

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**R600a SOĞUTKANLI SOĞUTMA DEVRELERİNDE  
KILCAL BORU AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN  
DENEYSEL İNCELENMESİ**

Makine Müh. Özgür BİLGİÇ

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN

**İSTANBUL,2006**

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iv
KISALTMA LİSTESİ .....	v
ŞEKİL LİSTESİ .....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ .....	vii
ÖNSÖZ.....	viii
ÖZET .....	ix
ABSTRACT .....	x
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Soğutma devrelerinde kılcal boru kullanımı .....	1
1.2 Kılcal boruda soğutkan akışı ve özellikleri .....	1
1.3 Kılcal borulu sistemlerde kapasite denge şartı .....	3
1.4 Alternatif soğutkan R600a.....	4
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	7
3. LİTERATÜRDEN ÇIKARIMLAR VE ÇALIŞMANIN AMACI.....	12
4. DENEY DÜZENEGİ .....	14
4.1 Kabin Şartlandırma Ünitesi .....	14
4.2 Su Hazırlama ve Şartlandırma Grubu.....	17
4.2.1 Yoğuşturucu Suyu Şartlandırma Grubu ve Hattı.....	17
4.2.2 Aşırı Soğutma Suyu Şartlandırma Grubu ve Hattı .....	20
4.3 Soğutma Ünitesi .....	22
4.4 Ölçüm Veri Toplama ve Kontrol Sistemi .....	25
4.4.1 Veri Toplama Sistemi .....	25
4.4.2 Ölçü Sistemi .....	29
4.4.2.1 Sıcaklık Ölçümü .....	29
4.4.2.2 Basınç Ölçümü .....	29
4.4.2.3 Debi Ölçümü.....	30
5. DENEYLER .....	32
5.1 Deneysel hazırlık süreci.....	32
5.2 Deneylerin yapılış süreci .....	33
6. DENEY SONUÇLARI.....	35
6.1 Parametrik değerlendirmeler .....	35

6.1.1	Teorik irdelemeler .....	35
6.1.2	DeneySEL yolla tespit edilen parametrik etkiler .....	37
6.1.2.1	İç çap etkisi .....	37
6.1.2.2	Uzunluk etkisi .....	37
6.1.2.3	Yoğuşma sıcaklığı/basıncı etkisi .....	38
6.1.2.4	Buharlaşma sıcaklığı/basıncı etkisi .....	39
6.1.2.5	Aşırı soğuma etkisi .....	39
7.	VERİLERİN ANALİZİ VE ADYABATİK KILCAL BORU AKIŞ KORELASYONU ELDE EDİLİŞİ .....	41
7.1	Boyutsuzlaştırma ve regresyon modelinin tanımlanması .....	41
7.2	En küçük kareler yöntemi .....	45
7.3	Regresyon modelinin çözümlenmesi ve uyumun değerlendirilmesi .....	46
8.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	49
	KAYNAKLAR .....	51
	EKLER .....	53
	Ek1 Sigmaplot regresyon çözüm raporu .....	54
	ÖZGEÇMİŞ .....	65

## SİMGE LİSTESİ

L	Toplam kılcal boru uzunluğu (m)
$L_{tf}$	Kılcal boru tek fazlı akış uzunluğu (m)
$L_{\text{çf}}$	Kılcal boru çift fazlı akış uzunluğu (m)
$L_{kb}$	Kılcal boru kararsız bölge akış uzunluğu (m)
d	Kılcal boru çapı (m)
$P_{yoğ}$	Yoğuşturucu basıncı (bar)
$P_{buh}$	Buharlaştırıcı basıncı (bar)
$T_{yoğ}$	Yoğuşturucu sıcaklığı (°C)
$T_{buh}$	Buharlaştırıcı sıcaklığı (°C)
$T_{a. soğ}$	Aşırı soğuma miktarı (°C)
$T_{doy}$	Doyma sıcaklığı (°C)
$P_{doy}$	Doyma basıncı (bar)
G	Kütleli akı (kg/m <sup>2</sup> .s)
h	Entalpi (kJ/kg)
$\dot{m}$	Soğutkanın kütleli debisi (kg/s)
$\mu_s$	Sıvı haldeki soğutkanın dinamik viskozitesi (N.s/m <sup>2</sup> )
$\mu_g$	Buhar haldeki soğutkanın dinamik viskozitesi (N.s/m <sup>2</sup> )
$\rho_s$	Sıvı haldeki soğutkanın yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_g$	Buhar haldeki soğutkanın yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )

## **KISALTIMA LİSTESİ**

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CFC	Chlorofluorocarbon
HC	Hydrocarbon
HCFC	Hydrochlorofluorocarbon
KW	Kilowatt
RTD	Referance Temperature Dedector

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Adyabatik kılcal boru akış rejimlerinin şematik çizimi ve mesafeye bağlı soğutkan basıncı ile soğutkan sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncının değişimi.....	2
Şekil 2.1 Melo ve diğ.'nin (1999) R12, R134a ve R600a soğutkanları ile adyabatik kılcal boru deneylerini yaptığı deney düzeneği .....	10
Şekil 2.2 Kim ve diğ.'nin (2002) R407c, R410a ve R22 soğutkanları ile adyabatik kılcal boru deneylerini yaptığı deney düzeneği .....	11
Şekil 4.1 Kabin şartlandırma ünitesi şematik çizimi .....	16
Şekil 4.2 Yoğuşturucu suyu şartlandırma hattı.....	17
Şekil 4.3 Yoğuşturucu suyu şartlandırma grubu başlangıcındaki basınç dengeleme hattı.....	18
Şekil 4.4 Pnömatik kontrollü akış kontrol valfi.....	19
Şekil 4.5 Aşırı soğutma suyu şartlandırma hattı.....	20
Şekil 4.6 Kılcal boru deney düzeneğinde kullanılan kompresör.....	22
Şekil 4.7 Filtre kurutucu, gözetleme camı ve debi-ölçer.....	23
Şekil 4.8 Soğutma Ünitesi .....	25
Şekil 5.1 Kılcal boru giriş bağlantısı ve sıcaklık ölçüm elemanlarının yerleşimi .....	33
Şekil 6.1 Farklı iç çap ölçülerinde kılcal boruların kütleli debilerinin yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimleri.....	37
Şekil 6.2 0.80 mm (a) ve 0.66 mm (b) iç çapında, farklı uzunluklarda kılcal boruların kütleli debilerinin yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimleri .....	38
Şekil.6.3 0.80*3000 mm (a) ve 0.66*3000 mm (b) boyutlarında kılcal boru kütleli debilerinin farklı aşırı soğutma değerlerinde, yoğuşma basıncına bağlı değişimleri.....	40
Şekil 7.1 Regresyon modeli ile deney sonuçlarının uyumu .....	47

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1 Soğutkanların çevresel etkileri .....	6
Çizelge 1.2 Soğutkan özelliklerinin ve evsel soğutucularda harcanan enerji miktarını etkileyen parametrelerin $-15^{\circ}\text{C}$ ve $30^{\circ}$ doyma sıcaklıkları arasında çalışan ideal ters Rankine çevriminde karşılaştırılması.....	6
Çizelge 4.1 Deney düzeneği üzerinden toplanan veriler .....	26
Çizelge 6.1 Deneyleerde kullanılan kılcal boru numuneleri fiziksel boyutları ve deney şartları	35
Çizelge 7.1 Kılcal boru akış analizinde kullanılan fiziksel büyüklüklerin boyutları .....	42

## ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam süresince çok değerli önerileri ile katkıda bulunan danışman hocam Sn. Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN'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. Fatih Özkadı'nın şahsında teşekkür ederim.

Proje süresince yaptığımız toplantılarda, yol gösterici tavsiyelerinden sıkça yararlandığım Sn. Yalçın Güldalı'na, çalışmanın seyrini önerileri ve güleryüzlü proje yönetimiyle her zaman daha iyiye götüren Sn Bekir Özyurt'a teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmanın her aşamasında yardım ve tavsiyelerini esirgemeyen ve deneyimlerinden çokça faydalandığım, Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU'na, deney düzeneklerinin hazırlanması aşamasında özveri ile çalışan teknisyen arkadaşlarım Sn. Faruk KOCABIYIK'a, Sn. Ercan KURTULDU'ya ve tüm ARGE Termodinamik Teknolojileri Laboratuvarı çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmasının idari boyutunda gösterdiği çabalardan ve desteklerinden ötürü Sn Burak Olgun'a teşekkür ederim.

Tez sürecinin yorucu temposunu samimiyetleri ile keyifli kılan dostlarım Sn Kerem Kurt, Sn Barış Parıldar, Sn. Mehmet Tolay, Sn Önder Balioğlu, Sn Ahmek Bozgeyik, Sn Erdem Turfan, Sn Fatih Yılmaz, Sn Serkan Yüzer, Sn Barış Ünal ve tüm ATGM Yüksek Lisans Öğrencileri'ne teşekkür ederim.

Zaman değişse de değişmeyen ve her zaman yanımda olan değerli dostlarım Sn Ender Yalçın, Sn Muzaffer Ören ve Sn Suphi Şen'e teşekkür ederim.

Çalışmamın en zor günlerinde, desteğinin ve kalbinin her zaman benimle olduğunu bildiğim Ezgi Kaya'ya teşekkür ederim.

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

Haziran 2006

Özgür Bilgiç



## ÖZET

Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutkanların ozon tabakasına verdikleri zararların ve yarattıkları küresel ısınma etkisinin büyüklüğü, özellikle son yıllarda yapılan bilimsel araştırmalarda ortaya konmaktadır. İnsanlığın geleceği için, uluslararası çapta çözüm platformları toplanmakta, dünya genelinde çevreci soğutkanlara geçilmesi doğrultusunda araştırma çalışmaları yapılmaktadır. Yapılan çalışmalarda, klor içeren halojenleştirilmiş hidrokarbonlar (CFC) ve Montreal Protokolü sonrasında kullanımı yaygınlaştırılan kloruz tam halojenleştirilmemiş hidrokarbon soğutkanların (HFC) terk edilerek hidrokarbon esaslı soğutkanlara (HC) geçilmesi eğilimi önem kazanmaktadır. Çevreci hassasiyetin yanında termodinamik verim ve uygulanabilirlik konularında değerlendirmeler yapılmakta, alternatif soğutkanlar bu kriterlerde mukayese edilmektedirler. Mukayeseler sonucunda hidrokarbon esaslı R600a (izobütan) soğutkanı tüm açılardan kaliteli bir alternatif olarak görülmektedir.

Alternatif soğutkanlara geçiş sürecinde, sistem bileşenlerinin yeniden boyutlandırılması ve arzulanan mekanik, ısı özelliklerinin elde edilmesi büyük önem taşımaktadır. Bu çalışma, soğutma sistemlerinde basınç düşürücü eleman olarak görev yapan kılcal borunun R600a soğutkanlı sistemlerdeki akış karakteristiklerinin incelenmesini amaçlamaktadır. Fiziksel yapısındaki basitliğe karşın akış ve faz değişimi süreçleri oldukça karmaşık gerçekleşen kılcal borunun, soğutma sistemi çevrim şartları olan yoğunlaştırıcı ve aşırı soğuma miktarı ile boyutsal özellikleri olan iç çap ve boya bağlı kütleli debi değişimi, deneysel olarak belirlenmiştir.

Kılcal borudan geçen kütleli debiyi etkileyen değişkenler, Buckingham  $\pi$  teoremi kullanılarak boyutsuzlaştırılmıştır. Elde edilen boyutsuz değişkenler arasında, kütleli debi ile aralarındaki deneysel bağımlılığın genelleştirilmesi amacıyla, doğrusal en küçük kareler regresyon algoritması kullanılarak bir ampirik korelasyon modeli üretilmiştir.

Anahtar kelimeler: Kılcal boru, soğutma sistemi, yoğunlaşma, buharlaşma, aşırı soğuma, deneysel çalışma, regresyon analizi, korelasyon

## ABSTRACT

The importance of global warming and ozone depletion caused by refrigerants is definitely brought up by scientific investigations in the last decade. For a future on a healthy world, international commissions concentrate on research activities for replacement of CFC and HFC type refrigerants with kinds of nature friendly refrigerants. Afterwards, tendency of using hydrocarbon (HC) type refrigerants get importance in that field. Beyond the environmental sensitivities, thermodynamical efficiency and product costs are considered in order to select alternative refrigerants. Intensive comparisons denotes, hydrocarbon type refrigerant R600a (isobutane) can take the place of conventional refrigerants in all aspects adequately.

Redesign of refrigeration cycle components, ensuring desired mechanical and thermal characteristic properties, is vital. In this way this study aims to investigate the flow characteristics of a refrigeration depressurization component, capillary tube, in refrigeration circuits using R600a. The capillary tubes phase change and fluid flow characteristics, which are really complex unlike its simplicity, are designated experimentally related to its dimensional and cycling properties. The mass flow rate through different capillary tubes was measured for various condensing temperatures and degrees of subcooling at the inlet of each capillary tube.

The variables affecting refrigerant mass flow rate are defined as dimensionless parameters by using Buckingham  $\pi$  theorem. Moreover, between the defined dimensionless parameters, an empirical correlation was developed with using little squares linear regression algorithm.

Keywords: capillary tube, refrigeration system, condensation, evaporation, subcooling, experimental study, regression analysis, correlation.

## 1. GİRİŞ

### 1.1 Soğutma devrelerinde kılcal boru kullanımı

Kılcal boru, soğutma devrelerinde kısılmayı sağlamak amacıyla kullanılan, ortalama 1 mm. iç çapında, uzun bakır bir borudur. İç çapı kılcallık etkisine müsaade etmeyecek derecede büyük olduğundan, fiziksel anlamda kılcallık etkisi göstermez. Genellikle düşük kapasiteli evsel soğutucularda kullanılmaktadır. Son yıllarda yüksek kapasiteli soğutma devrelerinde de kullanımı yaygınlaşmaktadır. Kılcal borunun soğutma devrelerinde kullanılmasının yarattığı avantajlar şu şekilde sıralanabilmektedirler

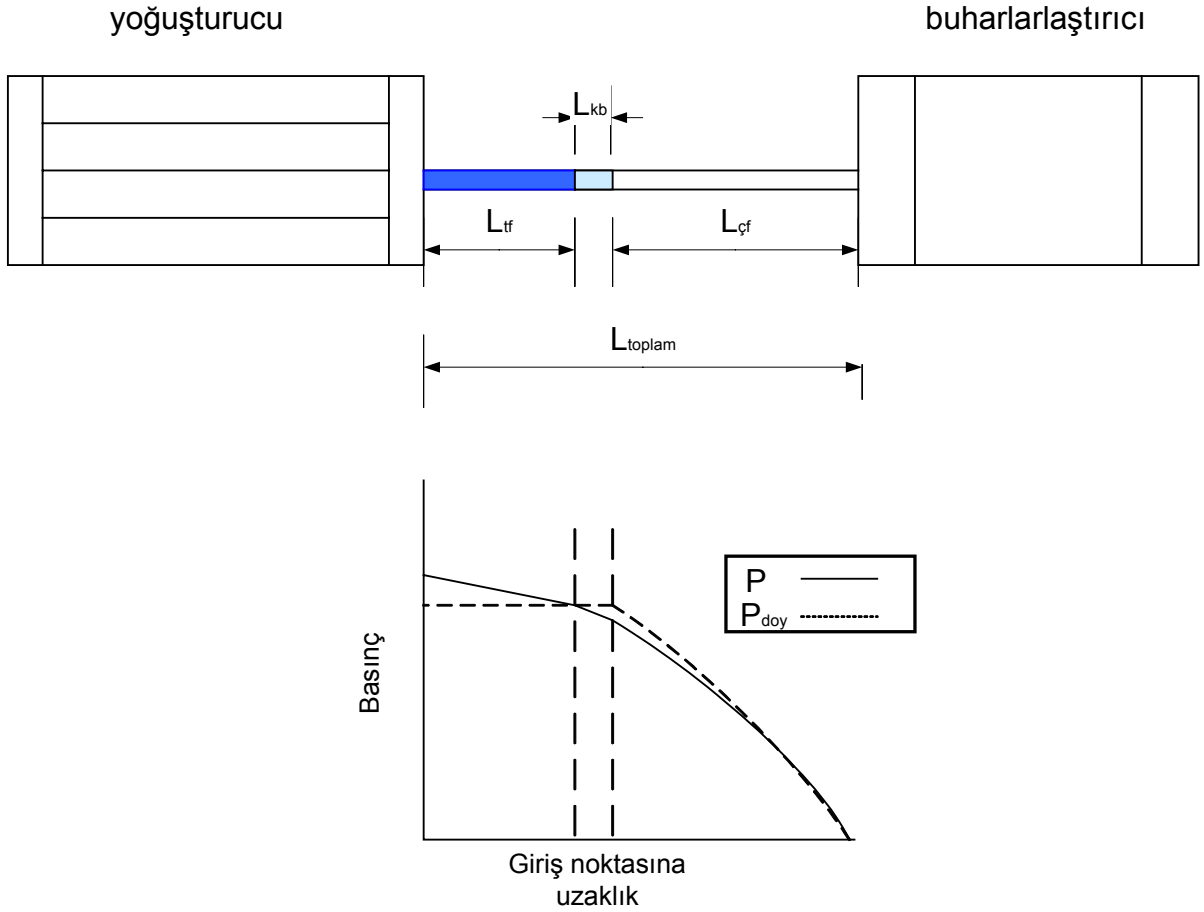
- Basit fiziksel yapısından ötürü düşük maliyetlidir.
- Hareketli parçası yoktur, bakım ve onarıma ihtiyaç duymamaktadır.
- Çevrim çalışma dışı olduğunda yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçlarının dengeye gelmesini sağlamaktadır ve bu şekilde kompresörün gerek duyduğu ilk kalkış momentini düşürmektedir.

### 1.2 Kılcal boruda soğutkan akışı ve özellikleri

Kılcal boruda soğutkan akışı 3 farklı rejimde gerçekleşmektedir. Yoğuşturucu çıkışında bir miktar aşırı soğumuş olan soğutkan kılcal boruya girmektedir. Pürüzlü kılcal boru iç yüzeyi ile soğutkan arasında gerçekleşen kayma gerilmeleri sürtünme kayıplarına neden olmaktadır. Kılcal boruda gerçekleşen sürtünme kayıpları sonucu soğutkan basıncı kılcal boru giriş sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncına düşene kadar akış sabit sıcaklıktadır.

Soğutkan basıncı doyma basıncına ulaştığı noktada teorik olarak ilk buhar kabarcığı oluşmaktadır. Gerçekte ise doyma basıncında termodinamik denge şartı sağlanamadığından ilk buhar kabarcığı oluşumu için bir miktar daha basınç düşümüne ihtiyaç duyulmaktadır. Buharlaşmadaki bu gecikmenin gerçekleştiği bölge kararsız bölge olarak bilinmektedir.

İlk buhar kabarcığı oluşumu sonrası soğutkan kuruluğu, basınç düştükçe artmaktadır. Ayrıca soğutkan özgül hacmi kuruluk artışı ile beraber değiştiğince, boru içerisindeki soğutkan akışı artan bir ivmeyle hızlanmaktadır. Bu bölgede sıvı buhar karışımı basınç düşümü akış sürtünmesi ve toplam akışkan momentumu artışına bağlı olarak artmaktadır.



