,35	28,96±0,20	yoğuşma
2PasÇıkış	3,879±0,038	28,54±0,35	28,92±0,20	yoğuşma
Kond.+SC_Çıkış	3,872±0,041	28,47±0,35	25,19±0,33	3,28±0,48 SC
BSV Giriş	3,822±0,041	28,02±0,35	26,14±0,33	1,88±0,48 SC
KapileriGiriş	3,772±0,041	27,56±0,35	25,89±0,33	1,67±0,48 SC

Tablolardan görüldüğü gibi; soğutkan yoğuşturucuya ortalama 6,2°C kızgınlıkta girmekte, 29,3°C sıcaklık ve ~4bar basınçta yoğuşma gerçekleşmekte ve yoğuşturucu çıkışındaki 3 paslık aşırı soğutucuda ortalama 3,6°C aşırı soğutma gerçekleşmektedir.

5.2.2.2 Yoğuşturucu Kızgın Buhar Bölgesi Boru Uzunluğunun Tespiti

i_1 yoğuşturucu girişindeki kızgın soğutkanın entalpisi, i_2 soğutkanın yoğuşturucu giriş basıncındaki doymuş buhar entalpisi ve m ölçülen soğutkan debisi olmak üzere, yoğuşturucudaki kızgın buhar kapasitesi; Denklem (5.9) ile bulunabilir.

$$\dot{Q}_{kb} = \dot{m} \cdot (i_1 - i_2) = \dot{m}_{su} c_{psu} (T_{1su} - T_{2su}) \quad (5.9)$$

Denklem (5.9) ifadesindeki kütsel su debisi ($\dot{m}_{su}$) ve ters akışlı yoğuşturucunun girişindeki T_{1su} su çıkış sıcaklığı bilindiğine göre, kızgın buhar fazındaki akışın tamamlanıp iki fazlı soğutkan akışının başladığı ısı değiştirici noktasındaki T_{2su} su sıcaklığı bulunabilir. Yoğuşturucu girişi "1", soğutkan borularında iki fazlı akışın başladığı nokta "2" ile ifade edilirse, ters akışlı yoğuşturucunun kızgın buhar bölgesindeki ΔT_m logaritmik sıcaklık farkı:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - T_{1su}) - (T_2 - T_{2su})}{\ln \frac{T_1 - T_{1su}}{T_2 - T_{2su}}} \quad (5.10)$$

"1" ve "2" noktaları arasındaki ortalama sıcaklık ve basınç değerleri doğrultusunda, yoğuşturucunun kızgın buhar bölgesindeki soğutkanın fiziksel özellikleri tespit

edilebilir. Böylece; kızgın buhar bölgesinde, soğutkan boruları içindeki ısı taşınım katsayısı h_R , (5.11) ile (5.15) arasında verilen bağıntılarla [20] hesaplanır:

$$\omega = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_i} \quad \text{soğutkan hızı [m/s]} \quad (5.11)$$

$$Re = \frac{\omega \cdot d_i}{\mu / \rho} \quad \text{soğutkan tarafındaki Reynolds Sayısı} \quad (5.12)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad \text{soğutkan tarafındaki Prandtl Sayısı} \quad (5.13)$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad \text{tam gelişmiş türbülanslı akışta,} \quad (5.14)$$

soğutma durumundaki Nusselt Sayısı

$$Nu = \frac{h_R d_i}{k} \Rightarrow h_R = \frac{Nu \cdot k}{d_i} \quad \text{soğutkan tarafındaki ısı taşınım katsayısı} \quad (5.15)$$

Yoğuşturucudaki su hızları laminar akış mertebelerindedir. Hidrolik çap çerçevesinde boru içinde parabolik hız profili oluşması kabulü ile, literatürde tam gelişmiş laminar akış için sabit Nu sayıları bulunmaktadır. Bu doğrultuda $Nu=4,36$ [20] alınmış ve böylelikle su tarafındaki ısı taşınım katsayısı h_{su} da bulunmuştur. h_R soğutkan tarafındaki ısı taşınım katsayısı, h_{su} su tarafındaki ısı taşınım katsayısı, soğutkan boru malzemesinin ısı iletim katsayısı ve boru yüzeylerindeki kirlilik faktörleri kullanılarak, kızgın buhar bölgesindeki toplam ısı geçiş katsayısı U_{kb} hesaplanmıştır. Daha sonra, Denklem (5.16) bağıntısındaki enerji dengesi kullanılarak L_{kb} kızgın buhar bölgesinin boru uzunluğu tespit edilmiştir.

$$\dot{Q}_{kb} = \dot{m} \cdot (i_1 - i_2) = \dot{m}_{su} c_{psu} (T_{1su} - T_{2su}) = U_{kb} A_{kb} \Delta T_m \quad (5.16)$$

Tablo 5.13'te 6 grup deney için yoğuşturucuda hesaplanan kızgın buhar kapasitesi ve kızgın buhar bölgesi uzunlukları görülmektedir.

Tablo 5.13 Yoğuşturucudaki kızgın buhar bölgesi uzunlukları

	Q_{kb} [W]	DT_m [°C]	h_R [W/m²K]	h_{su} [W/m²K]	U_{kb} [W/m²K]	L_{kb} [m]
D(18-12)	3,16	1,57	238,2	289,3	97,9	1,387
D(18-12)_2	3,00	1,52	237,9	289,3	97,9	1,372
D(30-20)	3,50	1,72	241,0	289,3	98,6	1,397
D(30-20)_2	2,87	1,45	236,7	289,3	97,6	1,373
D(42-28)	3,46	1,89	218,9	289,3	93,1	1,334
D(42-28)_2	3,51	1,77	238,2	289,3	97,9	1,368

Tablo 5.13'te tespit edilen kızgın buhar bölgesi uzunluklarına göre, bütün deneylerde yoğuşturucunun yaklaşık ilk 2,5 pasında kızgın buhar fazı bulunmaktadır.

5.2.2.3 Yoğuşmanın Gerçekleştiği İki Fazlı Akış Bölgesinde Isı Geçişi

Yoğuşturucunun yaklaşık ilk 2,5 pasında kızgın buhar fazında akış gerçekleşmektedir. Toplam 22 pastan oluşan yoğuşturucunun geri kalan paslarında ise, iki fazlı akışın var olduğu yoğuşma gerçekleşecek ve iki fazlı soğutkan belirli bir kuruluk derecesinde yoğuşturucudan çıkacaktır. Daha sonra, yoğuşturucu çıkışında bulunan 3 paslık ısı değiştiricisi kısmında soğutkan aşırı soğutularak genişleme süreci başlamadan önce, soğutkan tamamen sıvı fazda olacaktır.

