

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN KILCAL BORULARDAKİ
AKIŞIN İNCELENMESİ**

KUTAY ÖRGÜNAL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. Ş. ÖZGÜR ATAYILMAZ**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN KILCAL BORULARDAKİ
AKIŞIN İNCELENMESİ**

Kutay ÖRGÜNAL tarafından hazırlanan tez çalışması 03.09.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Özden AĞRA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Bu alışma, Arçelik A.ř Ar-Ge Direktörlüğü ve Yıldız Teknik Üniversitesi Teknoloji Transfer Ofisi tarafından desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, bir alternatif soğutkan olan R600a (izobütan)'ın soğutma sistemlerinde kullanılan kılcal borular içerisindeki davranışının belirlenmesine yönelik deneysel ve görsel çalışma yapılmıştır.

Yüksek lisans tez çalışmalarım, Arçelik A.Ş ile ortak yürütülen Kılcal Boru Araştırma Projesi ve içerisinde bulunduğum diğer projeler süresince, her konuda tecrübe ve yardımlarıyla çalışmaları yöneten, karşılaştığım her sorunla yakından ilgilenen başta tez danışmanım ve değerli hocam Sn. Doç. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ olmak üzere, Sn. Prof.Dr. İsmail TEKE'ye, Sn. Doç. Dr. Özden AĞRA'ya ve Sn. Doç. Dr. Hakan DEMİR'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmamın her aşamasında desteklerini esirgemeyerek, değerli fikirleri ve olumlu eleştiri ile çalışmama katkı sağlayan Sn. Dr. EMRE OĞUZ'a, Sn. Dr. Levent AKDAĞ'a, Sn.Dr. Hüsnü KERPİÇÇİ'ye, Sn. Dr. Tolga Nurettin AYNUR'a ve Sn. Dr. Ergin ARSLAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği deney düzeneğinin kurulması, devreye alınması ve bu süre zarfında çıkan teknik problemlerin çözümünde büyük katkıda bulunan, bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU'na teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca, çalışmada kullanılan diğer deneysel süreçlerin gerçekleştirilmesinde önemli yardımları bulunan Sn. Nihat KANDEMİR, Sn. Çetin LALE ve Sn. Ercan KURTULDU başta olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Teknoloji Ailesi ve Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi çalışanlarına teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım boyunca, proje kapsamında birlikte çalıştığım Özgün SAKALLI ile Caner ŞİMŞEK'e ve beraber vakit geçirdiğimiz, sıkıntılı zamanlarımda bana destek olan Semra PEKTAŞ'a, Alper KIRIMLI'ya, Murat KADAL'a, Arda KESER'e, Anıl DÖRTOK'a ve Ar-Ge lisans/yüksek lisans öğrencisi arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, tüm hayatım boyunca yanımda olan ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli aileme en derin duygularıyla teşekkür ederim.

Ağustos, 2013

Kutay ÖRGÜNAL
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xviii
ÖZET	xx
ABSTRACT.....	xxii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.1.1 Analitik ve Sayısal Çalışmalar	1
1.1.1.1 Adyabatik Kılcal Borularda Analitik ve Sayısal Çalışmalar.....	1
1.1.1.2 Diyabatik Kılcal Borularda Analitik ve Sayısal Çalışmalar	20
1.1.2 Deneyssel ve Görsel Çalışmalar	26
1.1.2.1 Adyabatik Kılcal Borularda Deneyssel Çalışmalar.....	26
1.1.2.2 Diyabatik Kılcal Borularda Deneyssel Çalışmalar	46
1.1.3 Diğer Çalışmalar	51
1.1.4 Literatür Değerlendirmesi.....	64
1.2 Tezin Amacı	67
1.3 Hipotez	67
BÖLÜM 2	
BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ	68
2.1 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	68

2.2	Soğutma Çevriminde Teorik Hesaplamalar	72
2.2.1	Basit Soğutma Çevrimi	72
2.2.2	Aşırı Kızdırmalı Soğutma Çevrimi	73
2.2.3	Ara Soğutmalı Soğutma Çevrimi	74
2.2.4	Diyabatik Kılcal Boru Kullanılan Soğutma Çevrimi	75
2.3	Soğutma Devrelerinde Kılcal Boru Kullanımı	75
2.4	Kılcal Boru Çeşitleri	76
2.4.1	Adyabatik Kılcal Boru	76
2.4.2	Diyabatik Kılcal Boru	77
2.5	Kılcal Boruda Soğutkan Akışı ve Özellikleri	78
2.5.1	İki Fazlı Akım Tipleri ve Akış Haritaları	80
2.5.2	Boyutsuz Sayılar	87
2.5.3	Kılcal Borulu Sistemlerde Kapasite Denge Şartı	89
2.5.4	Alternatif Soğutkan R600a	90