Şekil 1.1 Adyabatik kılcal boru akış rejimlerinin şematik çizimi ve mesafeye bağlı soğutkan basıncı ile soğutkan sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncının değişimi

Soğutkan kütlelerinde iki fazlı akış süresince devam eden ivmelenme, kritik (boğulmuş) akış şartları sağlanana kadar devam etmektedir. Kritik akış hızına ulaşılan kılcal boru çıkış basıncının daha fazla düşürülmesi kütledebide herhangi bir değişikliğe yol açmayacaktır. Bu durum kılcal boru boyunca gerçekleşen basınç düşüm gradyanının sonsuza gitmesi şeklinde gerçekleşmektedir. Sabit akış kesitinde, iki fazlı akış basınç düşüm ifadesi ile durum açıklanmaktadır;

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{\frac{g \cos \theta}{xv_g + (1-x)v_s} + \frac{\lambda G^2}{2d_h} \{xv_g + (1-x)v_s\} + G^2 v_{sg} \frac{dx}{dz}}{1 + G^2 \left( x \left( \frac{\partial v_g}{\partial P} \right)_T + (1-x) \left( \frac{\partial v_s}{\partial P} \right)_T \right)} \quad (1.1)$$

Kılcal boru akışında birim boy başına düşen ağırlık çok küçük olduğundan basınç düşüm ifadesindeki yerçekimi terimi ihmal edilir. Ayrıca basınç düşüm ifadesinin paydasındaki sabit sıcaklık altında gaz fazı özgül hacminin basınca bağlı değişimi ile kuruluğun çarpımı kılcal boru akışında çok küçük bir değer aldığından ihmal edilir, ifade aşağıdaki şekli alır;

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{\frac{\lambda G^2}{2d_h} \{xv_g + (1-x)v_s\} + G^2 v_{sg} \frac{dx}{dz}}{1 + G^2 \left( (1-x) \left( \frac{\partial v_s}{\partial P} \right)_T \right)} \quad (1.2)$$

Yukarıdaki ifadenin sonsuza gidebilmesi için payda değerinin 0'a eşit olması gerekmektedir. İki fazlı akışlarda kolaylıkla sağlanabilen bu durum, belli bir soğutkan akış hızında gerçekleşmekte, akış boğulmakta ve kritik akış şartları sağlanmaktadır.

### 1.3 Kılcal borulu sistemlerde kapasite denge şartı

Kılcal boru girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkının artışı, kılcal borudan geçen soğutkan debisini artırmaktadır. Kompresör ise tam tersi bir mantık ile düşük basınçtan yüksek basınca çalışmaktadır, çıkış ve giriş basınçları arasındaki farkın azalması kompresörün bastığı soğutkan miktarını artırmaktadır. Kılcal borulu soğutma sistemlerinde kılcal boru ve kompresör kapasiteleri arasındaki uyum soğutma sisteminin performansı açısından önemlidir (Stoecker ve Jones, 1982)

İki farklı dengesiz çalışma durumu soğutma çevrimlerinde gözlenebilmektedir, bu durumlardan ilki kompresör basma kapasitesinin kılcal akış kapasitesinden fazla olduğu hal, diğeri kılcal boru akış kapasitesinin kompresör basma kapasitesinden fazla olduğu hal olmaktadır.

İlk durumda buharlaştırıcıya kılcal borudan yeterli soğutkanın beslenememesi kompresör emme basıncının yükselmesini beraberinde getirmektedir. Kompresör emme basıncı artışı kompresör basma kapasitesini artırmakta, kılcal boru akış kapasitesinin göreceli olarak düşük oluşu yoğuşturucuda soğutkan birikimine sebebiyet vermektedir. Yoğuşturucuda soğutkan birikimi sonucu artan basınç kılcal boru üzerinden geçen soğutkan debisini artırdığından, kılcal boru akış kapasitesi artmakta, kompresör kapasitesini de bir miktar düşürmektedir.

İkinci durumda kılcal boru akış kapasitesinin yüksek oluşu buharlaştırıcıda soğutkan birikimine, yoğuşturucudan sürekli soğutkan tahliyesine neden olmaktadır. Kompresör girişinde soğutkan kızgınlık derecesi düşmektedir. Yoğuşturucu çıkışında istenen aşırı soğuma gerçekleşemez ve soğutkan kılcal boruya iki fazda girer. Kılcal boruya iki fazlı soğutkan girişi sistem soğutma kapasitesini düşürür.

Kompresörün kapasitesi, kompresör çıkış basıncındaki bir artış veya kompresör emme basıncındaki bir azalma sonucu düştüğünde, sistem yoğuşturucu ünitesi çıkışındaki soğutkanın kılcal boruya sıvı fazda girmesini sağlayacak şekilde kendini dengelemelidir. %100 sıvı fazda soğutkanın herhangi bir birikim olmaksızın kılcal boru girişinde olması sağlanıyorsa sistemin “kapasite-denge” şartlarında çalıştığı söylenebilir. Kapasite-denge eğrisi kompresör tarafından farklı şartlarda basılan soğutkanın aynı hızda kılcal borudan kısılarak istenen buharlaşma kapasitesini sağladığı noktalara verilen isimdir.

#### **1.4 Alternatif soğutkan R600a**

Günümüzde soğutucu akışkanlar termodinamik verimliliklerinin beraberinde uzun vadede yaratabilecekleri kalıcı çevresel hasarlar ile değerlendirilmektedir. Özellikle ozon tabakasındaki bozulmaya ve küresel ısınmaya etkileri, soğutucu akışkanların kullanılabilirliğinin önemli ölçütleridir.

İlk olarak Molina ve Rowlands (1974) CFC tipi soğutkanların atmosferdeki ozon tabakasına önemli zararlar verdiği tezini ortaya atmışlardır. Ozon tabakası stratosferde 7 ile 25 mil yükseklikte bulunmaktadır. Ozon ( $O_3$ ), güneşten gelen ultraviyole ışınların oksijen ile etkileşimi sonucu ortaya çıkmaktadır. Ozon kararsız yapıdadır, oksijene sürekli dönüşüp geri oluşabilmektedir. Kimyasal kararlılıkları sayesinde ozon tabakasının bulunduğu yukarı stratosfere ulaşan CFC'ler güneşten gelen, dalga boyları 380-60 nm arasında olan ultraviyole ışınları tarafından parçalanarak klor atomunun ortaya çıkmasına neden olur. Klor ozonun oksijene dönüşme reaksiyonunu katalize eden bir halojendir.

Sera etkisi ise şöyle özetlenebilir; güneşten gelen kısa dalga boylu radyasyon atmosfer katmanlarını geçerek yeryüzüne ulaşır. Yeryüzü, topladığı güneş radyasyonunun bir bölümünü uzun dalga boylu yer radyasyonu olarak atmosfere yayar. Yeryüzünden yayılan uzun dalga boylu radyasyonun bir bölümü atmosferde bulunan gazlar (sera gazları) tarafından tutulur ve yeryüzüne geri yansır. Bu şekilde, yeryüzüne gelen güneş radyasyonu atmosferde kafeslenerek sıcaklığın muhafaza edilmesi sağlanır. Atmosferin yapısında var olan sera gazları başta su buharı olmak üzere karbondioksit, metan, diazot monoksit, ozon ve

aerosollerdir. Atmosferde doğal sera gazlarının bulunmaması durumunda yeryüzünü sıcaklığının bugüne göre ~30 °C daha soğuk olacağı hesaplanmaktadır. Bunun yanı sıra atmosferde çeşitli insan kaynaklı nedenlerle miktarı artan bu gazlar, yeryüzü sıcaklığında belirgin artmalara neden olmaktadır. Bugün atmosferde büyük oranlarda bulunmayan, fakat artışları tehlike arz eden kloroflorokarbonların ısı tutma kapasiteleri karbondioksitten 15.000 kez daha büyüktür.

Ozon tabakasındaki bozulmaya karşı, 1987 yılında Montreal Protokolü ile ev tipi soğutucularda CFC tipi soğutkanların yasaklanması ve yerlerine klor içermeyen HFC tipi soğutkanların ikame edilmesi süreci başlamıştır. Fakat yaygın olarak kullanılmaya başlanılan HFC-134a gazı ozon tabakasına karşı bozucu etkiler içermese de azımsanmayacak düzeyde bir sera etkisine sahiptir.

Çevreye zararlı bir etkisi olmayan HC esaslı R600a soğutkanı kullanımı Avrupa'da özellikle evsel soğutucularda yaygınlaşmaktadır. Aşağıda diğer soğutkan ailelerine mensup akışkanlar ile çevresel etkileri ve termodinamik özellikleri (ASHRAE değerleri) çizelgeler halinde karşılaştırmalı verilmiş olan R600a soğutkanı ile çalışan sistem dizaynı ve bileşenlerinin yeniden boyutlandırılması, soğutma teknolojisi ve sürdürülebilir çevre açısından büyük önem taşımaktadır. Bu bilinçle yürütülen mevcut tez çalışmasında, R600a soğutkanı kullanılan sistemlerde kılcal boru akış karakteristikleri incelenmiştir.

Çizelge 1.1 Soğutkanların çevresel etkileri (Molina ve Rowlands, 1974)

Soğutkan	R12	R22	R134a	R600a
Kimyasal sınıf	CFC	HCFC	HFC	HC
Atmosferik ömür	130	15	16	<1
Ozon bozucu etki	1.0	0.007	0	0
Sera etkisi	7300	1500	1200	8

Çizelge 1.2 Soğutkan özelliklerinin ve evsel soğutucularda harcanan enerji miktarını etkileyen parametrelerin  $-15^{\circ}\text{C}$  ve  $30^{\circ}$  doyma sıcaklıkları arasında çalışan ideal ters Rankine çevriminde karşılaştırılması(Molina ve Rowlands, 1974)

Soğutkan	R12	R134a	R600a
Kimyasal sınıf	CFC	HFC	HC
Molar kütle (g/mol)	120.9	102	58.1
Soğutma etkisi (j/kg)	116.9	150.7	262.3
30 °C doymuş sıvı hacmi (L/kg)	0.773	0.844	1.835
30 °C doymuş gaz hacmi (L/kg)	23.59	27.11	95.26
30 °C doymuş gaz viskozitesi ( $\mu\text{Pas}$ )	12.95	12.48	7.81
Yoğuşturucu basıncı (kPa)	743.2	770.7	403.6
Buharlaştırıcı basıncı (kPa)	181.9	163.6	89.2
COP (0 K emme hattı aşırı kızdırma hali)	4.69	4.62	4.69
COP (20 K emme hattı aşırı kızdırma hali)	4.71	4.71	4.82
15 °C doymuş sıvı k/ $\mu$ (kJ/kgK)	0.278	0.293	0.496



## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Kılcal borular üzerine çalışmaları tarihsel olarak üç gruba ayırmak mümkündür:

- Akış olaylarının anlaşılması ve fiziğinin incelenmesi amaçlı, deneysel çalışma ağırlıklı dönem (1945-1980).
- Kılcal boru akışı üzerine analitik sayısal modellerin oluşturularak kavramların kuramsallaştığı, sayısal çalışma ağırlıklı dönem (1980-2000).
- Alternatif soğutucu akışkanlarda kılcal boru akış karakteristiklerinin deneysel incelendiği ve ağırlıklıla ampirik olarak modellendiği dönem (2000-2006).

Literatürdeki çalışmalar bu bölümde tarihsel sıra ile anlatılmaktadır:

Staebler (1948) farklı adyabatik kılcal boru boy ve çap kombinasyonlarının yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı kapasiteleri üzerine etkilerini inceleyerek kılcal borulu sistemlerde kapasite-denge şartını tanımlamıştır.

Marcy (1949) adyabatik akış varsayımıyla kılcal boru seçimi için standart tablolar oluşturmuştur. Ayrıca iki fazlı akış denklemlerini basitleştirmiş ve ilk kılcal boru modelini ortaya koymuştur.

Hopkins (1950) adyabatik optimum kılcal boru boyu seçimi için R-12 ve R-22 soğutkanları üzerine kullanımı daha kolay, tablolara üzerinden seçim yapmaya dayalı bir metot üretmiştir.

Whitesel (1956) adyabatik akış varsayımıyla doymuş giriş şartlarında sayısal bir model oluşturmuştur. Deneysel olarak elde edilmiş sürtünme korelasyonlarını enerji denkliklerine entegre ederek boğulmuş ve boğulmuş olmayan akış koşullarında modellemiştir. Çalışma literatürdeki ilk boğulmuş akış modelidir. Whitesel, kılcal boru giriş ve çıkış şartlarına bağlı elde ettiği kütleli debi formülünü, hava ve su akışı deneyleri ile doğrulamıştır.

Whitesel (1957) deneysel bir çalışma yapmıştır. Deney setini bir açık sistem prensibi ile tasarlamıştır. Deneyler, farklı kılcal boru giriş şartlarında R22 soğutkanı ile yapılmıştır. Whitesel, geçmiş çalışmasında R12 soğutkanı ile elde ettiği iki fazlı akış sürtünme korelasyonlarının R22 soğutkanı için geçerliliğini sınamak amacıyla bu çalışmayı yapmıştır.

Cooper (1957) kılcal boruda iki fazlı akışın görsellenmesi üzerine ilk çalışmayı yapmıştır. Sıvı fazın olması gerekenden daha uzun olması önemli bir gözlem olmakla beraber kararsız akış olayı ilk defa tanımlanmıştır. Cooper ayrıca kılcal boruda buharlaşmanın kararsız yani kısa süreli aralıklarda farklı noktalarda gerçekleştiğini gözlemiştir. Bunun üzerine akıştaki

kararlılığı sağlamak amacıyla akışa paralel 0.11 mm çapında pürüzlü bir tel yerleştirmiş, bu şekilde kılcal boruda buharlaşma noktasının, kılcal boru girişindeki aşırı soğuma oranı değiştikçe düzenli şekilde değiştiği gözlemlenmiştir.

Mikol (1963) akış görsellenmesi ve sürtünme faktörü belirlenmesi konusunda özel bir çalışma yapmıştır. Çalışmasını, literatürde çok fazla sayıda sürtünme korelasyonu kullanılmasından ötürü doğru korelasyon bulunması üzerine yoğunlaştırmıştır. İç çapın tespitindeki düşük hassasiyetin kütleli debi değerlerini ciddi oranda etkilediğini literatürde ilk olarak fark eden Mikol, kılcal borunun boş ve su ile dolu hallerinin ağırlıklarını ölçerek gerçek çap değerini tespit etmeye çalışmıştır. Yüksek hızda fotoğraflar çekilerek gerçekleşen akış rejimleri izlenmiştir. Görselleme deneylerinde, kılcal boru akışının kabarcıkların sıvı içinde sis şeklinde dağıldığı darbeli bir akış olduğunu belirtmiştir. Mikol deney setinde kompresör kullanarak ideal bir çevrim oluşturmak yerine, bir pompa ile basınçlandırdığı soğutkanı ısı değiştiricilerinden geçirerek istenen yoğunlaşma ve aşırı soğuma değerlerini sağlamıştır.

Erth (1970) kılcal boruları ilk defa bilgisayar yazılımı kullanarak boyutlandırmıştır. Yazılımdaki kodlar Hopkins ve Whitesel'in çalışmalarını temel almıştır. Erth iki fazlı akışı Fanno eğrisi eşitlikleri ile çözmüştür. Elde edilen sonuçlar önceki modellere oranla daha hassastır.

Scott (1979) doktora tezinde, kararsız bölgenin varlığını kesin deneysel veriler ile ortaya koymuştur. Mikol ve diğerleri buharlaşmadaki gecikmeyi ve kararsız akışın kaynağını basınç ölçüm noktalarının yarattığı iç oyuklarda gerçekleşen basınç düşümlerinin yaratacağı yerel buharlaşma noktalarına bağlamışlardır. Scott ise kılcal boru yüzeyinden sıcaklık verisini alarak ve basınç ölçüm noktalarını eleyerek oluşabilecek etkiyi devre dışı bırakmıştır. Scott çalışmasında kararsız bölgeyi modellemek amacıyla buharlaşma kızıdırması, aşırı soğuma miktarı ve kılcal boru sıvı faz boru boyu arasında ilişki kurarak korelasyonlar üretmiştir.

Daha sonraki yıllarda Kouzimu ve Yokoyama (1980), Kuijpers ve Janssen (1983) benzer şekilde korelasyonlar üretmişlerdir. Kuijpers ve Janssen türbülans kaynaklı basınç dalgalanmalarının buharlaşma gecikmesini etkilediğini tespit etmiş ve farklı parametrelere bağlı bir sayısal ifade oluşturmuşlardır.

Goldstein (1981) doymuş ve aşırı soğumuş giriş şartlarını kapsayan adyabatik ve adyabatik olmayan kılcal boru uygulamalarına uygun bir bilgisayar simülasyonu oluşturmuştur. Model kılcal boruyu sonlu elemanlara bölerek her parçadaki basınç düşümünü hesaplamakta ve sonrasında hesaplanmış olan kritik kılcal boru boyu ile karşılaştırarak kritik akışın gerçekleşip gerçekleşmediğini göstermiştir.

Pate (1982) Goldstein'in kılcal boru modeline benzer bir çalışma yapmıştır. İteratif bir çözüm yöntemi belirleyen Pate, çıkış basıncı kritik basınca eşit olduğu anda simülasyonda kütleli debiyi hesaplatmıştır.

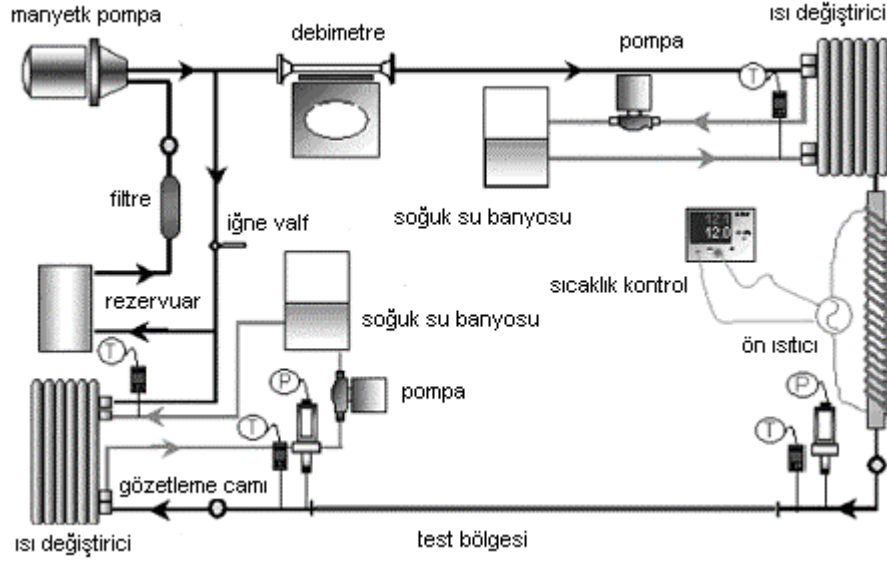
Z. H. Chen ve diğ. (1990) adyabatik kılcal boruda kararsız akışı deneysel olarak incelemiştir. Deneplerinde kararsız akışın gerçekleştiği boru boyu uzunluğuna kılcal boru iç çapı, çıkış basıncı, kütleli debisi ve aşırı soğumanın etkilerini R12 soğutkanı için parametrik olarak incelemiştir.