$\dot{m}_{su}$ su debisi, T_{2su} yoğuşturucuda kızgın buhar bölgesinin sonlanıp yoğuşmanın başladığı noktadaki su sıcaklığı ve T_{3su} yoğuşturucu çıkışındaki (ters akışlı ısı değiştiricisi olduğundan, suyun yoğuşturucuya girdiği nokta) su sıcaklığı olmak üzere, yoğuşturucudaki yoğuşma kapasitesi:

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{su} c_{psu} (T_{2su} - T_{3su}) \quad (5.17)$$

Kızgın buhar kapasitesi hesaplanırken tespit edilen T_{2su} sıcaklığı ve sistem üzerinden ölçülen T_{3su} su sıcaklığı ve su debisi kullanılarak yoğuşma kapasitesi hesaplanır. Bu yoğuşma kapasitesi, yoğuşma esnasında soğutkanın enerji dengesi düşünüldük de ifade edilebilir. $\dot{m}_R$ soğutkan debisi, i_2 yoğuşmanın başladığı noktadaki doymuş buhar entalpisi ve i_3 yoğuşturucu çıkışındaki soğutkan entalpisi olmak üzere:

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{su} c_{psu} (T_{2su} - T_{3su}) = \dot{m}_R (i_2 - i_3) \Rightarrow i_3 = i_2 - \frac{\dot{Q}_y}{\dot{m}_R} \quad (5.18)$$

Böylece; yoğuşturucu çıkışındaki soğutkanın entalpisi tespit edilmiş olur. Yoğuşturucu çıkış basıncındaki doymuş sıvı ve doymuş buhar özellikleri yardımıyla i_3 entalpisine sahip, bu basınçtaki soğutkanın kuruluk derecesi tespit edilir. Gerçekleştirilen 6 deneyde, yoğuşturucu çıkışındaki soğutkanın kuruluk derecesi ortalama %74 olmaktadır.

Yatay borular içinde yoğuşma durumunda ısı taşınım katsayısı; (5.19) bağıntısı ile verilmektedir.

$$h = 0,76 \cdot k_s \left[\frac{\rho_s (\rho_s - \rho_b) \cdot g}{\mu_s \Gamma} \right]^{1/4} \quad (5.19)$$

Bu bağıntıda; k_s sıvı fazdaki ısı iletim katsayısı [W/m.K], ρ_s ve ρ_b sırasıyla sıvı ve buhar fazlarındaki yoğunluklar [kg/m³], g yer çekim ivmesi, μ_s sıvı fazdaki viskozite [Pa.s] ve Γ ise birim boru boyunda yoğuşan sıvıdır [kg/m.s]. Yoğuşturucu ortalama basıncındaki soğutkanın fiziksel özellikleri kullanılarak soğutkan boruları içinde yoğuşan sıvının ısı taşınım katsayısı h_R bulunur. Su tarafındaki ısı taşınım katsayısı ise; hidrolik çapta sabit ısı akısında düzgün hız profili kabulüyle $Nu=4,36$ alınarak

$$h_{su} = \frac{Nu \cdot k_{su}}{d_{II}} \text{ şeklinde hesaplanabilir. Buna göre su tarafındaki ısı taşınım}$$

katsayısı $h_{su}=288,8$ W/m²K olmaktadır. Boru malzemesinin ısı iletim katsayısı ve boru yüzeylerindeki kirlilik faktörleri de hesaba katılarak, iki fazlı akış bölgesindeki toplam ısı geçiş katsayısı $U_{yoğ}$ hesaplanmaktadır. Tablo 5.14'te; ilgili değerler ile birlikte, 6 deney için hesaplanan yoğuşturucu (UA) ısı geçiş performans değerleri verilmektedir.

Tablo 5.14 Yoğuşturucudaki toplam ısı geçiş katsayısı ve ısı geçiş performansı

	$P_{yoğ}$ [bar]	$L_{yoğ}$ [m]	h_R [W/m ² K]	h_{su} [W/m ² K]	$U_{yoğ}$ [W/m ² K]	$(UA)_{yoğ}$ [W/K]
D(18-12)	3,986	10,579	6412	288,8	224,3	35,0
D(18-12) 2	4,033	10,594	6416	288,8	224,3	35,0
D(30-20)	3,940	10,569	6384	288,8	224,2	35,0
d(30-20) 2	4,031	10,593	6429	288,8	224,3	35,0
d(42-28)	3,939	10,632	6660	288,8	224,7	35,1
d(42-28) 2	3,934	10,598	6421	288,8	224,3	35,0

Gerçekleştirilen 6 deneyde, yoğuşturucunun iki fazlı akış bölgesindeki ortalama ısı geçiş performans katsayısı (UA) 35W/K olmaktadır.

5.2.2.4 Deney Sonuçlarının Sistem Performansı Açısından Analizi

Toplam döngü süresinin 3 farklı değeri (30dk, 50dk, 70dk) için soğutkan göçünün engellendiği ve engellenmediği 6 deneyde, toplam döngü süresinin ve dolayısıyla döngü frekansının soğutkan göçüne olan etkisi irdelenmiştir.

Gerçekleştirilen 6 deneyde ortam sıcaklıklarının az da olsa farklılık göstermesi ve farklı döngü sürelerinde buharlaşma sıcaklıklarının bir miktar değişmesi nedeniyle, aynı çalışma süreleri uygulanmasına rağmen, kabin içi sıcaklıkları az da olsa farklılık göstermiştir. Bu nedenle; deney sonuçlarının soğutma performansı açısından değerlendirmesinin, doğrudan ölçülen enerji değerleri üzerinden yapılması doğru olmayacaktır.

Denklem (5.20) ile ifade edilen kabin içi ısı kazancı, kabin içi ortalama sıcaklığı ile ortalama ortam sıcaklığının birleşik etkisinden oluşmaktadır.

$$\dot{Q}_{kab.} = (UA)_{kab.} (T_{ortam} - T_{kab.}) \quad (5.20)$$

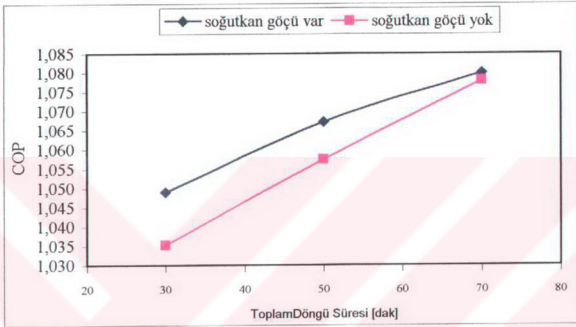
$$COP = \frac{\dot{Q}_{kab.}}{\dot{Q}_{komp} \times \%RT} \quad (5.21)$$

Deneyler arasındaki değerlendirmenin, Denklem (5.21) ifadesiyle verilen soğutma etkenlik katsayısı cinsinden gerçekleştirilmesi, kompresörün çektiği güç ile birlikte, çekilen güçte sağlanan soğutma enerjisinin de hesaba katılmasını sağlayacaktır. Tek bir döngü için ele alındığında; kabin içi ısı kazancı tüm döngü süresince etkin olurken, kompresör bu ısı kazancını sağlamak üzere belirli bir çalışma süresi oranı (%RT) ile çalışarak, yalnız çalışma periyodu süresince buharlaştırıcıda bir soğutma enerjisi sağlayacaktır. Bu nedenle soğutma etkenlik katsayısının verildiği COP bağıntısında, kompresörün çektiği güç %RT çalışma süresi oranı ile çarpılmıştır. Buzdolabı, kabin içi ısı kazancı nispetinde bir soğutma enerjisi sağlayacaktır. Kompresör gücü, sağlanan soğutma enerjisi ile birlikte değerlendirilmekte ve böylece; buharlaştırıcı, kabin içi ya da ortam sıcaklıkları arasındaki küçük farklar karşılaştırma açısından önemini yitirmektedir.

Kabin içi ısı kazancının hesaplanmasında kullanılan (UA) cihaz sabiti $(UA)_{kab.}=1,15$ W/K olarak, kullanılan derin dondurucu kabini için Arçelik A.Ş. ATGM'de gerçekleştirilen ısı kazancı tespiti çalışmalarından alınmıştır [15]. Gerçekleştirilen 6 grup deney neticesinde elde edilen COP değerlerinin karşılaştırması, kabin içi ısı kazancı ve kompresör gücü değerleriyle birlikte Tablo 5.15'te verilmektedir. Soğutkan göçünün sistem performansına olan etkisi, soğutma etkenlik katsayısının toplam döngü süresine göre değişiminin verildiği Şekil 5.17'de de görülmektedir.

Tablo 5.15 Farklı döngü sürelerinde soğutkan göçü etkisi

Döngü Süresi	Soğ.Göçü	T _{ortam} [°C]	T _{kab} [°C]	Q _{kab} [W]	Q _{komp} [W]	COP	% Kazanç
30 dakika	yok	25,38	-21,03	53,37	84,80	1,049	1,35%
	var	25,54	-20,61	53,07	85,45	1,035	
50 dakika	yok	25,18	-21,02	53,13	82,97	1,067	0,95%
	var	25,13	-20,63	52,62	82,94	1,057	
70 dakika	yok	25,72	-20,88	53,59	82,70	1,080	0,19%
	var	25,18	-20,9	52,99	81,93	1,078	



Şekil 5.17 Soğutkan göçü – toplam döngü süresi – COP ilişkisi

$\pm 0,20^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ölçümü ve $\pm 0,35$ kompresör güç ölçümünden gelen belirsizlikler hesaba katıldığında, COP değerlerinin belirsizliği yaklaşık $\pm 0,0035$ olmaktadır. Buna göre; 30 dakika döngü süresi için soğutkan göçünün engellenmesi ile soğutma etkenlik katsayısında elde edilen kazanç $1,35 \pm 0,8$ ve 50 dakika döngü süresi için $0,95 \pm 0,8$ olmaktadır. 70 dakika döngü süresi için soğutkan göçünün engellenmesi ile elde edilen kazanç ise belirsizlik sınırları içinde kalmaktadır.

Deney sonuçları göstermektedir ki; toplam döngü süresinin kısaltması ve döngü frekansının artması ile birlikte, soğutkan göçünün sistem performansına olan etkisi artmaktadır. Toplam döngü süresinin azaltılması, birim zamanda gerçekleşen döngü sayısının (döngü frekansının) artması anlamına gelir. Bu durumda; aynı zaman aralığında gerçekleşen durma/kalkma sayısı artacak ve döngüsel kayıplar daha etkin hale gelecektir. Böylece, diğer döngüsel kayıplar ile birlikte soğutkan göçünün de sistem performansına olan etkisi artacaktır.

6 SONUÇLAR

Döngüsel çalışan bir soğutucuda, soğutkan göçü ve durma periyoduna müteakip çalışma periyodu başlangıcındaki şarjın yeniden dağıtılması problemi, döngüsel kayıplara neden olan en etkin etmenler olarak ön plana çıkmaktadırlar. Bu çalışmada, döngüsel kayıplar genelinde özellikle soğutkan göçü ele alınıp deneysel olarak irdelenmiştir.

Bir soğutucunun çalışacağı ortam sıcaklığı, durma periyodu başlangıcında yoğuşturucuda bulunan soğutkanın bulunduğu sıvı ve buhar fazlarındaki miktarını etkiler. Ayrıca; durma periyodu esnasında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkanın sıcaklığı da soğutucunun bulunduğu ortam sıcaklığı ile birinci dereceden ilişkilidir. Durma periyodu esnasında göç eden soğutkan ile kabin içi arasındaki sıcaklık farkının yanında, soğutkan göçünün neden olduğu ilave ısı yükünü etkileyecek diğer bir önemli etken de yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkan miktarıdır. Kullanılan soğutkanın termodinamik özelliklerine bağlı olarak, eş soğutma kapasitesi için sistemde kullanılması gereken soğutkan miktarı değişecektir. Bu nedenle; farklı soğutkan kullanımı da soğutkan göçünün etkisi açısından ön plana çıkmaktadır.

Farklı ortam sıcaklıklarında, R134a ve R600a soğutkanları kullanılması durumları için gerçekleştirilen deneylerde soğutkanın sıvı ve buhar fazlarında buharlaştırıcıya geçiş süreleri büyük bir yaklaşıklıkla belirlenmeye çalışılmış ve soğutkan göçünün sistem performansına olan etkisi ile ilişkilendirilmiştir. Bir derin dondurucunun bulunduğu ortam ile kabin içi arasındaki ΔT sıcaklık farkı daha büyük olduğundan, soğutkan göçünün daha etkin olarak irdelenebilmesi amacıyla, deneylerde aynı soğutma kapasitesine sahip R134a ve R600a ile çalışan iki adet derin dondurucu kullanılmıştır.

- Düşük ortam sıcaklıklarında toplam soğutkan göçü süresi uzamakta, buhar fazındaki göç süresinin toplam dengelenme (soğutkan göçü) süresine oranı ise yaklaşık sabit kalmaktadır. Yüksek ortam sıcaklıklarında, basınçlar arasındaki

fark daha büyük olduğu için basınçlar daha kısa sürede dengelenmekte ve soğutkan göçü daha kısa sürmektedir.

Ortam Sıcaklığı	Basınçların Dengelenme Süresi	Sıvı Fazda Geçiş Süresi	Buhar Fazında Geçiş Süresi
10°C	13.5 - 14 dak.	5.5 - 6 dak.	8 - 8.5 dak.
23°C	9.5 - 10 dak.	3 - 3.5 dak.	6 - 6.5 dak.
32°C	7.5 - 8 dak.	2.5 - 3 dak.	4.5 - 5 dak.