İnan ve Tanes (1992) kılcal boruda iki fazlı akışın, temel akışkanlar dinamiği ve ısı transferi denklemlerinden yola çıkarak homojen akış varsayımı ile sayısal modelini oluşturmuşlardır. Sayısal modelin doğrulanması ve R134a soğutkanı kullanılan soğutma sistemlerinde kılcal boru akış karakteristiklerinin farklı çevrim şartları altında anlaşılması amacıyla İnan, Dirik ve Tanes (1994) R134a soğutkanı ile deneysel bir çalışma yapmışlardır.

Wijaya (1992) kılcal boruda R134a soğutkanı akış karakteristiklerini ve BRL 150 yağı ile etkileşimini görmek amacıyla deneysel bir çalışma yapmıştır.

Melo ve diğ. (1994) şekil 2.1'de görülen deney düzeneği ile R134a soğutkanlı adyabatik kılcal boruların farklı çevrim şartları altında akış karakteristiklerinin tespiti için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Melo ve diğ. (1999) aynı deney düzeneği üzerinde yaptığı küçük modifikasyonlar ile R600a soğutkanı için deneylerini tekrarlamıştır. Melo'nun kullandığı geleneksel buhar sıkıştırımalı soğutma çevrimi literatürdeki diğer çalışmalarda kullanılan düzeneklere oranla daha karmaşık olmakla beraber sistem şartlarının hassas kontrolüne ve soğutkanın yağdan saflaştırılmasına olanak sağlamıştır.





Şekil 2.2 Kim ve diğ.'nin (2002) R407c, R410a ve R22 soğutkanları ile adyabatik kılcal boru deneylerini yaptığı deney düzeneği

Choi ve diğ. (2003) R407c, R290 ve R22 soğutkanları ile adyabatik kılcal boruların farklı çevrim şartları altında akış karakteristiklerinin tespiti için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Kim'in çalışmasına benzeri şekilde deneye dayalı bir korelasyon üretilmiştir. Ampirik korelasyonda 8 adet boyutsuz parametre kullanılmıştır. Kullanılan boyutsuz kılcal boru karakteristik değişkenleri farklı parametreler ile oluşturulmuştur.

Park ve diğ. (2005) R22 soğutkanı ile adyabatik şartlarda farklı sarım çaplarında ve sarım şekillerinde kılcal boruların farklı çevrim şartları altında akış karakteristiklerinin tespiti için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışma sonuçları kullanılarak elde edilen ampirik korelasyon sarım çapı ve sarılmış boy aralarında olmak üzere 10 adet boyutsuz değişkene bağlıdır.

### 3. LİTERATÜRDE ÇIKARIMLAR VE ÇALIŞMANIN AMACI

Literatürde adyabatik kılcal boru akışı üzerine mevcut bilgi birikimi incelenmiş ve şu çıkarımlar yapılmıştır:

1. Son dönem çalışmaları genelleştirilmiş analitik çözümler yerine alternatif soğutkanlar üzerine özelleşmiş, çok sayıda deney verisi ile oluşturulmuş ampirik modelleri kapsamaktadır. Çalışmalarda ağırlıklı kullanılan alternatif soğutkanlar iklimlendirme cihazlarında kullanılan HCFC tipi soğutkanlardır.
2. R600a soğutkanı adyabatik kılcal boru davranışı üzerine literatürde sadece bir adet çalışma mevcuttur. Melo ve diğ. (1999) tarafından yapılan deneysel içerikli çalışma konuya dair kısıtlı miktarda bilgi sunmaktadır, çalışmada görülen eksiklikler şöyle sıralanabilir;
  - \*Yeterli sayıda farklı geometrik ölçüye sahip kılcal boru numunesi kullanılmamıştır (Deneylerde kullanılan numuneler: 0.77\*2000 mm, 0.77\*3000 mm).
  - Üzerinde deneysel çalışmaların yapıldığı düzenekte aynı zamanda R12, R134a soğutkanları ile deneyler de yapılmıştır. Deney düzeneği bu soğutkanların termodinamik doyma şartlarına göre tasarlanmıştır. Tüm soğutkanlar ile deneylerde sistem gereği kılcal boru giriş basınçları 9.2 ve 11.2 bar civarında gerçekleşmiştir. Bu basınçlara karşılık gelen doyma sıcaklıkları benzer doyma özellikleri gösteren R12 ve R134a için 36 C° ve 44 C° civarında olur iken R600a için evsel soğutucularda pratikte kullanımı olmayan yoğuşma sıcaklıkları olan 63 C° ve 71 C° civarında gerçekleşmektedir.
  - Deneylerde, R600a soğutkanlı sistemlerde boğulmuş akış limitleri konusu üzerinde durulmamış, herhangi bir tasarım bilgisi verilmemiştir.
3. Literatürde yapılmış deneysel çalışmalarda kullanılan deney düzenekleri 2 farklı temel çalışma prensibine sahiptir. İlki geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi diğeri ise kompresör yerine soğutkanın yoğuşma basıncını sağlamak için pompanın

---

\* Kılcal boru geometrik ölçüleri olan iç çap ve boy, iç çap (mm) \* boy (mm) şeklinde gösterilmiştir.

kullanıldığı çevrimdir. Pompa kullanılan sistemlerin özellikleri şu şekilde sıralanmaktadır;

- I. Sistem kararlı hale daha çabuk ulaşmaktadır.
- II. Kılcal boru giriş basıncı daha hassas ayarlanabilmektedir.
- III. Sistemde yağ dolaşımı yoktur.
- IV. Pompa kullanılan sistemlerde, pompanın gerçekleşebilecek kavitasyona karşı korumasını sağlamak için düşük basınçlarda, vakum altında çalışılmamaktadır.

Bu durum gerçek evsel soğutucu çevrimi davranışından uzaklaşmasını beraberinde getirmektedir. Fakat iklimlendirme sistemleri soğutma çevrimleri düşük buharlaşma basınçlarında çalışmadığından R407c ve R410a soğutkanlarında beklenen çalışma şartlarını sağlamaktadır.

Bu tez çalışmasının amacı, literatürde R600a'lı sistemlerde kılcal boru akışı ile ilgili eksikliği hissedilen bilgi açığının kapatılması ve bu bilginin yaygınlaştırılmasıdır. Bu amaç doğrultusunda aşağıdaki çalışmaların yapılması planlanmıştır;

1. Farklı çevrim şartları altında, kararlı halde, farklı fiziksel özelliklerde kılcal boruların akış karakteristiklerinin deneysel olarak tespitine olanak sağlayacak yeterlilikte bir deney düzeneğinin hazırlanması.
2. Farklı çevrim şartları altında, kararlı halde, farklı fiziksel özelliklerde kılcal borular ile yapılan deneyler ile akış karakterini etkileyen değişkenlerin parametrik irdelenmesi
3. Farklı boyutlarda kılcal borular için boğulmuş akış şartının irdelenmesi.
4. Deney sonuçlarında elde edilen sonuçlara bağımlı ampirik bir modelin üretilmesi.

#### 4. DENEY DÜZENEĞİ

R600a soğutkanlı adyabatik kılcal boru deneylerinin yapılması amacıyla bir deney düzeneği hazırlanmıştır. Düzenek, kararlı halde farklı kılcal boru giriş ve çıkış şartlarının sağlanabilmesine olanak verecek yeterlilikte ekipmana sahip kontrollü bir soğutma çevrimidir.

Adyabatik kılcal boru deney düzeneği aşağıdaki ünitelerden oluşmaktadır;

- Kabin şartlandırma ünitesi
- Su hazırlama üniteleri
- Soğutma ünitesi
- Ölçüm ve veri toplama ünitesi

Kabin şartlandırma ünitesi, düzenekte kullanılan iki kabinin istenilen sıcaklık şartlarında tutulması için kullanılırken; iki adet su hazırlama ünitesi, soğutma ünitesi, soğutma ünitesindeki su soğutmalı yoğuşturucu ve aşırı soğutucu için istenilen sıcaklık ve debi şartlarındaki su ihtiyacını karşılamaktadır. Soğutma sistemi ise, kılcal boru deneyi için gerekli şartları sağlamaktadır. Son olarak, ölçüm, veri toplama ve kontrol sistem; kalorimetredeki basınç, sıcaklık, debi ve elektriksel ölçüm işlemlerinin yanı sıra, veri toplama ve tüm sistemin otomatik kontrolü işlemlerini yapmaktadır.

##### 4.1 Kabin Şartlandırma Ünitesi

Ünitede kabin olarak kombi tipi iki buzdolabının taze besin kısımları kullanılmaktadır. Kabinlerin iç hacim boyutları, 970 mm\*540 mm\*440 mm değerlerindedir. Kabinlerin iç hacminin hemen üstünde ve altında, hava geçişinin sağlandığı 100 mm çapında birer delik mevcuttur.

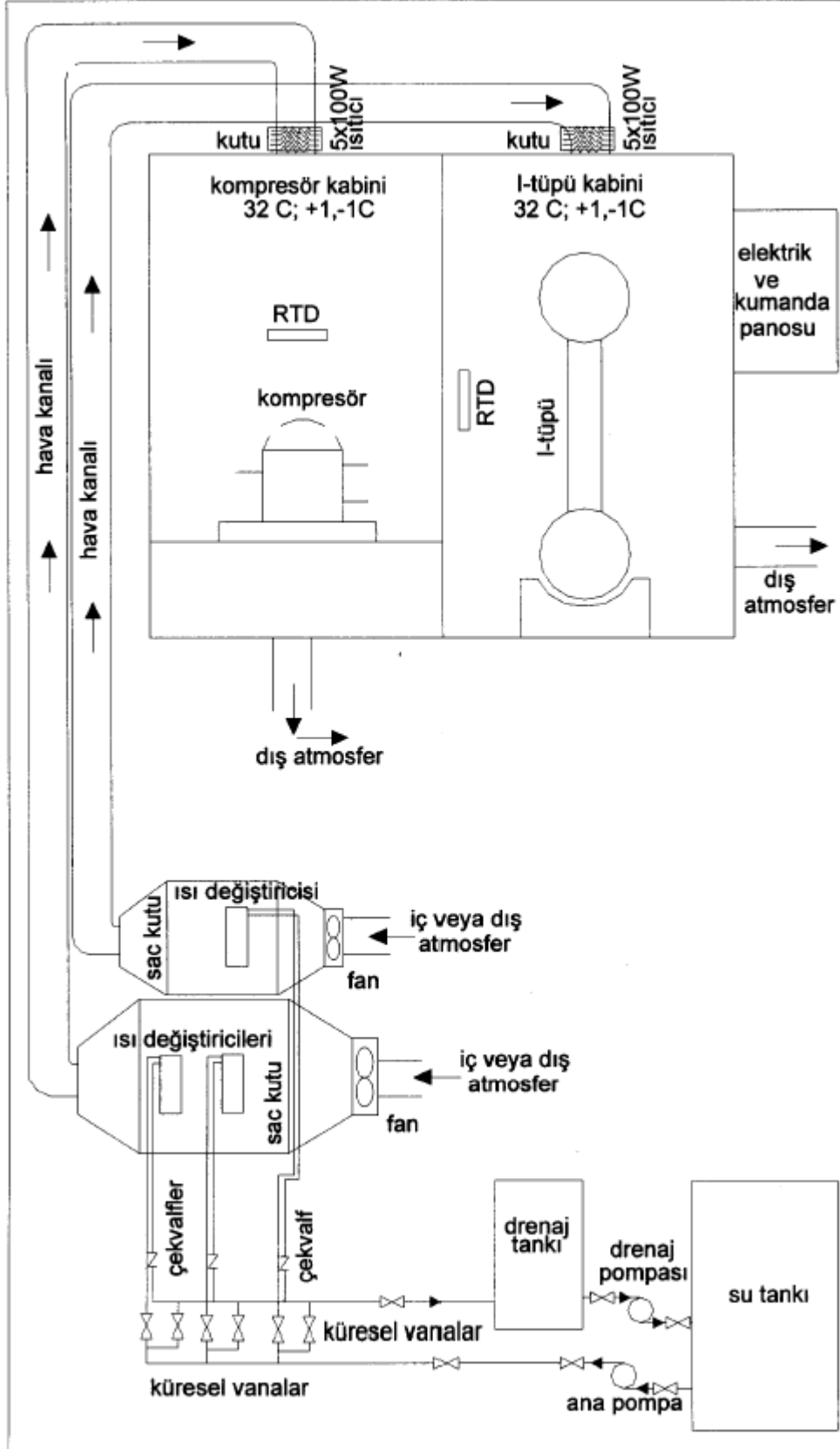
Sistemde kabinlerin içerisinde  $32^{\circ}\text{C}\pm 1$  sıcaklık şartını sağlamak amacıyla, hava devir daim ettirilmektedir. Hava kabinler içerisindeki sıcaklık durumuna göre çeşitli şartlarda kabinlerin içerisine gönderilmektedir. Hava hareketi 110 W gücünde, birer fan aracılığıyla sağlanmaktadır. Fanlar birer varyak düzeneğine bağlıdır ve böylece kabin içi sıcaklık durumuna göre farklı güç değerlerinde çalıştırılabilmektedir.

Şartlandırma ünitesinde, ısı transferi hava ile su arasında sağlanmaktadır. Bu amaçla alüminyum kanatlı ve bakır borulu, kanatlı klima ısı değiştiricileri kullanılmaktadır.



Kompresörün bulunacağı kabinde daha yüksek ısı yükü olacağından, iki adet olmak üzere, boru sayısı 10, pas sayısı 3 olan bir ısı değiştiricisi kullanılırken, I tüpünün bulunağı kabin için 1 adet ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Isı değiştiricisi için gerekli su bir adet soğutma ünitesinde hazır hale getirilmektedir. Hazırlanan su bir tankta toplanarak ihtiyaç doğrultusunda pompa ile ısı değiştiricilere yönlendirilmektedir.

Fanlar sac kutulara monte edilmiştir ve el ile kontrol edilebilen damperler yardımıyla, ya iç atmosferden aldığı havayı ya da dış atmosferden aldığı taze havayı kabinlere göndermektedir. Hava, ısı değiştiricilerden geçerken suyla arasında ısı transferi meydana gelmektedir. Hava sıcaklığı bir miktar düşürülerek kabine gönderilmektedir. Isı değiştiricilere gönderilen suyun debisi, sac kutuların girişindeki küresel vanalara el ile müdahale edilerek, kabin içi sıcaklık durumuna göre değiştirilebilmektedir. Hava esnek ve izole edilmiş bir kanal içerisinde hareket etmektedir. Kabinlerden çıkan hava dış ortama atılmaktadır.

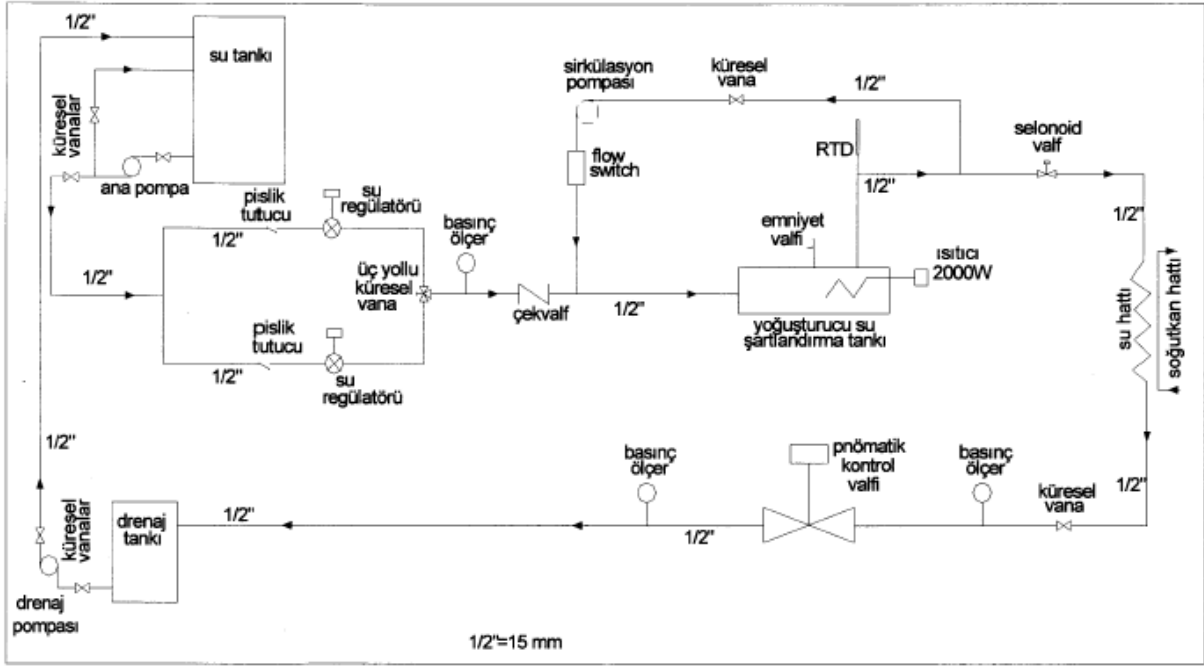


Şekil 4.1 Kabin şartlandırma ünitesi şematik çizimi

## 4.2 Su Hazırlama ve Şartlandırma Grubu

### 4.2.1 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 4,2’te görülmektedir.



Şekil 4.2 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 düzenleyicileri (regülator) ile istenen basınca getirilmektedir. Düzenleyicilerde su basıncı 0-4 bar arasında ayarlanabilmekte ve basınç düzenleyicilerine 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 düzenleyicilerinin 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 4.3'te görülmektedir.



Şekil 4.3 Yoğuşturucu suyu şartlandırma grubu başlangıcındaki basınç dengeleme hattı

İstenen basınca getirilen su, çelik sac malzemeden imal edilmiş 5,6 L'lik küçük bir tanka ulaşmaktadır. Bu tankın içinde 2 KW 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 hattı ile tekrar tanka gönderilerek ana pompadan gelen su ile karıştırılmaktadır. Bu hattaki suyun dolaşımını 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 dolaşımını 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, 10 bar işletme basıncına kadar emniyet basıncının ayarlanabildiği bir emniyet ventili (basınç tahliye vanası) bulunmaktadır. Yoğuşturucu suyu şartlandırma tankından çıkan su, belirli yoğuşma koşullarının sağlanacağı yoğuşturucu kısmına gönderilmektedir.

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.