- Basınçların dengelenme süresinin ortam sıcaklığına göre değişimi; farklı ortam sıcaklıklarında, yoğuşturucudaki aşırı soğutma miktarının ve durma periyodu öncesinde yoğuşturucuda bulunan soğutkan miktarının değişiminin bir sonucudur. Düşük ortam sıcaklıklarında yoğuşturucudaki aşırı soğutma miktarı arttığından, durma periyodu esnasında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkan miktarı da artmakta ve soğutkan göçü daha uzun sürmektedir.
- R600a ve R134a soğutkanları kullanılması durumlarında, buhar fazında geçiş süresinin toplam soğutkan göçü süresine oranı yaklaşık %65 mertebelerindedir. Bu nedenle, söz konusu iki farklı soğutkanın kullanılması durumlarında soğutkan göçünün sistem performansına olan etkileri arasındaki fark, ayrı ayrı sıvı ve buhar fazlarındaki soğutkan göçü süreleri arasındaki farktan ziyade, temel olarak toplam soğutkan göçü süreleri ve miktarları arasındaki farktan kaynaklanmaktadır.

Soğutkan	Basınçların Dengelenme Süresi	Sıvı Fazda Geçiş Süresi	Buhar Fazında Geçiş Süresi
R134a	9.5 - 10 dak.	3 - 3.5 dak.	6 - 6.5 dak.
R600a	4.5 - 5 dak.	1.5 - 2 dak.	3- 3.5 dak.

- R600a soğutkanına geçildiğinde, soğutkan göçü süresinin kısalması, termodinamik özelliklerinden dolayı R600a'nın R134a'ya nazaran %60 oranında daha az miktarda kullanılmasının bir sonucudur. Aynı soğutma kapasitesine sahip R600a soğutkanlı sistemde şarj miktarı daha düşük olduğundan, göç eden soğutkan miktarı da daha düşük olmakta ve soğutkan göçünün sistem performansı üzerindeki etkisi de azalmaktadır.
- Düşük ortam sıcaklıklarında bir tam döngü süresi kısalmakta ve böylece gün içindeki toplam döngü sayısı artmaktadır. Belirli bir zaman aralığındaki döngü sayısının artması, döngüsel kayıpların etkisini de artıracığından; ortam sıcaklığının düşmesi ile birlikte soğutkan göçü daha etkin olmaktadır.

Soğutkan göçü esnasında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkan miktarı ve soğutkan göçünün neden olduğu ısıtma etkisi, R600a soğutkanlı deneylerde elde edilen deneysel çıktılar da kullanılarak, teorik olarak hesaplanmıştır.

- 25°C ve 32°C ortam sıcaklıkları için; optimum şarj durumlarında, durma periyodu esnasında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen soğutkan miktarları sırasıyla; 8,56gr ve 10,63gr olarak hesaplanmıştır.
- Yüksek ortam sıcaklığında; çalışma periyodu esnasındaki soğutkan debisi daha düşük olduğundan, yoğuşma kapasitesi de azalmakta ve yoğuşturucuda yoğuşma daha erken tamamlanmaktadır. Bunun sonucunda da yoğuşturucudaki aşırı soğutma miktarı ve dolayısıyla sıvı miktarı artmaktadır. Böylece göç eden soğutkan miktarı da artmaktadır.
- Yapılan teorik hesaplamalarda sistemdeki toplam şarj miktarının her durum için bağımsız olarak optimum kabul edildiği göz önünde bulundurulmalıdır. Uygulamada, aynı şarj miktarı kullanılması durumunda, soğutkan göçü miktarının yüksek ortam sıcaklığı koşullarında daha düşük olması beklenir. Yüksek ortam sıcaklıklarındaki soğutkan göçü süresinin kısalması, bu görüşü desteklemektedir.
- 25°C ve 32°C ortam sıcaklıklarında, durma periyodu esnasında soğutkan göçünün neden olduğu ısıtma etkisinin toplam soğutma enerjisine oranı sırasıyla; %3,82 ve %2,90 olarak tespit edilmiştir.

Ortam Sıc. [°C]	Kabin İçi Sıc. [°C]	Kabin Isı Yüğü [W]	Döngü Süresi [dk]	Soğutma Enerjisi [J]	S.G. Isıtma Enerjisi [J]	%Etki
25	-21,62	53,0	26,33	83729	3196	3,82%
32	-21,67	62,2	36,68	136890	3969	2,90%

- Yüksek ortam sıcaklığında; optimum şarj durumunda, yoğuşturucudan buharlaştırıcıya göç eden soğutkan miktarı arttığı için, soğutkan göçünden kaynaklanan ısıtma enerjisinin mutlak değeri de artmaktadır. Ancak; dış ortam ile kabin içi arasındaki sıcaklık farkı arttığından, soğutma sisteminin sağlaması gereken soğutma enerjisinin mutlak değeri de büyük oranda artmaktadır. Toplam soğutma enerjisindeki artış oranı soğutkan göçü kaynaklı ısıtma enerjisindeki artış oranından daha fazla olduğu için; yüksek ortam sıcaklığında mutlak değerce daha fazla olmasına rağmen, soğutkan göçünün toplam soğutma kapasitesi üzerindeki ısıtma etkisi yüksek ortam sıcaklığında daha az olmaktadır.

Buzdolabı döngüsel kayıpları genelinde özellikle soğutkan göçüne etken parametrelerin kontrollü bir şekilde ele alınmasına ve etkilerinin irdelenmesine yönelik bir deney düzeneği kurulmuştur. Başta yoğuşma koşulları olmak üzere, ilgili sistem parametreleri sabit tutulup, tek değişken olarak toplam döngü süresi alınarak soğutkan göçüne etken kontrollü bir parametre olarak irdelenmiştir.

Toplam döngü süresinin soğutkan göçüne olan etkisinin irdelendiği deneylerde, 22 geçişli boyut kombinasyonu kullanılmış ve yoğuşturucunun 22 geçişinde yoğuşma sağlanırken, sonraki 3 geçişli kısımda da yaklaşık 4°C aşırı soğutma gerçekleştirilmiştir. Su şartlandırma tanklarındaki su sıcaklıkları ve akış kontrol valflerinin açıklıkları, yoğuşturucuda sabit ~4bar basınçta yoğuşma sağlamak üzere ayarlanmıştır. 30 dakika döngü süresi için soğutkan göçünün engellenmesi ile soğutma etkenlik katsayısında elde edilen kazanç $1,35 \pm 0,8$ ve 50 dakika döngü süresi için $0,95 \pm 0,8$ olmaktadır. 70 dakika döngü süresi için soğutkan göçünün engellenmesi ile elde edilen kazanç ise belirsizlik sınırları içinde kalmaktadır.

- Toplam döngü süresinin kısılması ve döngü frekansının artması ile birlikte, soğutkan göçünün sistem performansına olan etkisi artmaktadır. Toplam döngü süresinin azalması, birim zamanda gerçekleşen döngü sayısının (döngü frekansının) artması anlamına gelir. Bu durumda; aynı zaman aralığında gerçekleşen durma/kalkma sayısı artacak ve döngüsel kayıplar daha etkin hale gelecektir.

İki farklı derin dondurucu ve deney düzeneği üzerinde yapılan deneyler ve teorik çalışmalar neticesinde ortaya konan, soğutkan göçüne etken parametreler:

- ✓ Ortam sıcaklığı
- ✓ Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları
- ✓ Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutları
- ✓ Toplam döngü süresi (döngü frekansı)
- ✓ Soğutkan cinsi
- ✓ Aşırı soğutma miktarı

KAYNAKLAR

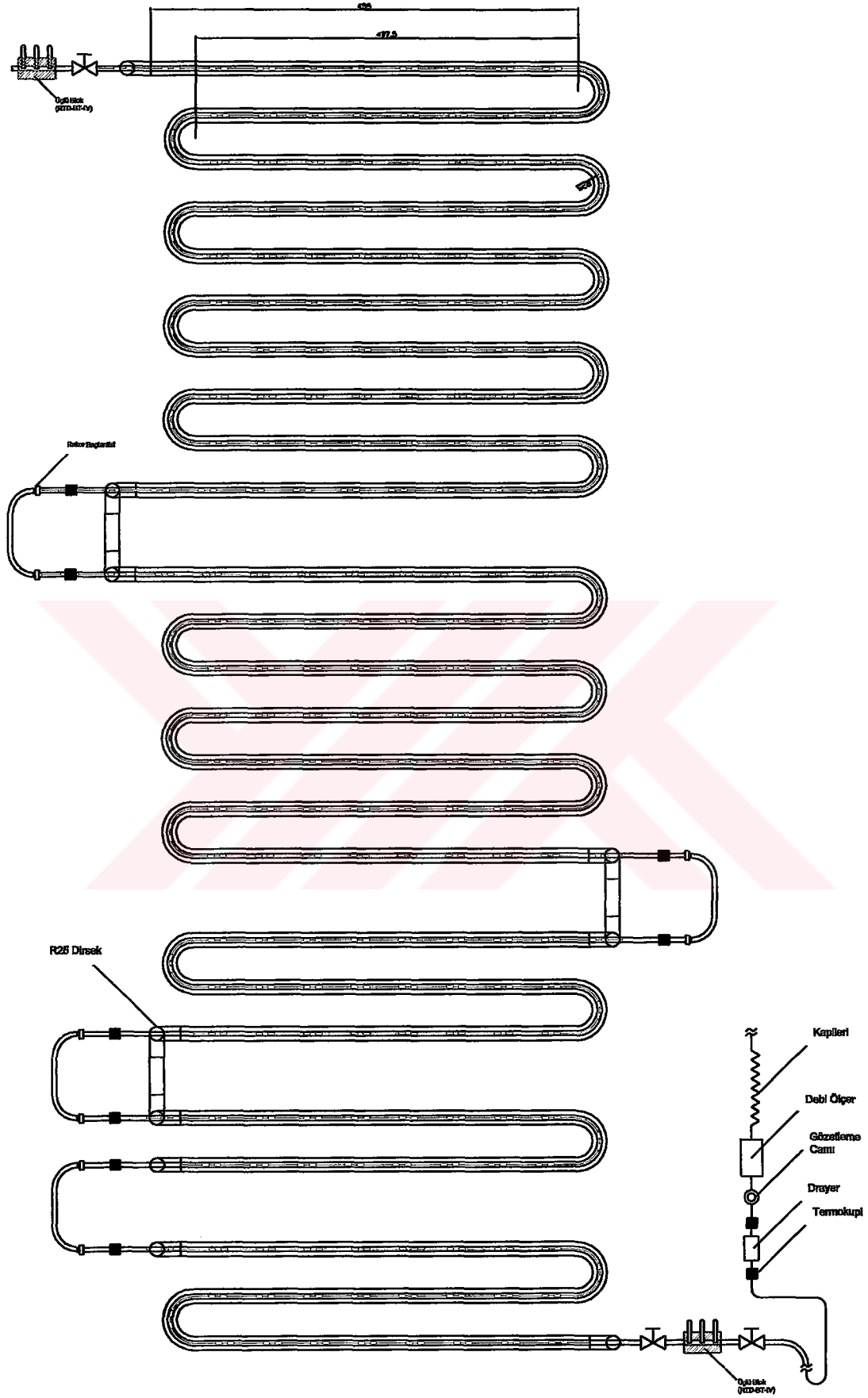
- [1] Janssen, M.J., DeWit, J.A. and Kuijpers, L.J., 1992. Cycling losses in domestic appliances: an experimental and theoretical analysis, *International J. of Refrigeration*, 15/3, 152-158.
- [2] Binnener, P., Kraus, E. and Quack H., 2002. Reduction in power consumption of household refrigerators by using variable speed compressors, *Proceedings of the 2002 International Refrigeration Conference at Purdue*, R17-4.
- [3] Ilic, S., Hrnjak, P. and Bullard C., 2002. Experimental comparison of continuous vs. pulsed flow modulation in vapor compression systems, *Proceedings of the 2002 International Refrigeration Conference at Purdue*, R4-1.
- [4] Radermacher, R. and Kim, K., 1996. Domestic refrigerators: recent developments, *International J. of Refrigeration*, 19/1, 61-69.
- [5] Westphalen, D., 2002. Application of best industry practices to the design of efficient commercial refrigerators, *Proceedings of the 2002 International Refrigeration Conference at Purdue*, R17-1.
- [6] Rubas, P. and Bullard, C., 1995. Factors contributing to refrigerator cycling losses, *International J. of Refrigeration*, 18/3, 168-176.
- [7] Rubas, P. and Bullard, C., 1993. Assessment of factors contributing to refrigerator cycling losses, *ACRC Technical Report, TR-45*, Illinois
- [8] Krause, P. and Bullard, C., 1994. Cycling and quasi steady behaviour of a refrigerator, *ACRC Technical Report, TR-58*, Illinois
- [9] Wang, J. and Wu, Y., 1990. Start-up and shut-down operation in a reciprocating compressor refrigeration system with capillary tubes, *International J. of Refrigeration*, 13, 187-190.
- [10] Mulroy, W. and Didion D., 1985. Refrigerant migration in a split-unit air conditioner, *ASHRAE Transactions*, 92(1A), 193-206.
- [11] İnan, C., Gönül, T. ve Akkurt, A.S., 1998. B5070 buzdolabının x-ışını ve sıcaklık ölçümü analizleri, *Arçelik ATGM Araştırma Raporu, ARG-021*, İstanbul
- [12] Dossat, R.J., 1997. Principles of Refrigeration, Prentice-Hall International, Inc., New Jersey
- [13] Özkol, N., 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği, TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayın No: 115, İstanbul