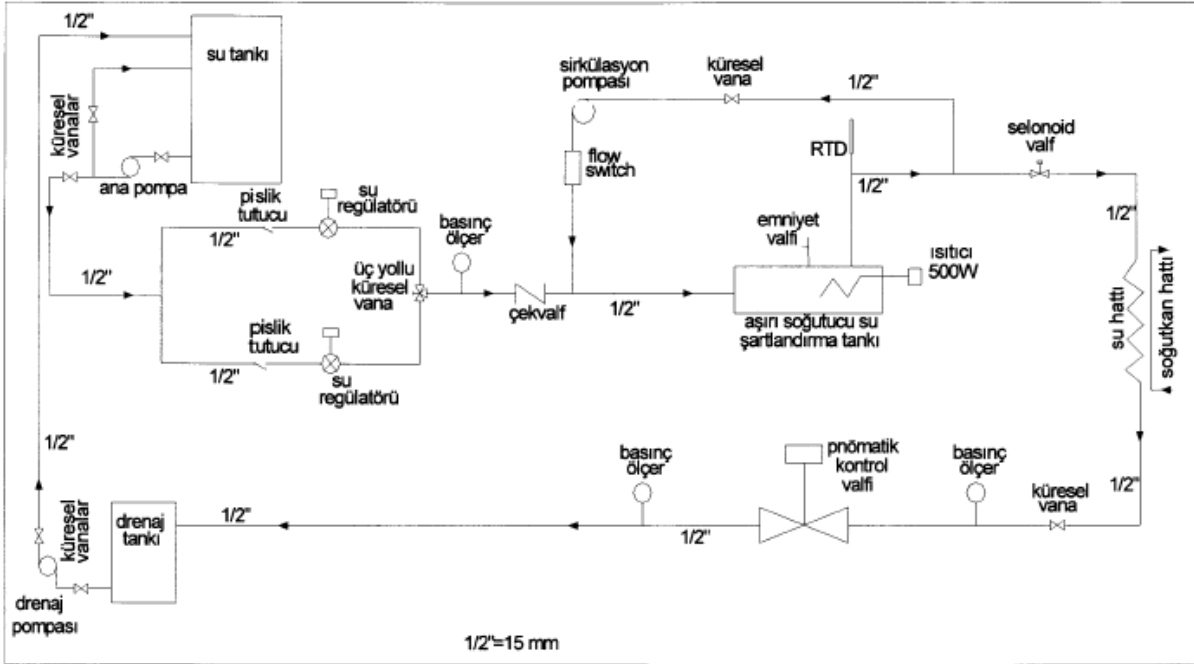
Kurulan deney düzeneğinde yoğuşma suyu debisi, pnömatik kontrollü bir akış kontrol valfi ile sağlanmaktadır. Yoğuşturucudan çıkan su, pnömatik kontrollü akış kontrol valfine geçmektedir. Akış kontrol valfi, soğutma sistemindeki kompresör basma basıncı, yoğuşturucudaki ilgili yoğuşma basıncı için gerekli olan basınç değerini alacak şekilde konum alarak suyun debisini ayarlamaktadır. Akış kontrol valfinin fotoğrafı, Şekil 4.4'da görülmektedir.



Şekil 4.4 Pnömatik kontrollü akış kontrol valfi

#### 4.2.2 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 gerçekleştirecek kısmının istenilen sıcaklık ve debi şartlarındaki su ihtiyacını karşılamaktadır. Aşırı soğutma suyu şartlandırma grubunun ayrıntılı çizimi, Şekil 4.5’de görülmektedir.



Şekil 4.5 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 düzenleyicileri ile istenen basınca getirilmektedir. Regülatörlerde su basıncı 0-4 bar arasında ayarlanabilmekte ve basınç düzenleyicilerine bağlı manometrelerle su basıncı gözlenebilmektedir. Pislik tutucu ve basınç düzenleyicilerinin 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 4.3’te verilmiştir.

İstenen basınca getirilen su, çelik saç 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 (baypas) hattı ile tekrar tanka gönderilerek ana pompadan gelen su ile karıştırılmaktadır. Bu hattaki suyun dolaşımını sağlamak amacıyla hat üzerinde; en yüksek 2450 dev/dk hızda çalışan, 3 hız kademeli, ıslak rotorlu, bir devirdaim pompası bulunmaktadır. Şartlandırma tankı ile gerçekleştirilen kısa-geçiş hattı sonrasında, istenilen 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, ana su tankına geri dönmektedir.

### 4.3 Soğutma Ünitesi

Adyabatik kılcal boru deney düzeneği ana ünitesi olan soğutma ünitesi klasik buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimidir. Soğutma ünitesi yan yana yerleştirilmiş 2 kabin içerisinde bulunmaktadır. Kabinlerden birinde kompresör diğerinde I tüpü, yoğuşturucu ve kılcal boru (test bölgesi) bulunmaktadır. Her iki kabinin iç sıcaklıkları  $32\pm 1$  C° değerine kabin şartlandırma ünitesi ile sabitlenerek deneyler yapılmaktadır.

Sistemde, farklı kapasitelerde çalışmak amacıyla, değişken kapasiteli bir kompresör modeli olan EMBRACO VEGY 8C model hermetik bir R600a kompresörü kullanılmaktadır. Seçilen kompresör 1600- 4000 d/d arasında değişken devirlerde çalışabilmektedir. Kompresör motorunu süren elektronik kart, kare dalga şeklinde aldığı frekans değerini kompresör için uygun devir sayısı bilgisine dönüştürür. Elektronik karta bağlanan frekans jeneratörü, 53- 133 Hz arasında 0.01 Hz frekans hassasiyetinde istenen devir sayısına uygun çalışma frekansının el ile kontrol edilebilmesine olanak vermektedir.

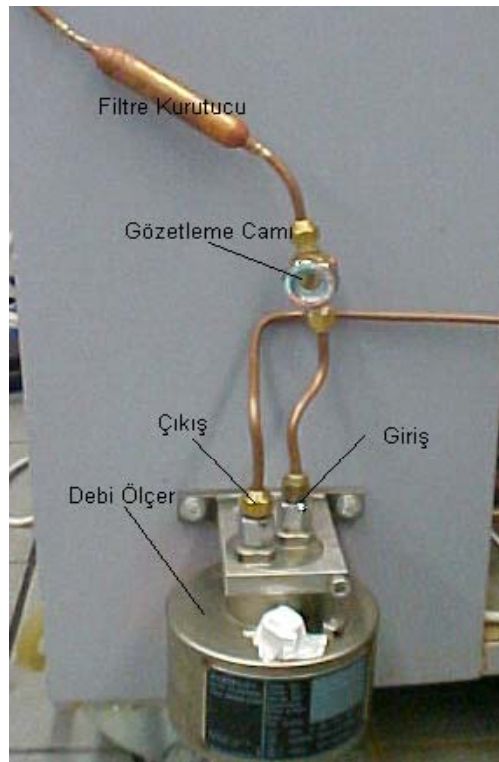


Şekil 4.6 Kılcal boru deney düzeneğinde kullanılan kompresör

Kompresörün yüksek basınç ve alçak basınç kısımlarında, sıcaklık ve basınç ölçümleri için kullanılmakta olan pirinç malzemedен imal edilmiş ölçüm blokları yer almaktadır. Sıcaklık ve basınç ölçüm elemanları, kompresörün girişindeki ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç değerlerini, ölçüm bloklarına monte ettikleri noktalardan tespit etmektedirler.



Kompresörde sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artırılan soğutkan, daha sonra yoğuşturucuya gitmektedir. Düzenekte kullanılmakta olan yoğuşturucu iç içe borulu tipte (3/8’’\*1/2’’) ve 170 cm. uzunluğunda, su soğutmalı bir yoğuşturucudur. Yoğuşturucu suyu önceki bölümde anlatıldığı gibi, yoğuşturucu suyu hazırlama ünitesinde şartlandırılarak yoğuşturucuya gönderilmektedir. Kompresörde olduğu gibi, yoğuşturucunun girişinde ve çıkışında da sıcaklık ve basınç ölçümleri alınmaktadır. Yoğuşturucuya gaz fazında gelen soğutkan yoğuşturucuda yoğuşarak sıvı hale gelmekte ve belirli oranda aşırı soğutmaya maruz kalmaktadır. Sıvı fazdaki soğutkan, yoğuşturucudan çıktıktan sonra, filtre-kurutucu 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 düzenekte kullanılan filtre kurutucu, gözetleme camı ve debi-ölçer görülmektedir.



Şekil 4.7 Filtre kurutucu, gözetleme camı ve debi-ölçer

Kullanılan Danfoss Massflo Mass2100-DI1.5mm debi ölçer, Coriolis Kuvvetleri ( $F_c=2.m.v.\omega=2.q_m.\omega$ ) prensibine göre çalışmakta ve 0-65 kg/h debi aralığında ölçüm yapabilmektedir. Ölçülen debi miktarına bağlı olarak debi ölçerin ölçüm belirsizliği denklem 4,1’de verilmektedir

$$E = \pm \sqrt{(0,15)^2 + \left(\frac{Z \cdot 100}{q_m}\right)^2} \quad (4.1)$$

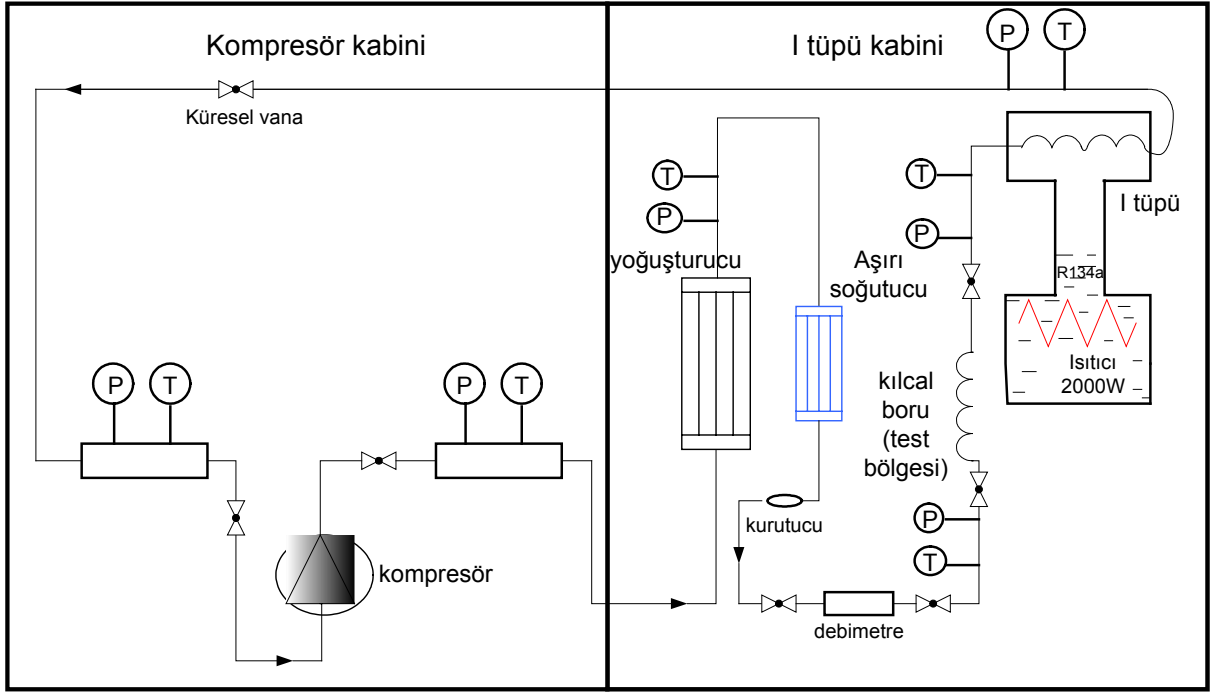
Denklem (4.1)'de; E %hata, Z sıfır hatası [kg/h],  $q_m$  kütleli akış debisini [kg/h] ifade etmektedir. Tespit edilen en büyük sıfır noktası hatası; 0,002 kg/h olarak verilmektedir.

Sıcaklığı ve basıncı düşen soğutkan, I tüpü içerisindeki buharlaştırıcıya girmektedir. Kullanılan buharlaştırıcı, bakır malzemeden (1/2") yapılmış, 430 cm uzunluğunda spiral şeklinde bir borudur. Buharlaştırıcı ve içerisinde bulunduğu I tüpü, I tüpü kabini içerisinde bulunmaktadır ve çok iyi bir şekilde izole edilmiştir.

I tüpü içerisinde, ikincil soğutkan adı verilen ve buharlaşma ısı transferinin gerçekleşmesini sağlayan ikincil akışkan olan R134a soğutkanı bulunmaktadır. R134a soğutkanının tüp içerisindeki miktarı sürekli olarak gözetleme camları ile gözlenmektedir. I tüpünde bulunan 2000 W gücündeki ısıtıcı aracılığıyla buharlaştırılarak gaz haline geçen R134a soğutkanı, yoğunluk farkından dolayı tüpün üst kısmındaki buharlaştırıcıya doğru yükselmektedir. Böylece, buharlaştırıcıdaki R600a soğutkanı, R134a'nın ısını çekerek buharlaşırken, R134a gazı da R600a'ya ısını vererek yoğunlaşmaktadır.

Kompresör kabini ile birlikte I tüpü kabinde  $32^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$  sıcaklık şartında tutulması gibi, I tüpü iç hacminin de aynı sıcaklık şartına sahip olması gerekmektedir. Böylece I tüpü ve bulunduğu kabin aynı sıcaklıkta bulunacağından aradaki ısı transferi sıfır mertebesinde kabul edilecek ve soğutkanın buharlaştırıcıdan geçerken çektiği ısının değeri, ısıtıcı tarafından tüp içerisine verilen gücün değeri olarak değerlendirilecektir.

Buharlaştırıcıdan buhar halinde çıkan soğutkan, son olarak kompresör kabindeki kompresöre dönerek soğutma çevrimini tamamlamaktadır.



Şekil 4.8 Soğutma Ünitesi

#### 4.4 Ölçüm Veri Toplama ve Kontrol Sistemi

##### 4.4.1 Veri Toplama Sistemi

Veri toplama işlemi, sistemde ölçülen sıcaklık, basınç, debi ve elektriksel büyüklüklerin, analiz edilmek üzere elektronik kartlar ve hazırlanan yazılım programı aracılığıyla bilgisayar ortamına aktarılmasını kapsamaktadır. Sistemde bu amaçla toplanan 25 adet veri bulunmaktadır. Toplanan tüm veriler ve nitelikleri çizelge 4.1’de sunulmaktadır.

Çizelge 4.1 Deney düzeneği üzerinden toplanan veriler

Sıcaklık verileri
Kompresör çıkış sıcaklığı
Kompresör giriş sıcaklığı
Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı
Yoğuşturucu giriş sıcaklığı
Kılcal boru giriş sıcaklığı
Kılcal boru çıkış sıcaklığı
Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı
Kompresör kabin sıcaklığı
I-tüpü kabin sıcaklığı
I-tüpü sıcaklığı
Yoğuşturucu tankı çıkış sıcaklığı
Aşırı soğutma tankı çıkış sıcaklığı
Kompresör kabin sıcaklığı
Basınç verileri
Kompresör çıkış basıncı
Kompresör giriş basıncı
Yoğuşturucu çıkış basıncı
Yoğuşturucu giriş basıncı
Genleşme valfi giriş basıncı
Buharlaştırıcı çıkış basıncı
I-tüpü basıncı
Elektriksel veriler
I-tüpü ısıtıcısı gücü
Kompresör gücü
Kompresör akımı
Kompresör frekansı
Kompresör devri
Kütleli debi

Kılcal boru deney düzeneğinin kontrol sistemi; sistemin otomatik kontrolü, mekanik kontrolü, R600a gazının kaçak kontrolü ve kabinlerin kontrolü olmak üzere dört ana kısımda sınıflandırılmaktadır.

Deney düzeneğinin genel otomatik kontrolü elektronik kartlar ve hazırlanan yazılım programı aracılığıyla gerçekleştirilmektedir. Yazılım sistemin kontrolünü yaparken oransal, integral ve türevsel kontrol metodunu kullanmaktadır. Sistemin otomatik kontrolünün senaryosu aşağıda beş madde olarak anlatılmıştır.

1. Kompresör çıkış basıncı, bir basınç sensörü ile ölçülmektedir. Alınan basınç verisi kontrol programı aracılığıyla ayar değeri ile karşılaştırılmakta ve uygun bir çıkış sinyaline dönüştürülmektedir. Bu sinyal, elektro-pnömatik sensöre iletilmekte ve bu sensörden de bir çıkış sinyali alınarak, yoğuşurucu suyu hazırlama ünitesindeki pnömatik kontrol valfine iletilmektedir. Söz konusu pnömatik kontrol valfi de istenilen yoğuşma basıncını ve sıcaklığını vermek üzere su debisini ayarlamaktadır.
2. Yoğuşurucu tankı çıkış sıcaklığı, bir sıcaklık ölçüm elemanı ile ölçülmektedir. Alınan sıcaklık verisi, kontrol programı aracılığıyla ayar değeri ile karşılaştırılmakta ve uygun bir çıkış sinyaline dönüştürülmektedir. Bu sinyal bir röleyi kumanda etmekte ve söz konusu röle de gerektiği zaman tank içerisindeki ısıtıcıyı devreye alarak veya devreden çıkararak yoğuşurucu tankı su sıcaklığını istenilen değerde tutmaktadır. Bu senaryo, ilk maddedeki senaryo ile beraber gerçekleşerek istenilen yoğuşurucu basıncı sağlanır.
3. Kılcal boru giriş sıcaklığı, bir sıcaklık ölçüm elemanı ile ölçülmektedir. Alınan sıcaklık verisi, kontrol programı aracılığıyla ayar değeri ile karşılaştırılmakta ve uygun bir çıkış sinyaline dönüştürülmektedir. Bu sinyal, bir elektro-pnömatik sensöre iletilmekte ve bu sensörden de bir çıkış sinyali alınarak, aşırı soğutucu hazırlama ünitesindeki pnömatik kontrol valfine iletilmektedir. Söz konusu pnömatik kontrol valfi, istenilen aşırı soğuma basıncını ve sıcaklığını vermek üzere su debisini ayarlamaktadır.
4. Aşırı soğutucu tankı çıkış sıcaklığı, bir sıcaklık ölçüm elemanı ile ölçülmektedir. Alınan sıcaklık verisi, kontrol programı aracılığıyla ayar değeri ile karşılaştırılmakta ve uygun bir çıkış sinyaline dönüştürülmektedir. Bu sinyal bir röleyi kumanda etmekte ve söz konusu röle gerektiği zaman tank içerisindeki ısıtıcıyı devreye alarak veya devreden çıkararak, aşırı soğutucu tankı su sıcaklığını istenilen değerde tutmaktadır. Bu senaryo, üçüncü maddedeki senaryo ile beraber gerçekleşerek istenilen yoğuşurucu basıncı sağlanır.
5. Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı, bir sıcaklık ölçüm elemanı ile ölçülmektedir. Alınan sıcaklık verisi, kontrol programı aracılığıyla ayar değeri ile karşılaştırılmakta ve uygun bir çıkış

sinyaline dönüştürülmektedir. Bu sinyal, bir güç kontrol elemanına iletilmekte ve bu güç elemanı, I tüpü içerisindeki ikincil soğutkan olan R134a soğutkanının sıcaklığını ve R600a soğutkanının buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklığını istenilen değerde tutmak üzere, yine tüp içerisindeki ısıtıcıyı kumanda etmektedir. Amaç soğutkanın buharlaştırıcı çıkış sıcaklığını kabin içi sıcaklığı olan  $32^{\circ}\text{C}\pm 1^{\circ}\text{C}$  olmasını sağlamaktır.

Sistemin mekanik kontrolü kısmında ise, I tüpü ısıtıcısının ve kompresörün enerjisi, istenilmeyen koşullarda kesilerek çalışmaları durdurulmaktadır.