- [14] Janssen, M.J.P., 1989. Cycling losses in cooling circuits, *Master's Thesis*, Eindhoven University of Technology, Eindhoven
- [15] Oğuz, E., 2000. Heatgain simülasyon programının 2031 freezer için validasyonu, *Arçelik ATGM Araştırma Raporu*, ANN-281, İstanbul
- [16] Holman, J.P., 1994. Experimental Methods For Engineers, McGraw-Hill, Inc., New York
- [17] Mitsubishi FX Series Programmable Controllers Manual
- [18] Michel, G., 1990. Programmable Logic Controllers: Architecture and Application, Wiley, Chichester.
- [19] Ogata, K., 1997. Modern Control Engineering, Prentice Hall, New Jersey
- [20] Genceli, O.F., 1999. Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul
- [21] Karataş, H. ve Lale, Ç., 2002. B295 buzdolabı evaporatörünün ısı performans deney sonuçları, *Arçelik ATGM Araştırma Raporu*, ANN-337, İstanbul
- [22] White, F., 1991. Viscous Fluid Flow, McGraw-Hill, New York
- [23] Shah, R., Alleyne, A. and Bullard C., 2003. Dynamic modelling and control of multi-evaporator subcritical vapor compression systems, *ACRC Technical Report*, TR-216, Illinois
- [24] Gemici, Z. ve Aydın, C., 2000. No-frost kombi buzdolabı simülasyonu (REFSIM), *Arçelik ATGM Araştırma Raporu*, ARN-120, İstanbul
- [25] NIST Refprop Version 6.01, Thermodynamic Properties of Refrigerants
- [26] Karataş, H. ve Dirik, E., 1998. Düşey tel ve boru tipi kondenserin performansının deneysel incelenmesi ve kapasite hesabı, *Arçelik ATGM Araştırma Raporu*, ANN-156, İstanbul
- [27] Gemici, Z. ve Aydın, C., 2000. No-frost buzdolabı simülasyonu (REFSIM), *Arçelik ATGM Araştırma Raporu*, ARN-125, İstanbul
- [28] Jia, X., Tso, C.P., Jolly, P. and Wong, Y.W., 1999. Distributed steady and dynamic modelling of dry-expansion evaporators, *International J. of Refrigeration*, 22, 126-136.
- [29] Kocatürk, S., 2003. Soğutucu döngüsel kayıpları deney düzeneği, *Arçelik ATGM Araştırma Raporu*, ANN-457, İstanbul
- [30] Kocatürk, S., 2004. Döngü frekansının soğutkan göçüne etkisi, çift kapileri uygulaması ve derin dondurucuda soğutkan göçünün engellenmesi, *Arçelik ATGM Araştırma Raporu*, ANN-535, İstanbul

EKLER

EK – A Açıklayıcı Resimler ve Çizimler





Şekil A.1 Deney düzeneğinde kullanılan su soğutmalı yoğuşturucu

EK – B RTD Sıcaklık Ölçüm Elemanlarının Kalibrasyon Verileri

$$\text{Kal.Eğ.: } y = 0,9954.x - 1,069$$

Ref. Sıc. [°C]	RTD301 [°C]	Serb. Derecesi	Standart Sapma	Student 't' Değeri	%95 Güv. Aralığı	Düz.Değer [°C]	Fark [°C]
10,48	11,71	367	0,0047	1,96	11,71±0,00048	10,59	0,11
15,70	16,75	236	0,00653	1,96	16,75±0,00083	15,60	-0,10
20,70	21,80	235	0,01031	1,96	21,80±0,00132	20,63	-0,07
25,53	26,77	234	0,01108	1,96	26,77±0,00142	25,58	0,05
30,52	31,75	237	0,01078	1,96	31,75±0,00137	30,53	0,01
35,24	36,45	238	0,02647	1,96	36,45±0,00336	35,21	-0,03
40,08	41,35	234	0,0189	1,96	41,35±0,00242	40,09	0,01
50,04	51,36	390	0,02734	1,96	51,36±0,00271	50,05	0,01

Maks. Toplam Belirsizlik : ±0,16048

Tablo B.1 RTD301 Kalibrasyon Dökümü

$$\text{Kal.Eğ.: } y = 1,0069.x - 1,3795$$

Ref. Sıc. [°C]	RTD302 [°C]	Serb. Derecesi	Standart Sapma	Student 't' Değeri	%95 Güv. Aralığı	Düz.Değer [°C]	Fark [°C]
17,69	18,85	105	0,00464	1,985	18,85±0,00089	17,60	-0,09
23,72	24,92	105	0,00282	1,985	24,92±0,00054	23,71	-0,01
29,78	31,10	525	0,01805	1,96	24,10±0,00154	29,93	0,15
42,72	43,79	105	0,00482	1,985	43,79±0,00093	42,71	-0,01
47,40	48,44	176	0,00175	1,96	48,44±0,00026	47,39	-0,01
61,59	62,45	106	0,00503	1,985	62,45±0,00097	61,50	-0,09
70,90	71,83	106	0,00269	1,985	71,83±0,00052	70,95	0,05

Maks. Toplam Belirsizlik : ±0,20154

Tablo B.2 RTD302 Kalibrasyon Dökümü

$$\text{Kal.Eğ.: } y = 0,9871.x - 0,5405$$

Ref. Sıc. [°C]	RTD309 [°C]	Serb. Derecesi	Standart Sapma	Student 't' Değeri	%95 Güv. Aralığı	Düz.Değer [°C]	Fark [°C]
20,70	21,56	235	0,0096	1,96	21,56±0,00122	20,74	0,04
25,53	26,53	234	0,01042	1,96	26,53±0,00133	25,65	0,12
30,52	31,50	237	0,01069	1,96	31,50±0,00136	30,55	0,03
35,24	36,20	238	0,02719	1,96	36,20±0,00345	35,19	-0,05
40,08	41,11	234	0,01819	1,96	41,11±0,00233	40,04	-0,04
50,04	51,11	390	0,02683	1,96	51,11±0,00266	49,91	-0,13
56,76	57,91	464	0,10228	1,96	57,91±0,00930	56,62	-0,14
70,78	72,37	232	0,00446	1,96	72,37±0,00057	70,90	0,12
81,32	83,00	233	0,01332	1,96	83±0,00171	81,39	0,07

Maks. Toplam Belirsizlik : ±0,1993

Tablo B.3 RTD309 Kalibrasyon Dökümü

$$\text{Kal.Eğ.: } y = 1,0224.x - 0,7515$$

Ref. Sic. [°C]	RTD308 [°C]	Serb. Derecesi	Standart Sapma	Student 't' Değeri	%95 Güv. Aralığı	Düz.Değer [°C]	Fark [°C]
-0,40	0,32	105	0,00502	1,985	0,32±0,00097	-0,42	-0,02
3,81	4,28	105	0,0013	1,985	4,28±0,00025	3,63	-0,18
7,06	7,54	105	0,00527	1,985	7,54±0,00102	6,96	-0,10
10,14	10,86	106	0,00448	1,985	10,86±0,00086	10,35	0,21
14,12	14,54	105	0,00301	1,985	14,54±0,00058	14,11	-0,01
17,69	17,99	105	0,00615	1,985	17,99±0,00119	17,64	-0,05
23,72	24,01	105	0,00236	1,985	24,01±0,00046	23,79	0,07
29,78	30,02	525	0,03219	1,96	30,02±0,00275	29,94	0,16
42,72	42,61	105	0,00452	1,985	42,61±0,00087	42,81	0,09
47,40	47,06	176	0,00159	1,96	47,06±0,00023	47,36	-0,04
61,59	60,83	106	0,0049	1,985	60,83±0,00094	61,43	-0,16