Kompresör, eğer çıkışındaki basınç değeri veya sıcaklık değeri veya girişindeki basınç değeri, kullanılan basınç anahtarı veya sıcaklık anahtarı üzerinde ayarlanan değeri geçtiği durumda enerjisi kesilerek durdurulacaktır

I tüpü ısıtıcısı ise;

- Kompresörün enerjisinin kesilmesi
- Tüp içerisindeki sıcaklık değerinin basınç anahtarı ayar değerini geçmesi
- Isıtıcıya çok yakın bir bölgeden alınan diğer bir sıcaklık değerinin kullanılan diğer bir sıcaklık anahtarı ayar değerini geçmesi
- Sıvı R134a soğutkanın tüp içerisindeki seviyesinin seviye anahtarına göre gerekli miktarın altına düşmesi

Durumlarının herhangi birinde, enerjisi kesilerek durdurulacaktır.

Yanıcı, parlayıcı bir gaz olan R600a'nın kılcal boru deneyleri sırasında meydana gelebilecek bir kaçak neticesinde yangın ve patlama tehlikesi yaratmaması için bir gaz kontrol sistemi kullanılmaktadır. Bu sistem, dört adet algılayıcı ve bir kontrol panelinden oluşmaktadır. Kullanılan dört algılayıcıdan iki tanesi, kompresör ve I tüpü kabinlerinden meydana gelebilecek kaçakların tespitinde, diğer ikisi ise kabinlerin arkasında bulunan ölçüm elemanlarının bulunduğu bölgede meydana gelebilecek kaçakların tespitinde kullanılmaktadır. Üç uyarı kademesine sahip sistemde, gaz yoğunluğu ilk uyarı seviyesine ulaştığında kontrol paneli alarm vererek düzeneğin bulunduğu ortamın dışarısında bulunan bir aspiratörü çalıştırmakta ve ortamdaki gazın tahliyesi sağlanmaktadır. Ayrıca, alarm durumunda sistemin enerjisi otomatik olarak kesilmektedir. Gaz kaçağı halinde meydana gelebilecek tehlikeleri önlemek amacıyla alınan diğer güvenlik tedbirleri, sistemin ana elektrik panosunun kapalı bir hacim içine alınması ve kabin şartlandırma elektrik panosunun ise sistemin bulunduğu hacmin dışarısına taşınması işlemleri bulunmaktadır.

## 4.4.2 Ölçü Sistemi

### 4.4.2.1 Sıcaklık Ölçümü

Kabinlerin içerisinde ortam sıcaklıkları, soğutkana ait sıcaklıklar, I tüpü sıcaklığı ve yoğuşturucu ile aşırı soğutucu tanklarındaki suyun çıkış sıcaklıkları, RTD (resistance temperature dedector) tipi sıcaklık ölçüm elemanı ile ölçülmektedir. Deney düzeneğinde 12 adet RTD kullanılmaktadır.

RTD'lerin kalibrasyonunda, bir sabit sıcaklık banyosu ve bir referans termometresi kullanılmaktadır. Kalibrasyon düşük ve yüksek sıcaklık ölçen elemanlar şeklinde iki grup halinde gerçekleştirilmiştir. Kalibrasyon işlemi düşük sıcaklık grubu  $-30$  ile  $10$  C° ve yüksek sıcaklık grubu  $20$ °C ile  $90$ °C arasındaki referans sıcaklık değerleri için, 5 saniyede bir olmak üzere yaklaşık 300 sıcaklık verisi toplanarak gerçekleştirilmiştir.

RTD'lerin ölçüm belirsizliğine etki eden faktörler; referans termometresinin sıcaklıkları ile düzeltilmiş ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri, ölçüm değerlerinin ortalaması ile ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri ve referans termometresinin ölçüm belirsizliğidir.

Kılcal boru deney düzeneğindeki RTD sıcaklık elemanlarının ölçüm belirsizliği %95 güvenilirlik içerisinde bulunmak koşulu ile maksimum  $\pm 0.187$ °C 'dir.

### 4.4.2.2 Basınç Ölçümü

Kılcal boru deney düzeneğinde basınç ölçümleri, 4 adet 0-500 psia basınç aralığında çalışan sensör ve 3 adet 0-200 psia basınç aralığında çalışan sensör kullanılarak gerçekleştirilmektedir.

Sensörlerin kalibrasyonunda, basınç kalibratör cihazı kullanılmaktadır. Kalibrasyon işlemi, düşük basınç aralığına sahip sensörler için 50 psig ile 120 psig yüksek basınç aralığına sahip sensörler için 50 psig ile 320 psig arasındaki referans basınç değerleri için, 10 saniyede bir olmak üzere yaklaşık 70 basınç verisi toplanarak gerçekleştirilmiştir.

Sensörlerin ölçüm belirsizliğine etki eden faktörler; basınç kalibratöründeki referans basınç değeri ile düzeltilmiş ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri, ölçüm değerinin ortalaması ile ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri ve basınç kalibratör cihazının ölçüm belirsizliğidir.

Kılcal boru deney düzeneğindeki basınç sensörlerinin ölçüm belirsizliği %95 güvenilirlik

içerisinde bulunmak koşulu ile maksimum  $\pm 0.20$  bar'dır.

#### 4.4.2.3 Debi Ölçümü

Soğutma sisteminde dolaşacak soğutkan debisini ölçmek için, Coriolis prensibine göre çalışan bir debiölçer kullanılmaktadır. Debiölçer kalibrasyonlu olarak temin edilmiştir. Kullanılmakta olan debiölçer %95 güvenilirlik içerisinde bulunmak koşuluyla, 4 kg/h ile 70 kg/h arasında  $\pm 0.15$ , deneyler için geçerli ölçüm aralığı olacak 0 kg/h ile 4 kg/h değerleri arasında ise  $\pm 0.2$  - $\pm 1$  hassasiyetle ölçüm yapmaktadır.

Kılcal boru deney düzeneğindeki kompresör gerilimi ölçümleri, gerilim transdüser elemanı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Gerilim ölçümü ile ilgili kalibrasyon işleminde, FLUKE 5500A kalibratör cihazı kullanılmaktadır. Kalibrasyon, 210 V-230 V arasında gerilim uygulanarak gerçekleştirilmektedir. Gerilim ölçümündeki belirsizliğe etki eden faktörler; kalibratörlerdeki referans gerilim değeri ile düzeltilmiş ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri, ölçüm değerlerinin ortalaması ile ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri ile kalibratör cihazının ölçüm belirsizliğidir.

Kılcal boru deney düzeneğindeki gerilim ölçüm belirsizliği %95 güvenilirlik içerisinde bulunmak koşulu ile maksimum  $\pm 0.12$  V'dur.

Deney düzeneğinde kompresör akımı ölçümleri, akım transdüser elemanı kullanılarak gerçekleştirilmektedir.

Akım ölçümü ile ilgili kalibrasyon işleminde, Fluke 5500A kalibratör cihazı kullanılmaktadır. Kalibrasyon, 0.3 A ile 1.6 A arasında akım uygulanarak gerçekleştirilmektedir.

Kılcal boru deney düzeneğindeki gerilim ölçüm belirsizliği %95 güvenilirlik içerisinde bulunmak koşulu ile maksimum  $\pm 0,0016$  A'dur.

Akım ölçümündeki belirsizliğe etki eden faktörler; kalibratördeki referans akım değeri ile düzeltilmiş ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri, ölçüm değerlerinin ortalaması ile ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri ve kalibratör cihazının ölçüm belirsizliğidir.

Frekans ölçümü ile ilgili kalibrasyon işleminde Fluke 5500A kalibratör cihazı kullanılmaktadır. Kalibrasyon 45 Hz- 55 Hz arasında frekans uygulanarak gerçekleştirilmektedir.



Frekans ölçümündeki belirsizliğe etki eden faktörler; kalibratördeki referans frekans değeri ile düzeltilmiş ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri, ölçüm değerlerinin ortalaması ile ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri ve kalibratör cihazının ölçüm belirsizliğidir.

Kılcal boru deney düzeneğindeki gerilim ölçüm belirsizliği %95 güvenilirlik içerisinde bulunmak koşulu ile maksimum  $\pm 0.004$  Hz'tir

## 5. DENEYLER

Kılcal boru deney düzeneğinde, R600a soğutkanlı soğutma devrelerinde kılcal boru akış karakteristiklerinin belirlenmesi amacıyla deneyler yapılmaktadır.

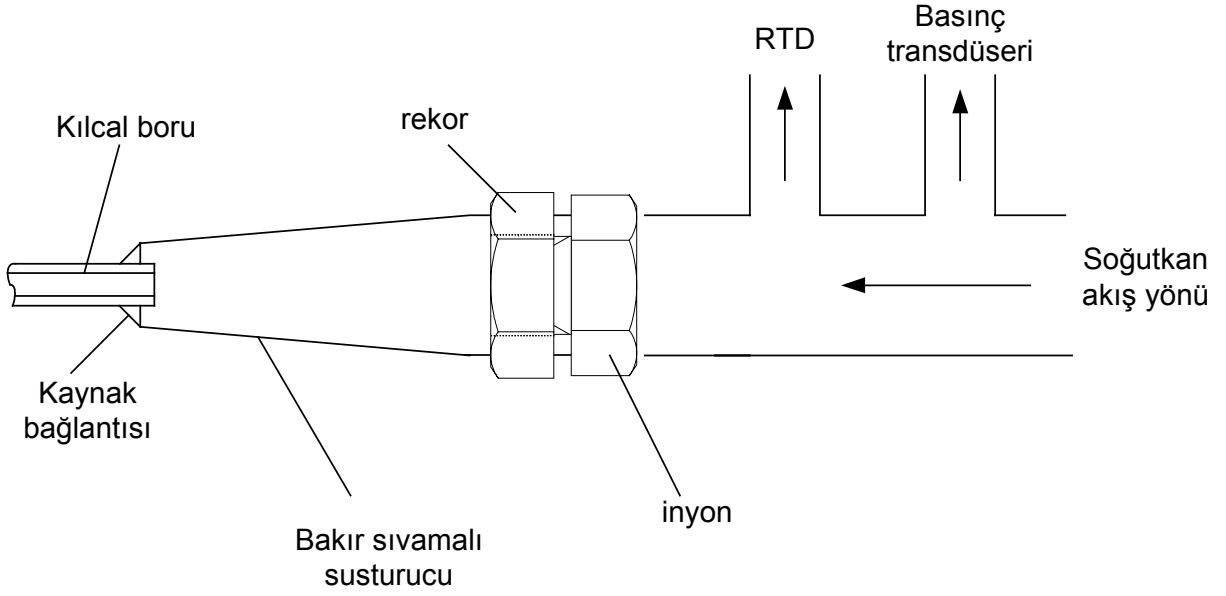
Deneyleer ile, farklı fiziksel boyutlarda kılcal boru numunelerinin, farklı giriş şartlarında ve farklı kompresör devirlerindeki davranışları tespit edilmektedir. Giriş şartları, farklı yoğuşma sıcaklıklarındaki aşırı soğutma miktarlarının kombinasyonları olarak tasarlanmaktadır. Deneyleer, deneysel hazırlık ve deneyleerin yapılışı olmak üzere, iki süreç sonunda tamamlanmaktadır.

### 5.1 Deneysel hazırlık süreci

Deneyleerde, farklı kılcal boru numunelerinin sisteme kolay entegre edilebilmesi amacıyla kılcal boru giriş çıkışı ile sistem arasında bir bağlantı tasarımı yapılmıştır. Bağlantı için öncelikle 6.35 mm iç çapındaki soğutma devresinden, 0.66 veya 0.80 mm iç çaplarındaki kılcal borunun çapına geçişi sağlayacak bir redüksiyon elemanına gerek duyulmaktadır. Bu amaç ile bakır sıvımalı susturucular kılcal boru giriş ve çıkış uçlarına kaynaklanarak birleştirilmektedir. Bakır sıvımalı susturucular, bağlantının beraberinde yarattıkları kademeli geçiş ile, akış gürültüsünü azaltmaktadır.

Numune değişimi için kılcal boru ve uçlarındaki sıvımalı susturucuların sistemden ayrılarak kaynak atölyesine götürülmeleri gerekmektedir. Bu durumdan ötürü, kılcal boru uçlarındaki sıvımalı susturucuların sistemden kolaylıkla ayrılıp birleştirilmelerine olanak sağlayan bir bağlantıya gerek duyulmaktadır. Sıvımalı susturucunun geniş çaplı ucuna iki parçalı sıkı geçme bir yüzük elemanı takılarak, üzerine dişi bağlantı elemanı (rekör) geçirilmekte, karşısına gelen erkek bağlantı elemanı (inyon) soğutma hattına kaynaklanarak birleştirilmektedir.

Bağlantı sayesinde kolaylıkla sistemden ayrılan deneyi yapılmış kılcal boru numunesi uçları, bakır susturucu ile kaynaklı birleşme yerlerinden ısıtılarak sökülürler. Yeni kılcal boru numunesi bakır susturucu girişine kaynaklanmadan önce, susturucu iç yüzeyi basınçlı hava ile temizlenir, ısıtma işlemleri sırasında giriş geometrisinde gerçekleşebilecek bozulmaların tespiti için masterlar ile boyut kontrolü yapılır, eğer deformasyonlar görülür ise yeni bir susturucu deneyleer için hazırlanır.



Şekil 5.1 <sup>1</sup>Kılcal boru giriş bağlantısı ve sıcaklık ölçüm elemanlarının yerleşimi

## 5.2 Deneilerin yapılış süreci

Deneilerin başlangıcında, sistem çalıştırıldıktan sonra, aşağıdaki durumların gerçekleşmesi beklenerek ölçümler alınmaktadır;

1. HP VEE yazılımı ile oluşturulan deney kontrol programı ara yüz ekranından gerçekleştirilecek deneyin seçimi yapılmaktadır.
2. Ayarlanmak istenen sıcaklık ve basınç değerlerinin istenilen değerlere gelmesi ve kararlı sistem davranışına ulaşılması aşağıdaki sıra dahilinde beklenmektedir.
  - Kabin şartlandırma ünitesi kısmında anlatıldığı üzere, kompresör ve I-tüpü kabinlerinin  $32^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$  sıcaklık değerlerine ulaşması
  - Su hazırlama ünitesindeki, yoğuşturucu suyu ve aşırı soğutucu suyu tank çıkış sıcaklıklarının ayar değerlerine ulaşması
  - Soğutma ünitesinde, R600a soğutkanını kompresör çıkış basıncının, kompresör giriş basıncının, buharlaştırıcı çıkış sıcaklığının, kılcal boru giriş sıcaklığının, kompresör giriş sıcaklığının ve I-tüpü içersindeki R134a soğutkanının

<sup>1</sup> Kılcal boru deney numunesinin giriş-çıkış bağlantıları ve ölçüm noktaları simetriktr.

### sıcaklığının ayar değerine ulaşması

Kılcal boru deney düzeneği ile adyabatik akış şartlarında, yukarıdaki şartların gerçekleşmesi 50–70 dakika arasında değişen bir süre almaktadır. Sistemde istenen kararlı hal davranışı sağlandıktan sonra kütleli debi ve kılcal boru çıkış basınçları ölçülmektedir. Ölçüm her 15 saniyede bir veri kaydedilmesi şeklinde 50 dakika sürmekte, ölçülen verilerin ve kararlı hal çevrim şartlarının tümünün 50 dakika için ortalama değerleri hesaplanmaktadır.

## 6. DENEY SONUÇLARI

Deneyleer 15 farklı geometride kılcal boru kullanılarak yapılmıştır. Deneyleerde kılcal borular, sabit sarım çapında (15 mm) sarılmışlardır.

Çizelge 6.1 Deneyleerde kullanılan kılcal boru numuneleri fiziksel boyutları ve deney şartları

Soğutkan	R600a
İç çap (mm)	0.60, 0.66, 0.80, 0.86, 1.00
Boy (mm)	1000, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, 8000
Yoğuşma sıcaklığı (C °)	40, 45, 50, 55
Aşırı soğutma derecesi	1.5, 6, 10

### 6.1 Parametrik değerlendirmeler

Deneysel çalışmada R600a soğutkanı kullanarak, 15 farklı fiziksel özellikte kılcal borunun farklı çevrim şartlarındaki akış karakteristikleri incelenmiştir. Deneyleer öncesi, kılcal boru akışını etkileyen fiziksel parametreler; kılcal boru giriş şartları (yoğuşma sıcaklığı/basıncı, aşırı soğutma miktarı) , kılcal boru çıkış sıcaklığı/basıncı, kılcal boru uzunluğu, kılcal boru iç çapı olarak belirlenmiştir. Akış boyunca momentumun korunumu eşitliği yardımıyla, bahsedilen fiziksel parametrelerin soğutkan kütlelel debisini nasıl etkileyeceği, deney sonuçlarından önceki bölümde teorik irdelemeler başlığı altında sunulmuştur. Son olarak, parametrelerin deneysel olarak kütlelel debiyi ne oranda etkilediği grafikler halinde deneysel parametrik etkiler başlığı altında sunulmuştur.

#### 6.1.1 Teorik irdelemeler

Akış boyunca momentumun korunumu eşitliği, yerçekimi etkisi ihmal edilirse ivmesel ve sürtünmesel olmak üzere iki momentum bileşeninden oluşmaktadır;

$$\frac{dP}{dz} = \left( \frac{dP}{dz} \right)_f + \left( \frac{dP}{dz} \right)_a \quad (6.1)$$

Sürtünmesel bileşen;

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \frac{-f_{tp} G^2 (xv_G + (1-x)v_F)}{2d} \quad (6.2)$$

İvmesel bileşen;

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_a = \frac{-m}{A_o} \frac{d(v)}{dz} = -G^2 \left(\frac{dP}{dz}\right) \left(x \frac{dv_G}{dP} + (1-x) \frac{dv_F}{dP}\right) - G^2 v_{FG} \frac{dx}{dz} \quad (6.3)$$

İfade toplamda aşağıdaki formu alır;

$$\frac{-dP}{dx} = \frac{fvG^2}{2D_C} + G^2 \frac{dv}{dx} \quad (6.4)$$

Kılcal boru girişinde, aşırı soğumuş haldeki soğutkan tek fazlı ve sıkışamaz olduğundan ivmesel momentum terimi elimine olur ve ifade aşağıdaki şekli alır;

$$\frac{-dP}{dx} = \frac{f_{ff} v G^2}{2D_C} \quad (6.5)$$

Yukarıdaki ifadeler göz önüne alındığında aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir;

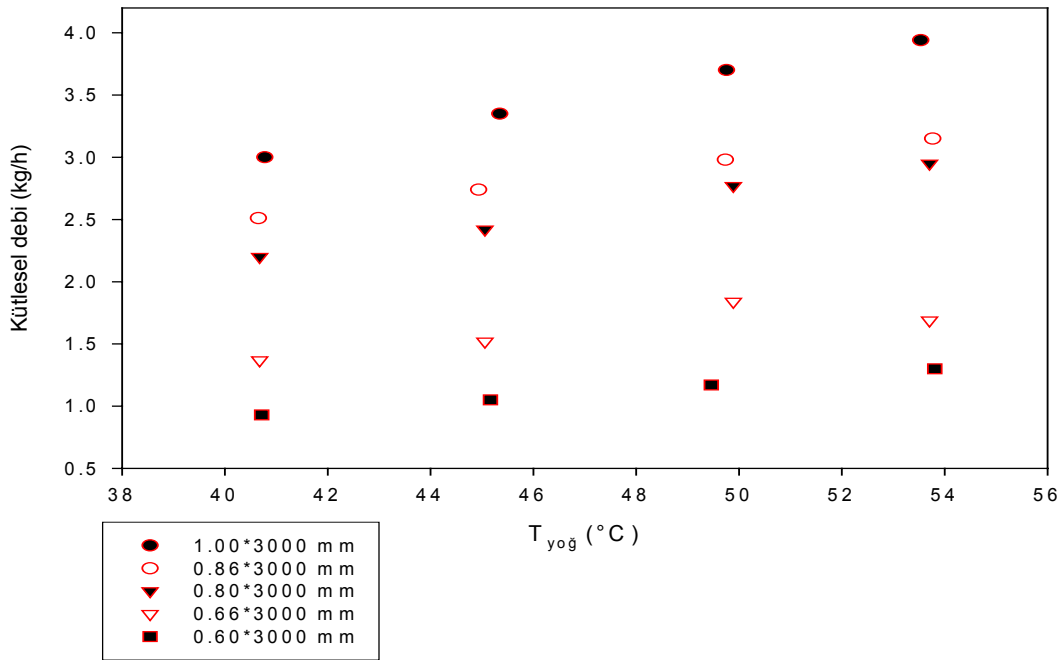
- İç çapın artışı sistem kütleli debisini artırır.
- Uzunluğun artışı sistem kütleli debisini azaltır.
- Giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkın artışı kütleli debiyi artırır. Sabit çıkış basıncında giriş basıncı artışı, sabit giriş şartında çıkış basıncı artışı kütleli debiyi artırır.
- Aşırı soğuma miktarı artışı, kılcal boru içinde soğutkanın sıvı fazda akış yüzdesini artırır. Bölüm 1.2’de bahsedildiği gibi birim boydan gerçekleşen akış direnci, iki fazlı akış rejimine geçilmesi ile artmaktadır. Aşırı soğuma miktarı artışı ile sistem kütleli debisi yükselir.

## 6.1.2 Deneysel yolla tespit edilen parametrik etkiler

### 6.1.2.1 İç çap etkisi

Teorik olarak beklendiği üzere, deneysel olarak iç çap artışı kütleli debiyi önemli ölçüde artırmaktadır. Aynı boyda, beş farklı iç çapa sahip kılcal boru numuneleri ile deneylerin yapılması, kütleli debi ile iç çapın sayısal etkileşimini görmemizi kolaylaştırmaktadır. Sabit kılcal boru uzunluğunda, kütleli debinin iç çapın ve kılcal boru giriş şartlarının fonksiyonu olarak ifade edilebilmesi amacıyla, değişkenler arasında regresyon analizi yapılarak oluşturulan denklem 6.6, iç çapın diğer parametrelere oranla kütleli etkisinin ne oranda olduğunu göstermektedir.

$$\dot{m} = d^{2.87} \Delta T_{A.soğ}^{0.44} T_{yoğ}^{0.21} \quad (6.6)$$



Şekil 6.1 Farklı iç çap ölçülerinde kılcal boruların kütleli debilerinin yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimleri

### 6.1.2.2 Uzunluk etkisi

Teorik olarak beklendiği gibi, deney sonuçlarında kılcal boru uzunluğu artışının kütleli debiyi azalttığı görülmektedir. Sabit kılcal boru iç çapında, kılcal boru boyu uzunluğunun giriş şartlarına bağlı olarak değişimi deneysel olarak tespit edilmiştir. Değişkenler arasındaki ilişkinin daha net anlaşılabilmesi için, regresyon analizi yapılarak, basit bir korelasyon

üretmiş, farklı durumlar için ilişki genelleştirilmiştir. Korelasyon, deneylerin yoğunlaştığı her iki kılcal boru iç çapı (0.66-0.80) için 25'er adet deney verisinden yararlanılarak oluşturulmuştur.

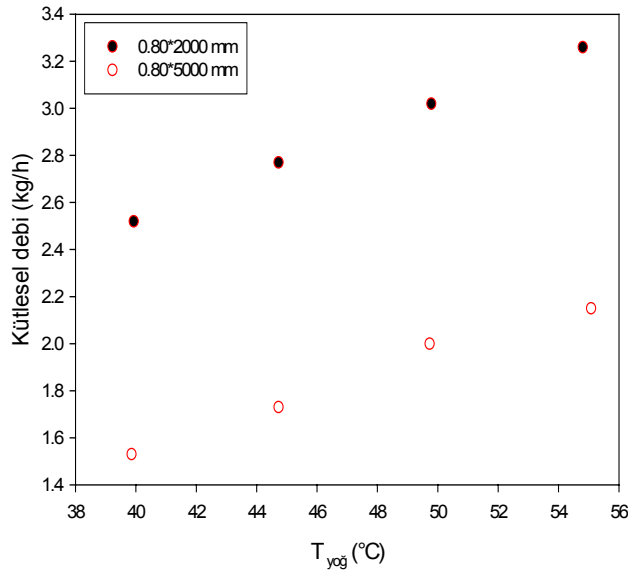
0.66 mm iç çapında kılcal boru kütleli debisi

$$\dot{m} = 0.0365L^{-0.5037} \Delta T_{A.so} \dot{g}^{0.0339} T_{yoğ}^{1.0923} \quad (6.7)$$

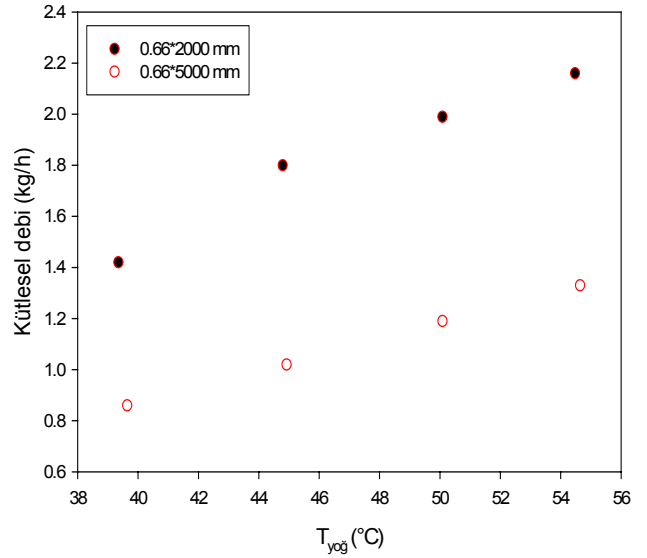
0.80 mm iç çapında kılcal boru kütleli debisi

$$\dot{m} = 0.1730L^{-0.4969} \Delta T_{A.so} \dot{g}^{0.16} T_{yoğ}^{0.7275} \quad (6.8)$$

(a)



(b)



Şekil 6.2 0.80 mm (a) ve 0.66 mm (b) iç çapında, farklı uzunluklarda kılcal boruların kütleli debilerinin yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimleri

### 6.1.2.3 Yoğuşma sıcaklığı/basıncı etkisi

Deneylerde, kılcal boru giriş/yoğuşma basıncının farklı değerlere ayarlanması için bölüm 4.2'de anlatılan su hazırlama ünitesinde, istenen sıcaklıkta hazırlanan su, iç içe borulu yoğuşturucu ünitesinde soğutkan hattının çevresinden, otomatik kontrol mekanizmasının ayarladığı debide geçirilerek istenen yoğuşma basıncı sağlanır.

Yoğuşma sıcaklığı/basıncı artışı, kılcal boru giriş ve çıkış basınçları arasındaki basınç farkını ( $\Delta P$ ) artırmaktadır. Bu artış kılcal borudan geçen kütleli debiyi, teorik analizlerden de



görüldüğü gibi, artırmaktadır. Ayrıca kılcal boru fiziksel akış direnci arttıkça, yoğuşma sıcaklığının kütleli debiyi artırıcı etkisi azalmaktadır.

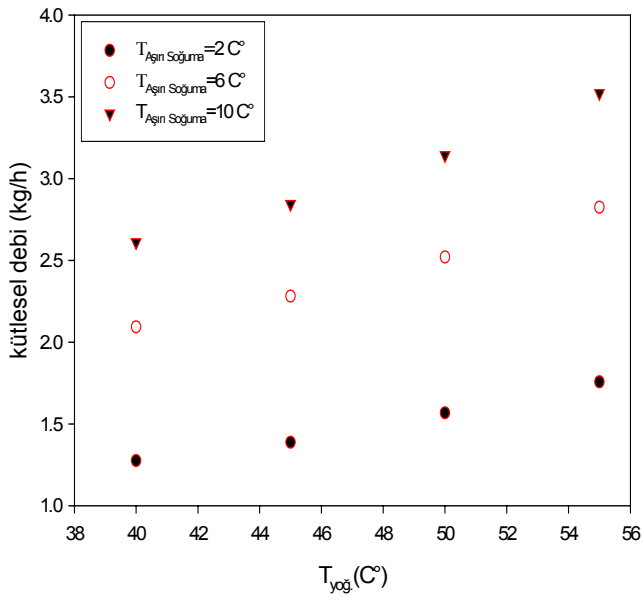
#### **6.1.2.4 Buharlaşma sıcaklığı/basıncı etkisi**

Deneylede, kılcal boru çıkış/buharlaşma basıncının farklı değerlere ayarlanması için bölüm 4.3'te anlatılan frekans dönüştürücüsü kullanılmaktadır. Sabit giriş şartlarında, frekans dönüştürücüsü yardımı ile değişken devirli kompresör, 2000 d/d, 3000 d/d ve 4000 d/d devirlerde çalıştırılarak buharlaşma basınçları değiştirilmiştir. Momentum korunum eşitliği üzerinde yapılan teorik analizde tahmin edildiği gibi, kılcal boru giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkın artışı, sabit yoğuşma basıncında buharlaşma basıncı düşmesi şeklinde gerçekleştiğinde kütleli debiyi değiştirmemektedir. Durum, bölüm 1.2'de bahsedilen boğulmuş akış olayının, kullandığımız kılcal boru deney numunelerinin tümünde gerçekleşmiş olması ile açıklanmaktadır.

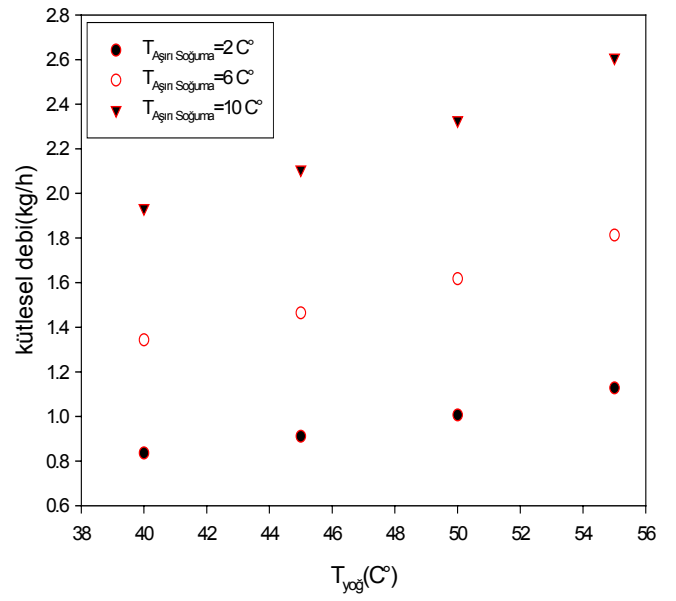
#### **6.1.2.5 Aşırı soğuma etkisi**

Kılcal boru girişinde aşırı soğuma miktarı artışı, soğutkanın buharlaşma noktasının kılcal boru çıkış kesitine yaklaşmasını ve kılcal boru boyunca toplam iki fazlı akış uzunluğunun kısılmasını beraberinde getirmektedir. İki fazlı akış uzunluğunun kısılması ile, teorik olarak momentum korunum eşitliğinden de görüldüğü gibi, deneylede de aşırı soğuma miktarı artışı, kılcal boru akış kütleli debisini artırmaktadır. Deneyle sonucunu giriş şartları ve kılcal boru fiziksel özellikleri arasında üretilen ve bölüm 6.1.2.1 ile 6.1.2.2 içinde sunulan korelasyonlar aşırı soğuma miktarının akış kütleli debisini artırdığını, fakat yoğuşturucu basıncı etkisi ile kıyaslandığında düşük miktarda etkilediğini göstermektedir. Ayrıca, 0.80 mm iç çaplı kılcal boru deneylelerinde aşırı soğumanın, 0.66 mm iç çaplı kılcal boru deneylelerine oranla, akış kütleli debisini artırıcı yönde daha fazla etkilediği görülmektedir.

(a)



(b)



Şekil.6.3 0.80\*3000 mm (a) ve 0.66\*3000 mm (b) boyutlarında kılcal boru kütleli debilerinin farklı aşırı soğuma değerlerinde, yoğuşma basıncına bağlı değişimleri

## 7. VERİLERİN ANALİZİ VE ADYABATİK KILCAL BORU AKIŞ KORELASYONU ELDE EDİLİŞİ

### 7.1 Boyutsuzlaştırma ve regresyon modelinin tanımlanması

Buckingham (1915)  $\pi$  teoremi ile m adet boyuta sahip n tane büyüklüğün konusu olduğu fiziksel bir problemin n-m adet boyutsuz parametre ile tanımlanabileceğini ispatlamıştır. Örneğin,  $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$  büyüklüklerini içeren bir problem düşünölsün. Tüm büyüklüklerin problem çözümü için bilinmesi ve aralarında fonksiyonel bir ilişkinin var olması gerekmektedir

$$F(A_1, A_2, A_3, \dots, A_n) = 0 \quad (7.1)$$

Eğer  $\pi_1, \pi_2, \dots$ , boyutsuz sayıları, m adet boyuta sahip  $A_1, A_2, \dots$ , büyüklüklerinin boyutsuz ifadeleri olur ise, eşitlik aşağıdaki formu alır

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0 \quad (7.2)$$

$\pi$  parametrelerinin üretilmesi için izlenen metot, farklı boyutlarda m adet  $A$  büyüklüğünün seçilerek, tekrarlanan üstel biçimleri ve tekrarlanmayan ifadenin yalın halinin çarpılması, ifadeyi boyutsuz hale getirecek katsayıların elde edilmesidir,

$$\pi_1 = A_1^{x_1} A_2^{x_2} A_3^{x_3} A_4 \quad (7.3)$$

Deneysel çalışma sonucu tespit edilen, kılcal boru akışını etkileyen 11 adet fiziksel büyüklük mevcuttur.

$$\dot{m} = f((P_g - P_c), \Delta T, L, d, \mu_s, \mu_g, \rho_s, \rho_g, \sigma, h_{sg}, T_{kr}) \quad (7.4)$$

Temel fiziksel büyüklükler için boyut analiz yapılmış, büyüklüklerin boyutları çizelge 6.1 ile sunulmuştur.

Çizelge 7.1 Kılcal boru akış analizinde kullanılan fiziksel büyüklüklerin boyutları

Büyüklik	Sembol	Boyut
Boy	l	L
Zaman	t	T
Kütle	m	M
Sıcaklık Farkı	$\Delta t$	$\Delta T$
Kuvvet	f	$MLT^{-2}$
Basınç	p	$ML^{-1}T^{-2}$
Entalpi	h	$L^2T^{-2}$
Viskozite	$\mu$	$ML^{-1}T^{-1}$
Yoğunluk	$\rho$	$ML^{-3}$
Yüzey gerilimi	$\sigma$	$MT^{-2}$

Sayfa 50’de anlatılan yöntem kullanılarak, seçilen büyüklükler boyutsuz sayılara dönüştürülmüştür. Sırası ile elde edilen boyutsuz sayılar ve ifade ettikleri etki aşağıda sunulmuştur;

$\pi_1$  parametresi kütleli debi etkisini göstermek amacı ile aşağıdaki şekilde oluşturulmuştur.

$$\pi_1 = d^{x_1} \rho^{y_1} P^{z_1} m = L^{x_1} (ML^{-3})^{y_1} (ML^{-1}T^{-2})^{z_1} \quad (7.5)$$

$$x_1 - 3y_1 - z_1 = 0$$

$$y_1 + z_1 + 1 = 0$$

$$-2z_1 - 1 = 0$$

$$x_1 = -2$$

$$y_1 = -0.5$$

$$z_1 = -0.5$$

$$\pi_1 = \frac{m}{d^2 \sqrt{\rho_f P_{in}}} \quad (7.6)$$

$\pi_2$  parametresi giriş basıncı (yoğuşturucu basıncı) etkisini ifade etmek amacı ile oluşturulmuştur.

$$\pi_2 = P_{kr}^{x_2} (P_g - P_{doy}) \quad (7.7)$$

$$x_2 + 1 = 0$$

$$x_2 = -1$$

$$\pi_2 = \frac{(P_{in} - P_{sat})}{P_c} \quad (7.8)$$

$\pi_3$  parametresi kılcal boru girişinde aşırı soğuma etkisini görmek amacı ile oluşturulmuştur.

$$\pi_3 = T_c^{x_3} \Delta T_a \quad (7.9)$$

$$x_3 + 1 = 0$$

$$x_3 = -1$$

$$\pi_3 = \frac{\Delta T_a}{T_c} \quad (7.10)$$

$\pi_4$  parametresi kılcal boru geometrisini ifade etmek amacı ile oluşturulmuştur.

$$\pi_4 = d^{x_4} L \quad (7.11)$$

$$x_4 + 1 = 0$$

$$x_4 = -1$$

$$\pi_4 = \frac{L}{d} \quad (7.12)$$

$\pi_5$  parametresi kabarcık oluşumu etkisini göstermektedir.

$$\pi_5 = d^{x_7} P_g^{y_7} \sigma = L^{x_7} (ML^{-1}T^{-2})^{y_7} MT^{-2} \quad (7.13)$$

$$x_5 - y_5 = 0$$

$$y_5 + 1 = 0$$

$$-2y_5 - 2 = 0$$

$$x_5 = y_5 = -1$$

$$\pi_5 = \frac{\sigma}{dP_g} \quad (7.14)$$

$\pi_6$  parametresi buharlaşma etkisini göstermektedir.

$$\pi_6 = \rho^{x_6} P_{doy}^{y_6} h_{sg} = (ML^{-3})^{x_6} (ML^{-1}T^2)^{y_6} L^2 T^{-2} \quad (7.15)$$

$$-3x_6 - y_6 + 2 = 0$$

$$x_6 + y_6 = 0$$

$$x_6 = 1$$

$$y_6 = -1$$

$$\pi_6 = \frac{\rho_s h_{sg}}{P_{doy}} \quad (7.16)$$

Boğulmuş akış koşulları tüm deneylerde sağlandığından, buharlaştırıcı basıncı (kılcal boru çıkış basıncı) bir değişken olarak korelasyonda yer almamıştır.