Maks. Toplam Belirsizlik : ±0,26086

Tablo B.4 RTD308 Kalibrasyon Dökümü

$$\text{Kal.Eğ.: } y = 1,0223.x - 0,3029$$

Ref. Sic. [°C]	RTD312 [°C]	Serb. Derecesi	Standart Sapma	Student 't' Değeri	%95 Güv. Aralığı	Düz.Değer [°C]	Fark [°C]
7,06	7,20	105	0,00797	1,985	7,20±0,00154	7,05	-0,01
14,12	14,20	105	0,00496	1,985	14,20±0,00096	14,21	0,09
17,69	17,53	105	0,00455	1,985	17,53±0,00088	17,61	-0,08
23,72	23,44	105	0,00444	1,985	23,44±0,00086	23,66	-0,06
28,70	28,43	105	0,00259	1,985	28,43±0,00050	28,76	0,06
45,70	44,73	173	0,02704	1,96	44,73±0,00402	45,42	-0,28
47,40	46,91	176	0,00223	1,96	46,91±0,00033	47,65	0,25

Maks. Toplam Belirsizlik : ±0,33402

Tablo B.5 RTD312 Kalibrasyon Dökümü

$$\text{Kal.Eğ.: } y = 1,0053.x - 1,1034$$

Ref. Sic. [°C]	RTD313 [°C]	Serb. Derecesi	Standart Sapma	Student 't' Değeri	%95 Güv. Aralığı	Düz.Değer [°C]	Fark [°C]
10,14	11,30	106	0,00714	1,985	11,30±0,00137	10,25	0,11
14,12	15,08	105	0,00543	1,985	15,08±0,00105	14,06	-0,06
17,69	18,59	105	0,00556	1,985	18,59±0,00107	17,59	-0,10
23,72	24,67	105	0,00192	1,985	24,67±0,00037	23,70	-0,02
29,78	30,81	525	0,03518	1,96	30,81±0,00301	29,88	0,10
42,72	43,52	105	0,00138	1,985	43,52±0,00027	42,67	-0,05
47,40	48,34	176	0,00264	1,96	48,34±0,00039	47,52	0,12
61,59	62,34	106	0,00431	1,985	62,34±0,00083	61,60	0,01

Maks. Toplam Belirsizlik : ±0,17039

Tablo B.6 RTD313 Kalibrasyon Dökümü

EK – C Basınç Transduserleri Kalibrasyon Verileri ve Ölçüm Belirsizlikleri

Kal.Eğr.(+): $y = 1,0076.x - 0,3166$							
Referans [psi] (+)	BT303 [psi] (+)	Düz.Değer [psi] (+)	Hata [psi] (+)	Referans [psi] (-)	BT303 [psi] (-)	Düz.Değer [psi] (-)	Hata [psi] (-)
0	0,199	-0,116	-0,116	0	0,199	-0,192	-0,192
3,5	3,73	3,442	-0,058	-	-	-	-
7,6	7,818	7,561	-0,039	-	-	-	-
10,85	11,094	10,862	0,012	-	-	-	-
14,5	14,735	14,530	0,030	14,9	14,707	14,428	-0,472
18,25	18,425	18,248	-0,002	18,2	18,676	18,428	0,228
21,8	22,018	21,869	0,069	21,9	22,131	21,909	0,009
25,4	25,502	25,379	-0,021	25,4	25,693	25,499	0,099
29	29,169	29,074	0,074	29	29,188	29,021	0,021
36,4	36,476	36,437	0,037	36,4	36,609	36,499	0,099
43,5	43,589	43,604	0,104	43,6	43,805	43,750	0,150
50,7	50,624	50,692	-0,008	50,9	50,96	50,960	0,060
58	57,823	57,946	-0,054	58	58,031	58,086	0,086
65,25	65,016	65,194	-0,056	65,4	65,264	65,374	-0,026
72,5	72,171	72,403	-0,097	72,6	72,395	72,560	-0,040
79,7	79,298	79,584	-0,116	80	79,734	79,956	-0,044
87	86,881	87,225	0,225	87	86,899	87,176	0,176
101,2	100,866	101,316	0,116	101,5	101,195	101,582	0,082
115,75	115,327	115,887	0,137	115,9	115,495	115,992	0,092
130,2	129,596	130,264	0,064	130	129,441	130,045	0,045
145	143,961	144,739	-0,261	145	143,961	144,677	-0,323
%0,01638 Histerisis			Maks.Toplam Belirsizlik: $\pm 0,6473 \text{ psi} = \pm 0,045 \text{ bar}$				

Tablo C.1 BT303 Kalibrasyon Dökümü

Kal.Eğr.(+): $y = 1,0088.x - 0,3197$							
Referans [psi] (+)	BT304 [psi] (+)	Düz.Değer [psi] (+)	Hata [psi] (+)	Referans [psi] (-)	BT304 [psi] (-)	Düz.Değer [psi] (-)	Hata [psi] (-)
0	0,211	-0,117	-0,117	0	0,21	-0,227	-0,227
3,5	3,654	3,356	-0,144	-	-	-	-
7,6	7,755	7,494	-0,106	-	-	-	-
10,85	11,042	10,809	-0,041	-	-	-	-
14,5	14,691	14,491	-0,009	14,9	14,662	14,358	-0,542
18,25	18,39	18,222	-0,028	18,2	18,64	18,373	0,173
21,8	21,991	21,855	0,055	21,9	22,103	21,868	-0,032
25,4	25,482	25,377	-0,023	25,4	25,672	25,469	0,069
29	29,154	29,081	0,081	29	29,178	29,008	0,008
36,4	36,48	36,471	0,071	36,4	36,608	36,506	0,106
43,5	43,597	43,651	0,151	43,6	43,81	43,774	0,174
50,7	50,632	50,748	0,048	50,9	50,97	51,000	0,100
58	57,828	58,007	0,007	58	58,044	58,139	0,139
65,25	65,021	65,263	0,013	65,4	65,27	65,432	0,032
72,5	72,168	72,473	-0,027	72,6	72,392	72,619	0,019
79,7	79,287	79,655	-0,045	80	79,723	80,018	0,018
87	86,853	87,288	0,288	87	86,871	87,231	0,231
101,2	100,798	101,355	0,155	101,5	101,122	101,614	0,114
115,75	115,199	115,883	0,133	115,9	115,363	115,986	0,086
130,2	129,384	130,193	-0,007	130	129,234	129,984	-0,016
145	143,654	144,588	-0,412	145	143,654	144,537	-0,463
%0,02069 Histerisis				Maks.Toplam Belirsizlik: $\pm 1,0925$ psi = $\pm 0,075$ bar			

Tablo C.2 BT304 Kalibrasyon Dökümü

Kal.Eğr.(+): $y = 1,0080.x - 12,484$							
Referans [psi] (+)	BT305 [psi] (+)	Düz.Değer [psi] (+)	Hata [psi] (+)	Referans [psi] (-)	BT305 [psi] (-)	Düz.Değer [psi] (-)	Hata [psi] (-)
0	12,725	0,343	0,343	0	12,653	-0,101	-0,101
3,5	15,761	3,403	-0,097	-	-	-	-
7,6	19,872	7,547	-0,053	-	-	-	-
10,85	23,145	10,846	-0,004	-	-	-	-
14,5	26,797	14,527	0,027	14,9	27,495	14,884	-0,016
18,25	30,512	18,272	0,022	18,2	30,97	18,392	0,192
21,8	34,105	21,894	0,094	21,9	34,777	22,236	0,336
25,4	37,593	25,410	0,010	25,4	38,201	25,693	0,293
36,4	48,567	36,472	0,072	36,4	48,784	36,377	-0,023
43,5	55,724	43,686	0,186	43,6	56,221	43,886	0,286
50,7	62,412	50,427	-0,273	50,9	62,958	50,687	-0,213
58	69,654	57,727	-0,273	58	69,86	57,656	-0,344
65,25	76,881	65,012	-0,238	65,4	77,104	64,969	-0,431
79,7	91,207	79,453	-0,247	80	91,761	79,767	-0,233
87	98,792	87,098	0,098	87	99,295	87,373	0,373
101,2	112,846	101,265	0,065	101,5	113,454	101,668	0,168
115,75	127,388	115,923	0,173	115,9	127,704	116,055	0,155
145	156,252	145,018	0,018	145	156,252	144,877	-0,123
%0,01121 Histerisis				Maks.Toplam Belirsizlik: $\pm 0,5578$ psi = $\pm 0,038$ bar			

Tablo C.3 BT305 Kalibrasyon Dökümü

Kal.Eğr.(+): $y = 1,0069.x + 1,5242$							
Referans [psi] (+)	BT306 [psi] (+)	Düz.Değer [psi] (+)	Hata [psi] (+)	Referans [psi] (-)	BT306 [psi] (-)	Düz.Değer [psi] (-)	Hata [psi] (-)
3,5	2,034	3,572	0,072	-	-	-	-
7,6	6,027	7,593	-0,007	-	-	-	-
10,85	9,304	10,892	0,042	-	-	-	-
14,5	12,926	14,539	0,039	14,9	13,614	14,844	-0,056
18,25	16,636	18,275	0,025	18,2	17,073	18,334	0,134
21,8	20,216	21,880	0,080	21,9	20,881	22,177	0,277
25,4	23,71	25,398	-0,002	25,4	24,312	25,640	0,240
29	27,375	29,088	0,088	29	27,45	28,807	-0,193
36,4	34,7	36,464	0,064	36,4	34,966	36,392	-0,008
43,5	41,849	43,662	0,162	43,6	42,404	43,898	0,298
50,7	48,629	50,489	-0,211	50,9	49,144	50,700	-0,200
58	55,871	57,781	-0,219	58	56,049	57,669	-0,331
65,25	63,098	65,058	-0,192	65,4	63,297	64,984	-0,416
79,7	77,427	79,485	-0,215	80	77,956	79,777	-0,223
87	85,017	87,128	0,128	87	85,465	87,356	0,356
101,2	99,057	101,265	0,065	101,5	99,648	101,669	0,169
115,75	113,603	115,911	0,161	115,9	113,895	116,047	0,147
145	142,445	144,952	-0,048	145	142,445	144,860	-0,140
%0,06466 Histerisis			Maks.Toplam Belirsizlik: $\pm 0,5953$ psi = $\pm 0,041$ bar				

Tablo C.4 BT306 Kalibrasyon Dökümü

Kal.Eğr.(+): $y = 1,0001.x - 1,5999$							
Referans [psi] (+)	BT307 [psi] (+)	Düz.Değer [psi] (+)	Hata [psi] (+)	Referans [psi] (-)	BT307 [psi] (-)	Düz.Değer [psi] (-)	Hata [psi] (-)
3,5	1,844	3,444	-0,056	-	-	-	-
7,6	5,974	7,574	-0,026	-	-	-	-
10,85	9,285	10,886	0,036	-	-	-	-
14,5	12,952	14,553	0,053	14,9	13,702	14,808	-0,092
18,25	16,684	18,286	0,036	18,2	17,186	18,305	0,105
21,8	20,298	21,900	0,100	21,9	21,019	22,152	0,252
25,4	23,812	25,414	0,014	25,4	24,464	25,610	0,210
29	27,486	29,089	0,089	29	27,638	28,796	-0,204
36,4	34,855	36,458	0,058	36,4	35,23	36,416	0,016
43,5	42,031	43,635	0,135	43,6	42,75	43,964	0,364
50,7	48,977	50,582	-0,118	50,9	49,502	50,741	-0,159
58	56,225	57,831	-0,169	58	56,469	57,734	-0,266
65,25	63,483	65,089	-0,161	65,4	63,724	65,015	-0,385
72,5	70,689	72,296	-0,204	72,6	70,983	72,301	-0,299
79,7	77,897	79,505	-0,195	80	78,418	79,764	-0,236
87	85,529	87,137	0,137	87	85,987	87,361	0,361
101,2	99,656	101,266	0,066	101,5	100,225	101,651	0,151
115,75	114,284	115,895	0,145	115,9	114,566	116,045	0,145
130,2	128,738	130,351	0,151	130	128,622	130,154	0,154
145	143,295	144,909	-0,091	145	143,295	144,881	-0,119
%0,13103 Histerisis			Maks.Toplam Belirsizlik: $\pm 0,6665$ psi = $\pm 0,046$ bar				

Tablo C.5 BT307 Kalibrasyon Dökümü

ÖZGEÇMİŞ

Serdar KOCATÜRK, 1980 yılında Sakarya’da doğdu. 1995 yılında Kocaeli Körfez Fen Lisesi’nde başladığı lise öğrenimini 1998 yılında İzmit Erkul Lisesi’nde tamamladı. 1998 yılında girdiği İ.T.Ü. Makina Fakültesi’nden 2002 yılında Makina Mühendisi olarak mezun oldu ve aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Enerji Programı’nda yüksek lisans öğrenimine başladı. 2002 – 2004 yılları arasında sürdürdüğü yüksek lisans eğitimi esnasında, tez çalışmalarını “Endüstride Uygulama Destekli Tez Programı” kapsamında, Arçelik A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi’nde gerçekleştirdi. Halen, Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi’nde Makina Mühendisi olarak çalışmaktadır.