Elde edilen boyutsuz parametreler arasındaki bağımlılık Streeter ve Wylie (1983) tarafından benimsenen yaklaşımla (7.17) denkleminde ifade edilmiştir.

$$\pi_1 = a * \pi_2^b * \pi_3^c * \pi_4^d * \pi_5^e * \pi_6^f \quad (7.17)$$

Değişkenler arasında bağımlılığı sağlayan a, b, c, d, e, f parametrelerinin tespiti için regresyon analizi yapılmıştır. Regresyon analizi, aralarında sebep-sonuç ilişkisi bulunan iki veya daha fazla değişken arasındaki ilişkiyi, o konu ile ilgili tahminler (estimation) ya da kestirimler (prediction) yapabilmek amacıyla regresyon modeli olarak adlandırılan matematiksel bir model ile karakterize eden bir istatistik analiz tekniğidir

Regresyon analizi ile uydurulacak modelde yer alacak bağımsız değişkenlerin seçimi

çalışmanın ilk adımıdır. Burada dikkat edilecek en önemli hususlar; bağımlı değişkenin doğru seçilmesi, bağımlı değişken ile bağımsız değişken veya değişkenler arasında doğrusal bir sebep-sonuç ilişkisi bulunması, modele sadece ilgili bağımsız değişkenlerin dahil edilmesidir.

Seçtiğimiz denklem mevcut hali ile doğrusal bir karakterde olmadığından, regresyon analizi yapmamız mümkün görünmemektedir. Bu nedenle regresyon analizi öncesi denklemi lineerleştirmemiz gerekmektedir. İfadenin her iki tarafının doğal logaritması alınarak denklem lineerleştirilebilmektedir.

$$\ln \pi_1 = a + b * \ln \pi_2 + c * \ln \pi_3 + d * \ln \pi_4 + e * \ln \pi_5 + f * \ln \pi_6 \quad (7.18)$$

Elde ettiğimiz denklem çoklu bir regresyon modelidir. Modeldeki bağımsız değişken veya değişkenlerin bağımlı değişkeni ne oranda etkilediğine katsayılar dahilinde bakılır. Çoklu regresyon modelleri en küçük kareler yöntemi kullanılarak çözümlenebilmektedir (Montgomery ve diğ., 1992).

## 7.2 En küçük kareler yöntemi

Verilerden en iyi doğruyu geçirmek için oluşturulmuş çözüm kriterlerinden biri olan en küçük kareler yöntemi, veri noktaları ve eğri arasındaki farklılıkları minimum yapan bir eğri türetilmesi mantığında çalışan bir regresyon tekniğidir. En küçük kareler çözüm algoritması bu bölümde kısaca anlatılacaktır.

Örneğin, y aşağıdaki gibi  $x_1$  ve  $x_2$ 'nin doğrusal fonksiyonu olabilir:

$$y = a_0 + a_1x + a_2x + e \quad (7.19)$$

Bu iki boyutlu durum için regresyon doğrusu bir düzleme dönüşür. Katsayıların en iyi değeri, artıkların karelerinin toplamı yardımıyla belirlenir:

$$S_r = \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1x_{1i} - a_2x_{2i})^2 \quad (7.20)$$

Bilinmeyen katsayıların her birine göre türev alınarak

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_0} = -2 \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1x_{1i} - a_2x_{2i}) \quad (7.21)$$

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_1} = -2 \sum_{i=1}^n x_{1i} (y_i - a_0 - a_1x_{1i} - a_2x_{2i}) \quad (7.22)$$

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_2} = -2 \sum_{i=1}^n x_{2i} (y_i - a_0 - a_1 x_{1i} - a_2 x_{2i}) \quad (7.23)$$

bulunur. Artıkların karelerinin toplamını minimum yapan katsayılar, kısmi türevlerin sıfıra eşitlenmesi ve sonucun aşağıdaki gibi matris formunda ifade edilmesi ile elde edilir (Chapra ve Canale, 2003):

$$\begin{bmatrix} n & \sum x_{1i} & \sum x_{2i} \\ \sum x_{1i} & \sum x_{1i}^2 & \sum x_{1i}x_{2i} \\ \sum x_{2i} & \sum x_{1i}x_{2i} & \sum x_{2i}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum y_i \\ \sum x_{1i}y_i \\ \sum x_{2i}y_i \end{Bmatrix}$$

Regresyon analizinde hata teriminin bağımsız, ortalaması sıfır, varyansı sabit olan normal dağılış gösterdiği varsayılır (Chatterjee ve Hadi,1988). Uydurulan model için bu varsayımlar tutmadığı takdirde o model ile ilgili her türlü yorum şüphe ile karşılaşılır ve tartışmaya açıktır. Bu nedenle model kullanılmadan önce gerekli testlerden geçerek uydurma tekniğinin gerektirdiği varsayımlar kontrol edilmelidir.

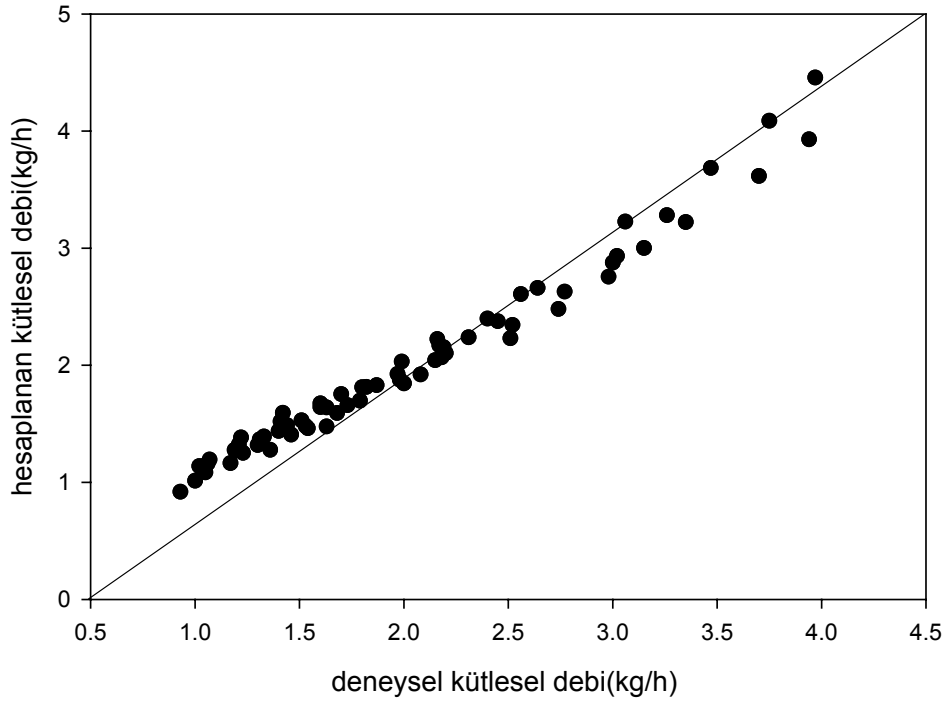
### 7.3 Regresyon modelinin çözümlenmesi ve uyumun değerlendirilmesi

Bölüm 7.2’de anlatılan en küçük kareler regresyonu ile çözüm yapan Sigmaplot programı kullanılarak, bölüm 7.1’de doğrusallaştırılmış denklemin çözümü yapılmıştır. Çözüm için 0.0001 tolerans ile 0.01 adımda 10000 adet iterasyon yapılmıştır. Elde edilen regresyon modeli denklem 7.28’de sunulmuştur.

$$\ln \pi_1 = 13.304 + 0.035 * \ln \pi_2 + 0.148 * \ln \pi_3 + -0.504 * \ln \pi_4 + 0.554 * \ln \pi_5 + 0.943 * \ln \pi_6 \quad (7.24)$$

Elde edilen regresyon modelinin anakütle (deney sonuçları) ile arasındaki hata yüzdesi  $\pm 10\%$  sınırları içindedir. Model, deney sonuçlarını 0.19 ortalama sapma, 1.58 standart sapma ile tahmin etmektedir.





Şekil 7.1 Regresyon modeli ile deney sonuçlarının uyumu

Regresyon modeli için yapılan kabullerin ve uygulanan çözüm yönteminin sağlanması amacıyla, Bölüm 7.2'nin sonunda bahsedildiği gibi testler uygulanmıştır. Elde edilen model için sonuçlar şöyledir:

Tahmin edilen modelde bağımlı değişimdeki değişimin açıklayıcı değişkenlerle topluca açıklanabilme oranını veren değer çoklu belirlilik katsayısı ( $R^2$ ) dir.  $R^2$  0 ve 1 arası değerler alır. Eğer 1 ise, tahmin edilen regresyon doğrusu, bağımlı değişimdeki değişimin yüzde 100'ünü açıklar. Öte yandan 0 ise, model bağımlı değişimdeki değişimi hiç açıklayamaz.  $R^2$  1'e ne kadar yakınsa modelin uyumu da o kadar "iyi"dir denir.

Tahmin edilen modelde  $R^2$  değeri 0.97407422 bulunmuştur. Bu değer bağımlı değişimdeki ( $\pi_1$  in logaritması alınmış değerindeki) değişimin yüzde 97 kadarının açıklayıcı değişkenler tarafından birlikte ( $\pi_2, \pi_3, \pi_4$  ve  $\pi_5$  in logaritması alınmış değerince) açıklandığı anlamına gelir.  $R^2$ 'nin en çok 1 olacağı düşünülürse bu açıklama gücü bir hayli yüksektir.

Çoklu regresyon denklemindeki katsayılar kısmi regresyon katsayıları olarak adlandırılır ve diğer tüm değişkenler sabit tutulurken bir açıklayıcı değişkenin bağımlı değişken üzerindeki "doğrudan" ya da "net" etkisini gösterir. En küçük kareler yönteminin varsayımlarını sağlamak için logaritma alarak katsayılarında doğrusallaşan modelde (log-doğrusal model)

her açıklayıcı değişkenin katsayısı bağımlı değişkenin o değişkene göre (kısmi) esnekliğidir.

Tahmin edilen modelde değişkenlerin  $\pi_1$  esneklikleri sırasıyla 0.0357, 0.1481, -0.5041, 0.5549 ve -0.9434'dür. Başka bir deyişle, diğer değişkenler sabit tutulduğunda  $\pi_2$  deki yüzde 1'lik artış  $\pi_1$  de yüzde 0,04 kadar bir artışa yol açar. Benzer biçimde  $\pi_3$  deki yüzde 1'lik artış  $\pi_1$  de yüzde 0,15 kadar bir artışa,  $\pi_4$  deki yüzde 1'lik artış yüzde 0,5 kadar bir azalışa,  $\pi_5$  deki yüzde 1'lik artış yüzde 0,6 kadar bir artışa ve  $\pi_6$  deki yüzde 1'lik artış yüzde 0,9 kadar bir azalışa neden olmaktadır.

Anlamlılık sınaması örneklem sonuçlarının bir sıfır önsavının doğrulandığını mı yoksa yanlışlandığını mı görmek için kullanılan bir süreçtir. Anlamlılık sınamasının ardında yatan kavram bir sıfır istatistiği ile sıfır önsavı altında, bu istatistiğin örneklem dağılımıdır. Sıfır önsavının kabulü ya da reddetme kararı, eldeki verilerden elde edilen sıfır istatistiğinin değerine bağlıdır. Anlamlılık sınamalarının diliyle bir sıfır istatistiği belli bir eşik değerinin dışında kalırsa, o istatistiğe istatistik bakımından anlamlıdır denir. Bu durumda sıfır önsavı reddedilir. Görgül çalışmalarda en sık kullanılan bir sıfır önsavı, eğim katsayısının sıfır olduğu "sıfır" önsavıdır. Amaç burada açıklayıcı değişken ile bağımlı değişken arasında herhangi bir ilişkinin olup olmadığını bulmaktır. Bu sıfır önsavı t test istatistiği ile sınavılabilir. Sıfır önsavının reddedilip edilemeyeceği  $\alpha$ 'ya yani anlamlılık düzeyine bağlıdır. Anlamlılık düzeyi doğru önsavı reddetme olasılığı olarak da yorumlanabilir. İstatistikte I. tip hata yapma olasılığı da denilen bu değere göre t sıfır istatistiği hesaplanarak uygun istatistik çizelgesine bakıp bu t değerine eşit ya da bundan daha büyük değerler elde etme olasılığına p değeri (yani olasılık değeri) denir. Bu değer I. tip hatayı işleme olasılığının kesin düzeyi diye de bilinir. P değeri daha teknik bir deyişle bir sıfır önsavının reddedebileceği en düşük anlamlılık düzeyi olarak tanımlanır. Veriler sıfır önsavını desteklemezse bu sıfır önsavı altında hesaplanan mutlak t değeri "büyük", dolayısıyla böyle bir mutlak t değeri bulma olasılığımız da küçük olacaktır. Başka bir deyişle belli bir örneklem büyüklüğü veri iken mutlak t büyüdükçe p azalacak dolayısı ile de sıfır önsavı gittikçe artan bir güvenle reddedilebilecektir. Katsayıların tahmin edilmiş p değerleri, her regresyon katsayısının anakütle değerinin (deney sonuç değerleri) sıfır olduğu varsayılan sıfır önsavı altında hesaplanan t değerinin anlamlılığını gösterir (Gujarati, 1999). Uygulamadaki bütün amaçlar için anakütlerdeki gerçek terimin sıfırdan farklı olduğu söylenir ve açıklayıcı değişkenleri katsayıları ile ilgilenir. 0,05 anlamlılık düzeyinde tahmin edilen modeldeki tüm katsayıların t değerleri için p olasılığı 0'a oldukça yakın değerler almaktadır, dolayısıyla denklemdeki katsayıların tek tek anlamlı oldukları söylenebilir.

## 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

R600a soğutkanlı soğutma sistemlerine geçiş sürecinde büyük önem taşıyan, sistem bileşenlerinin yüksek çalışma veriminde yeniden boyutlandırılması gerekliliği doğrultusunda, kılcal boru akış karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar neticesinde aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır;

- Kılcal boru iç çapı artışı, sistem kütleli debisini artırmaktadır.
- Kılcal boru uzunluğu artışı, sistem kütleli debisini azaltmaktadır
- Kılcal boru giriş basıncı artışı, sistem kütleli debisini artırmaktadır.
- Kılcal boru girişinde oluşan aşırı soğuma miktarı artışı, kılcal boru kütleli debisini artırmaktadır. Fakat yarattığı artırıcı etki diğer etkiler kadar baskın değildir.
- Kılcal boru çıkış basıncı değişimi, tüm deney numunelerinde boğulmuş akış şartı sağlandığından, sistem kütleli debisini değiştirmemektedir.

Yapılan çalışma ile elde edilen sonuçlar, literatürde kılcal borular üzerine günümüze kadar yapılmış çalışmalar ile beraber değerlendirildiğinde, konu üzerine eksikliği görülen aşağıdaki bilgiler literatüre kazandırılmıştır;

- R600a soğutkanlı sistemlerde, deneysel olarak buzdolabı pratik çalışma şartlarına uygun kılcal boru akış karakteristikleri ortaya konmuştur.
- Deneylerde 14 farklı geometrik boyutta kılcal boru kullanılmıştır. Her boyutta kılcal boru ile farklı çevrim koşullarında yapılan deneyler, kılcal boru geometrisi ile çevrim şartları arasında kuvvetli fonksiyonel ilişkilerin ortaya konmasını sağlamıştır.
- R600a soğutkanlı sistemlerde, her kılcal boru deney numunesi ile farklı çıkış şartlarında yapılan deneyler, boğulmuş akış şartlarının limitleri üzerine, özellikle evsel buzdolapları için tasarım bilgisi sağlamıştır.
- R600a soğutkanlı sistemler için özelleşmiş, kılcal boru akış karakteristiklerini ortaya koyan deneye dayalı bir korelasyon oluşturulmuştur.

Mevcut deneysel çalışma sonrası, R600a soğutkanlı sistemlerde kılcal borular üzerine daha anlamlı bir bütünün oluşturulması adına, yapılması önerilen çalışmalar aşağıda sıralanmıştır;

- Deney sonuçlarını gerçekleyen analitik sayısal bir modelin oluşturulması. Modelleme

için en uygun iki fazlı akış modelinin seçilmesi, uygun sürtünme ve iki fazlı akış viskozite korelasyonlarının tespit edilmesi.

- Soğutma sistemlerinde verim artırmak amacıyla uygulanan kılcal boru-kompresör emme borusu ısı değıştiricisi üzerine deneysel çalışmaların yapılarak, ısı transferi etkisinin de ek bir tasarım ölçütü olarak ortaya konması.

**KAYNAKLAR**

Bansal P.K., Rupasinghe A.S., (1998), “A homogeneous model for adiabatic capillary tubes”, *Journal of Applied Thermal Engineering*, 18: 207–219.

Bilgiç, Ö., Özyurt B., (2005) “Adyabatik kılcal boru deneyleri”, Arçelik Ar-Ge Araştırma Raporu, ANN 767, İstanbul.

Bolstad M. M. and Jordan R. C., (1949) “Theory and use of the capillary tube expansion device. Part II, Nonadiabatic flow”, *Refrigerating Engineering* 57: 572-583.

Buckingham, E. (1914) “On physically similar systems: illustrations of the use of dimensional equations” *Physical Review*, 4(4): 345–76.

Catterjee, S.; A. S. Hadi, (1988). “Sensitivity Analysis in Linear Regression”, John Willey and Sons, Inc. Canada.

Chapra, S. C., Canale, R. P. (2003) “Mühendisler için sayısal yöntemler”, Literatür Yayıncılık , (Çeviren: Heperkan, H., Kesgin U.), 467-500.

Chen, D., Sui, L., (2001) “Underpressure of vaporization of refrigerant R134a through a diabatic capillary tube”, *Int. J. of Refrigeration*, vol 24:261-271.

Chen, Z.H., (1991) “A correlation for metastable flow of refrigerant 12 through capillary tube” *ASHRAE Transactions*, vol 96:550-554.

Choi, J., et al (2004) “An empirical correlation and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative refrigerants”, *Applied Thermal Engineering*, vol 24: 29-41.

Cooper, L., Chu, C. K., Brisken W. R., (1957) “Simple selection method for capillaries derived from physical flow conditions” *Refrigerating Engineering* 65(7):37-46.

Dirik, E., Tanes, M.Y.(1992), “Numerical analysis of refrigerant flow through capillary tube”, *DKV Tagungsbericht* 19, Jahrgang, Bremen, November, 199-216.

Dirik, E., Tanes, Y., (1994) ”Numerical and experimental studies on adiabatic and non-adiabatic capillary tubes with R-134a”, *International Refrigeration Conference at Purdue*, Purdue University, USA, 365-370.

Erth, R. A., (1969) “Two-phase flow in refrigeration capillary tubes: analysis and prediction” *Ph.D. thesis*, Purdue University, West Lafayette, USA.

Goldstein, S. D., (1981) “A Computer Simulation Method For Describing Two Phase Flashing Flow in Small Diameter Tubes, *ASHRAE Transactions*, 51-60.

Gujarati, D. N., (1999) “Temel Ekonometri”, Literatür Yayıncılık, (çeviren: Ümit Şenesen, Gülay Günlük Şenesen),52-9, 207-12, 242-45.

Hopkins, N. E. (1950) “Rating the restrictor tube” *Refrigerating Eng.* 58(11): 1087–95.

Kim, SG, Kim, MS, Ro, ST., (2002) “Experimental investigation of the performance of R22, R407C and R410A in several capillary tubes for air-conditioner”. *International Journal of Refrigeration*, 25: 521–31.

Koizumi, H., Yokoyama K., (1980), “Characteristics of Refrigerant Flow in a Capillary Tube” *ASHRAE Transactions*, 86: 19-27.

- Li, R. Y., Lin, S., Chen Z. Y., Chen Z. H., (1990) "Metastable flow of R12 through capillary tubes" *International Journal of Refrigeration* 13:181-86.
- Marcy, G. P., (1949) "Pressure drop with change of phase in a capillary tube" *Refrigerating Engineering* 57(1): 53-57.
- Maraşlı, S., (2000) "RC 270 soğutkanının soğutma etkinliğinin kompresör kalorimetresi deney düzeneğinde deneysel incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Melo, C., Ferreira, R. T. S., Boabaid Neto C., Goncalves J. M., Pereira R. H. and Thiessen M. R., (1994) "Evaluation of HC-600a, HFC-134a and CFC-12 mass flow rates through capillary tubes", *Proceedings of the HR Conference, Hannover, Germany*:621-30.
- Melo, C., Ferreira, R.T.S., Boabaid Neto, C., Goncalves, J.M., Mezavila, M.M., (1999) "An experimental analysis of adiabatic capillary tubes", *Applied Thermal Engineering*, 19, 669–84.
- Mikol, E. P. and Dudley, J. C., (1964), "A visual and photographic study of the inception of vaporization in adiabatic flow" *ASME Trans.* June:257–64.
- Montgomery, D.C.; Peck, E.A, (1992), "Introduction to Linear Regression Analysis", John Willey and Sons, Inc. Canada.
- Molina, M.J., Rowland, F.S, (1974), "Stratospheric sink for chlorofluoro-methanes: chlorine atom catalysed destruction of ozone, *Nature*, Vol 249, June 28:808-12.
- Park, C., Kang H., Kim, Y., (2005) "Experimental study on the performance of capillary tubes with a variation of coiled shape", *IIR International Conference of Commercial Refrigeration, Vicenza*, 273-280.
- Pate, M.B., (1982), "Theoretical and Experimental Analysis of Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers", Ph. D. Thesis, Purdue University.
- Ro, S.T., Kim, S.G., Kim, M.S., (2002) "Experimental investigation of the performance of R22, R407C and R410A in-several capillary tubes for air-conditioners", *International journal of Refrigeration*, vol 25:521-31.
- Stoecker, W.F., Jones J.W., (1982) "Refrigeration and Air Conditioning", McGraw-Hill, 262–72.
- Stabler, LA., (1948) "Theory and use of a capillary tube for liquid refrigerant control." *Refrigerating Eng*, 55(1):55–9.
- Scott, T.C., (1976), "Flashing Refrigerant Flow in Small Bore Tubes", Ph. D. Thesis, Michigan University.
- Streeter, L.V., Wylie, E.B.(1983), "Fluid Mechanics", McGraw Hill, 156-173.
- Wallis, G., (1969), "One-Dimensional Two-phase flow", McGraw-Hill, 17-33.
- Wijaya, H., (1992) "Adiabatic capillary tube test data for HFC-134a" In *International Refrigeration Conference on Energy Efficiency and New Refrigerants*, Purdue University, West Lafayette, USA, Vol. 1:63-71.
- Whitesel, H. A., (1957) "Capillary two-phase flow, part II", *Refrigerating Engineering* 65(9)
- Wongwises, S., Pirompak, W., (2001) "Flow characteristics of pure refrigerants and refrigerant mixtures in adiabatic capillary tubes", *Applied Thermal Engineering* 21, 845–861.

**EKLER**

Ek 1 Sigmaplot regresyon çözüm raporu

**Ek1 Sigmaplot regresyon çözüm raporu**

[Variables]

depvar=col(1)

x=col(2)

y=col(3)

z=col(4)

t=col(5)

p=col(6)

w=col(7)

[Parameters]

a = 0 ' {{previous: 13.3041}}

b = 0 ' {{previous: 0.0356961}}

c = 0 ' {{previous: 0.148107}}

d = 0 ' {{previous: -0.504108}}

e = 0 ' {{previous: 0.554945}}

j = 0 ' {{previous: -0.943383}}

u = 0 ' {{previous: -3.86511}}

[Equation]

$f=a+b*x+c*y+d*z+e*t+p*j$

fit f to depvar

[Constraints]

[Options]

tolerance=0.000100

stepsize=0.01



iterations=10000

R = 0.98695199

Rsqr = 0.97407422

Adj Rsqr = 0.97198343

Standard Error of Estimate = 0.0595

	<b>Coefficient</b>	<b>Std. Error</b>	<b>t</b>	<b>P</b>
a	13.3041	0.4440	29.9612	<0.0001
b	0.0357	0.0036	9.9579	<0.0001
c	0.1481	0.0318	4.6558	<0.0001
d	-0.5041	0.0200	-25.2100	<0.0001
e	0.5549	0.0170	32.6933	<0.0001
j	-0.9434	0.0549	-17.1975	<0.0001

Analysis of Variance:

	<b>DF</b>	<b>SS</b>	<b>MS</b>	<b>F</b>	<b>P</b>
Regression	5	8.2410	1.6482	465.8884	<0.0001
Residual	62	0.2193	0.0035		
Total	67	8.4604	0.1263		

PRESS = 0.2548

Durbin-Watson Statistic = 0.9597

Normality Test: Passed (P = 0.6111)

Constant Variance Test: Passed (P = 0.2263)

Power of performed test with alpha = 0.0500: 1.0000

## Regression Diagnostics:

<b>Row</b>	<b>Predicted Residual</b>		<b>Std. Res.</b>	<b>Stud. Res.</b>	<b>Stud. Del. Res.</b>
1	-4.1289	-0.0420	-0.7063	-0.8162	-0.8140
2	-4.0921	-0.0324	-0.5445	-0.6242	-0.6211
3	-4.0536	-0.0060	-0.1008	-0.1161	-0.1152
4	-4.0144	0.0037	0.0624	0.0729	0.0724
5	-2.8046	-0.1144	-1.9235	-1.9886	-2.0385
6	-2.7422	-0.0059	-0.0994	-0.1029	-0.1021
7	-2.6883	-0.0201	-0.3378	-0.3493	-0.3468
8	-2.6467	-0.0284	-0.4767	-0.4979	-0.4949
9	-3.0301	-0.0172	-0.2885	-0.2988	-0.2966
10	-2.9602	-0.0271	-0.4564	-0.4671	-0.4642
11	-2.9356	-0.0119	-0.2000	-0.2046	-0.2030
12	-2.8932	-0.0258	-0.4337	-0.4473	-0.4443
13	-2.8684	-0.0302	-0.5072	-0.5344	-0.5313
14	-3.2049	-0.0138	-0.2314	-0.2427	-0.2409
15	-3.1369	-0.0897	-1.5081	-1.5446	-1.5625
16	-3.0913	-0.0495	-0.8321	-0.8459	-0.8439
17	-3.0445	0.0372	0.6253	0.6365	0.6334
18	-3.0318	0.0986	1.6575	1.7195	1.7477
19	-3.2112	-0.1088	-1.8297	-1.8905	-1.9317
20	-3.1547	-0.0691	-1.1624	-1.1923	-1.1965
21	-3.1201	-0.0443	-0.7445	-0.7732	-0.7707
22	-3.0166	0.0816	1.3721	1.4140	1.4258

23	-2.9546	0.0159	0.2676	0.2707	0.2687
24	-2.9012	-0.0006	-0.0104	-0.0105	-0.0104
25	-2.8608	-0.0185	-0.3104	-0.3188	-0.3165
26	-2.8611	0.0457	0.7690	0.8334	0.8313
27	-2.8088	0.0726	1.2208	1.2683	1.2746
28	-2.7526	0.0529	0.8894	0.9148	0.9136
29	-2.7017	0.0297	0.4992	0.5208	0.5177
30	-2.6469	-0.0063	-0.1066	-0.1110	-0.1101
31	-3.0086	0.0232	0.3900	0.4015	0.3987
32	-2.9514	0.0003	0.0046	0.0047	0.0046
33	-2.9093	0.0314	0.5274	0.5370	0.5339
34	-2.8540	-0.0073	-0.1229	-0.1260	-0.1250
35	-3.3440	0.0637	1.0713	1.1338	1.1365
36	-3.2699	0.0339	0.5692	0.5840	0.5809
37	-3.2144	0.0427	0.7183	0.7282	0.7254
38	-3.1675	0.0814	1.3685	1.3924	1.4033
39	-3.1209	0.0516	0.8676	0.8914	0.8899
40	-3.1446	0.0513	0.8633	0.8817	0.8801
41	-3.0973	0.0551	0.9266	0.9385	0.9376
42	-3.0517	0.0526	0.8847	0.8965	0.8951
43	-3.0127	0.0297	0.4999	0.5099	0.5069
44	-2.4946	-0.0542	-0.9105	-0.9853	-0.9850
45	-2.3636	-0.0862	-1.4486	-1.5443	-1.5621
46	-2.4152	-0.0583	-0.9805	-1.0448	-1.0456

47	-2.3224	-0.1157	-1.9453	-2.1013	-2.1627
48	-3.3494	-0.1205	-2.0265	-2.0810	-2.1403
49	-3.3057	-0.0756	-1.2714	-1.2967	-1.3040
50	-3.2625	-0.0441	-0.7419	-0.7577	-0.7551
51	-3.2180	0.0206	0.3456	0.3563	0.3538
52	-3.4962	-0.1115	-1.8751	-1.9538	-2.0006
53	-3.4485	-0.0881	-1.4818	-1.5311	-1.5483
54	-3.4026	0.0545	0.9156	0.9481	0.9473
55	-3.3640	0.0544	0.9150	0.9572	0.9565
56	-3.0573	0.0418	0.7028	0.7609	0.7583
57	-2.9973	0.0379	0.6380	0.6843	0.6813
58	-2.9330	0.0234	0.3933	0.4140	0.4113
59	-2.8912	0.0042	0.0703	0.0753	0.0747
60	-3.0115	0.1182	1.9867	2.0244	2.0779
61	-2.9569	0.1011	1.6992	1.7155	1.7435
62	-2.9056	0.0772	1.2976	1.3143	1.3222
63	-2.8646	0.0478	0.8030	0.8246	0.8225
64	-3.1718	0.0081	0.1355	0.1619	0.1606
65	-3.0588	-0.0277	-0.4658	-0.5258	-0.5227
66	-3.0352	0.0015	0.0255	0.0300	0.0298
67	-2.9577	-0.0136	-0.2280	-0.2671	-0.2651
68	-2.9931	0.0194	0.3260	0.3342	0.3317

## Influence Diagnostics:

<b>Row</b>	<b>Cook'sDist</b>		<b>Leverage</b>	<b>DFFITs</b>
1	0.0373	0.2513	-0.4715	
2	0.0204	0.2390	-0.3481	
3	0.0007	0.2456	-0.0657	
4	0.0003	0.2690	0.0439	
5	0.0453	0.0643	-0.5345	
6	0.0001	0.0677	-0.0275	
7	0.0014	0.0650	-0.0915	
8	0.0038	0.0833	-0.1492	
9	0.0011	0.0674	-0.0797	
10	0.0017	0.0455	-0.1014	
11	0.0003	0.0445	-0.0438	
12	0.0021	0.0597	-0.1119	
13	0.0052	0.0993	-0.1764	
14	0.0010	0.0914	-0.0764	
15	0.0195	0.0467	-0.3460	
16	0.0040	0.0323	-0.1543	
17	0.0024	0.0347	0.1201	
18	0.0375	0.0707	0.4821	
19	0.0402	0.0633	-0.5020	
20	0.0124	0.0496	-0.2733	
21	0.0078	0.0730	-0.2162	
22	0.0207	0.0584	0.3550	

23	0.0003	0.0230	0.0412
24	0.0000	0.0277	-0.0018
25	0.0009	0.0524	-0.0744
26	0.0202	0.1485	0.3472
27	0.0213	0.0735	0.3589
28	0.0081	0.0547	0.2198
29	0.0040	0.0810	0.1537
30	0.0002	0.0784	-0.0321
31	0.0016	0.0565	0.0976
32	0.0000	0.0331	0.0009
33	0.0018	0.0353	0.1021
34	0.0001	0.0485	-0.0282
35	0.0257	0.1072	0.3939
36	0.0030	0.0499	0.1331
37	0.0025	0.0270	0.1209
38	0.0114	0.0341	0.2636
39	0.0074	0.0528	0.2101
40	0.0056	0.0415	0.1830
41	0.0038	0.0252	0.1508
42	0.0036	0.0261	0.1465
43	0.0018	0.0391	0.1022
44	0.0277	0.1461	-0.4074
45	0.0542	0.1200	-0.5769
46	0.0247	0.1193	-0.3849

47	0.1227	0.1429	-0.8831
48	0.0394	0.0517	-0.4999
49	0.0113	0.0386	-0.2614
50	0.0041	0.0412	-0.1565
51	0.0013	0.0592	0.0887
52	0.0545	0.0789	-0.5856
53	0.0265	0.0634	-0.4028
54	0.0108	0.0673	0.2544
55	0.0144	0.0862	0.2937
56	0.0166	0.1469	0.3146
57	0.0117	0.1308	0.2643
58	0.0031	0.0978	0.1354
59	0.0001	0.1290	0.0287
60	0.0262	0.0369	0.4069
61	0.0094	0.0189	0.2419
62	0.0075	0.0252	0.2128
63	0.0062	0.0517	0.1921
64	0.0019	0.2990	0.1049
65	0.0126	0.2150	-0.2735
66	0.0001	0.2773	0.0184
67	0.0044	0.2711	-0.1617
68	0.0009	0.0481	0.0746

95% Confidence:

<b>Row</b>	<b>Predicted</b>	<b>Regr. 5%</b>	<b>Regr. 95%</b>	<b>Pop. 5%</b>	<b>Pop. 95%</b>
1	-4.1289	-4.1885	-4.0693	-4.2619	-3.9959
2	-4.0921	-4.1502	-4.0340	-4.2244	-3.9597
3	-4.0536	-4.1125	-3.9946	-4.1863	-3.9209
4	-4.0144	-4.0761	-3.9528	-4.1484	-3.8805
5	-2.8046	-2.8348	-2.7745	-2.9273	-2.6820
6	-2.7422	-2.7731	-2.7112	-2.8650	-2.6193
7	-2.6883	-2.7186	-2.6580	-2.8110	-2.5656
8	-2.6467	-2.6811	-2.6124	-2.7705	-2.5230
9	-3.0301	-3.0610	-2.9993	-3.1530	-2.9073
10	-2.9602	-2.9856	-2.9348	-3.0818	-2.8386
11	-2.9356	-2.9606	-2.9105	-3.0571	-2.8140
12	-2.8932	-2.9222	-2.8642	-3.0156	-2.7708
13	-2.8684	-2.9059	-2.8309	-2.9931	-2.7438
14	-3.2049	-3.2409	-3.1690	-3.3291	-3.0807
15	-3.1369	-3.1626	-3.1112	-3.2585	-3.0152
16	-3.0913	-3.1126	-3.0699	-3.2121	-2.9705
17	-3.0445	-3.0666	-3.0223	-3.1654	-2.9235
18	-3.0318	-3.0634	-3.0002	-3.1548	-2.9088
19	-3.2112	-3.2411	-3.1813	-3.3338	-3.0886
20	-3.1547	-3.1812	-3.1282	-3.2765	-3.0329
21	-3.1201	-3.1523	-3.0880	-3.2433	-2.9970
22	-3.0166	-3.0453	-2.9879	-3.1389	-2.8943



23	-2.9546	-2.9727	-2.9366	-3.0749	-2.8344
24	-2.9012	-2.9210	-2.8814	-3.0218	-2.7807
25	-2.8608	-2.8880	-2.8336	-2.9828	-2.7388
26	-2.8611	-2.9069	-2.8153	-2.9885	-2.7337
27	-2.8088	-2.8410	-2.7766	-2.9320	-2.6856
28	-2.7526	-2.7804	-2.7248	-2.8747	-2.6305
29	-2.7017	-2.7356	-2.6679	-2.8254	-2.5781
30	-2.6469	-2.6802	-2.6136	-2.7704	-2.5234
31	-3.0086	-3.0368	-2.9803	-3.1308	-2.8864
32	-2.9514	-2.9730	-2.9297	-3.0722	-2.8305
33	-2.9093	-2.9316	-2.8869	-3.0303	-2.7883
34	-2.8540	-2.8802	-2.8278	-2.9757	-2.7323
35	-3.3440	-3.3829	-3.3050	-3.4691	-3.2188
36	-3.2699	-3.2965	-3.2433	-3.3917	-3.1481
37	-3.2144	-3.2340	-3.1949	-3.3349	-3.0940
38	-3.1675	-3.1895	-3.1456	-3.2884	-3.0466
39	-3.1209	-3.1482	-3.0936	-3.2429	-2.9989
40	-3.1446	-3.1688	-3.1204	-3.2659	-3.0233
41	-3.0973	-3.1162	-3.0784	-3.2177	-2.9769
42	-3.0517	-3.0709	-3.0325	-3.1722	-2.9313
43	-3.0127	-3.0362	-2.9892	-3.1339	-2.8915
44	-2.4946	-2.5400	-2.4491	-2.6218	-2.3673
45	-2.3636	-2.4048	-2.3225	-2.4895	-2.2378
46	-2.4152	-2.4563	-2.3742	-2.5410	-2.2895

47	-2.3224	-2.3673	-2.2774	-2.4495	-2.1953
48	-3.3494	-3.3765	-3.3224	-3.4714	-3.2275
49	-3.3057	-3.3291	-3.2824	-3.4269	-3.1846
50	-3.2625	-3.2866	-3.2384	-3.3838	-3.1412
51	-3.2180	-3.2470	-3.1891	-3.3404	-3.0957
52	-3.4962	-3.5296	-3.4628	-3.6197	-3.3727
53	-3.4485	-3.4785	-3.4186	-3.5711	-3.3259
54	-3.4026	-3.4335	-3.3718	-3.5255	-3.2798
55	-3.3640	-3.3989	-3.3291	-3.4879	-3.2401
56	-3.0573	-3.1029	-3.0117	-3.1846	-2.9300
57	-2.9973	-3.0403	-2.9544	-3.1238	-2.8709
58	-2.9330	-2.9702	-2.8958	-3.0575	-2.8084
59	-2.8912	-2.9340	-2.8485	-3.0176	-2.7649
60	-3.0115	-3.0343	-2.9886	-3.1326	-2.8904
61	-2.9569	-2.9732	-2.9405	-3.0769	-2.8369
62	-2.9056	-2.9245	-2.8867	-3.0260	-2.7852
63	-2.8646	-2.8916	-2.8376	-2.9865	-2.7427
64	-3.1718	-3.2368	-3.1067	-3.3073	-3.0362
65	-3.0588	-3.1139	-3.0037	-3.1898	-2.9277
66	-3.0352	-3.0978	-2.9726	-3.1696	-2.9008
67	-2.9577	-3.0196	-2.8958	-3.0918	-2.8237
68	-2.9931	-3.0192	-2.9670	-3.1148	-2.8714

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 03.09.1982

Doğum yeri Kütahya

Lise 1997–2000

Isparta Süleyman Demirel Fen Lisesi

Lisans 2000-2004

Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak.  
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2004-2006

Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

**Çalıştığı kurum(lar)**

2004-2006

Arçelik AŞ. Ar-Ge Termodinamik Teknolojileri  
Ailesinde Asistan Proje Müh.

2006-Devam ediyor

Arçelik Buzdolabı İşletmesi Ürün geliştirme Müh.