BÖLÜM 3

DENEY DÜZENEGİ.....	93
3.1 Deney Düzenegi	93
3.2 Deneyisel Çalışmada Dikkat Edilecek Parametreler ve Çıktılar	95
3.3 Deney Düzenegi Tasarım Şartları	95
3.4 Deney Düzenegini Oluşturan Elemanlar	97
3.4.1 Karkas.....	97
3.4.2 Test Bölgesi	98
3.4.2.1 Bakır Kılcal Boru	99
3.4.2.2 Bakır Kılcal Boru Bağlantı Aparatı.....	101
3.4.2.3 Cam Kılcal Boru	102
3.4.3 Kompresörler	102
3.4.3.1 Değişken devirli kompresörün MAP ve ASHRAE Testleri.....	104
3.4.4 Dengeleme Kapları.....	107
3.4.5 Yoğuşturucu ve Ara Soğutma Grubu	107
3.4.6 Ön Isıtıcı	109
3.4.7 Kabin ve Buharlaştırıcı Grubu	109
3.4.8 Yağ Ayırıcı.....	111
3.4.9 Vanalar	112
3.5 Veri Toplama Sistemi ve Yazılımı	112
3.5.1 Sıcaklık Ölçümü ve Kalibrasyonu.....	114
3.5.2 Basınç Ölçümü ve Kalibrasyonu	116
3.5.3 Debi Ölçümü ve Kalibrasyonu	117
3.5.4 Dinamik Basınç Ölçümü ve Kalibrasyonu.....	119
3.5.5 Titreşim Ölçümü.....	121
3.5.6 Veri Toplama Yazılımı.....	123
3.6 Kontrol ve Otomasyon Sistemi	124
3.7 Termoelemanların Kılcal Boru Üzerine Bağlanması ve Ölçüm Noktaları	125
3.8 Basınç Testi ve Kaçak Kontrolü	126
3.9 Görselleme Çalışmaları	127

3.10	Deneysel Çalışma Prosedürü	128
3.10.1	Rejim Süresi	130
BÖLÜM 4		
DENEYSEL ÇALIŞMALAR		131
4.1	Kılcal Boru Uzunluğu Değişiminin Etkilerinin İncelendiği Parametrik Deneyler ve Sonuçları	131
4.1.1	Basınç Düşümünün Analitik Olarak Karşılaştırılması	147
4.1.1.1	Colebrook- White Denklemine Göre f Sürtünme Katsayısı.....	147
4.1.1.2	Churchill'in Önerdiği f Sürtünme Katsayısı	148
4.1.1.3	Basınç Düşümünün Karşılaştırılması	149
4.2	Cam Kılcal Borunun Önüne ve Arkasına Bakır Kılcal Boru Eklenerek Akış Tipinin İncelendiği Parametrik Deneyler ve Sonuçları.....	150
4.2.1	Cam Kılcal Boru Girişine Isıtıcı Sarılarak Yapılan Deneyler	152
4.2.2	İlk Kabarcık Oluşumu için Gerekli Kızgınlık Değerinin Belirlenmesi..	156
4.2.3	Kılcal Boru İçerisindeki İki Fazlı Akışta Boğulma (Choked-Flow) ve Kuruluk Derecesine Göre Ses Hızı Hesabı	163
4.3	Akış Kaynaklı Gürültü Oluşumunun İncelenmesine Yönelik Yapılan Ön Çalışmalar.....	164
4.3.1	İvmeölçerler ile Yapılan Çalışmalar	165
BÖLÜM 5		
SONUÇ VE ÖNERİLER		168
KAYNAKLAR.....		172
EK-A		
KANAL LİSTESİ ve KALİBRASYON KATSAYILARI		181
EK-B		
İLK KABARCİK OLUŞUMU İÇİN GEREKLİ OLAN KIZGINLIK DEĞERİNİN HESAPLANMASI AMACIYLA OLUŞTURULAN MATLAB KODU		183
EK-C		
BORU İÇERİSİNDEKİ İKİ FAZLI AKIŞ İÇİN KURULUK DERECEİ DEĞİŞİMİNE GÖRE SES HIZININ HESAPLANMASI İÇİN OLUŞTURULAN MATLAB KODU.....		185
ÖZGEÇMİŞ		186

SİMGE LİSTESİ

- Birimler

A	Alan (m^2)
Bo	Bond Sayısı (-)
Bo	Kaynama Sayısı (-)
$\dot{m}$	Kütleli Debi (g/s)
c	Özgöl Isı (kJ/kg.K)
Ca	Kapileri Sayısı (-)
Co	Konveksiyon Sayısı (-)
d	Kılcal Boru İç Çapı (mm)
D_c	Helis Sarım (Adım) Çapı (mm)
E	Enerji (W)
Eo	Eötvös Sayısı (-)
f	Darcy – Weissbach Sürtünme Katsayısı (-)
G	Kütleli Akı ($kg/m^2.s$)
h	Entalpi (kJ/kg)
Ja	Jakob Sayısı (-)
L	Uzunluk (m)
P	Basınç (bar)
Re	Reynolds Sayısı
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$, K)
V	Hız (m/s)
We	Weber Sayısı (-)
x	Kuruluk Derecesi (-)
X	Lockhart – Martinelli Parametresi (-)

- **Alt İndisler**

i	Giriş (Inlet)
o	Çıkış (Outlet)
l	Sıvı (Liquid)
s	Doyma (Saturation)
v	Buhar (Vapor)
COND	Yoğuşturucu (Kondenser)
COMP	Kompresör
HX	Kılcal Boru Isı Değiştiricisi (Capillary Heat Exchanger)
EVAP	Buharlaştırıcı (Evaporatör)
KABIN	Kabin
ORT	Ortam
ORT	Ortalama
TBOL	Test Bölgesi
SC	Ara Soğutma (Subcool)
SH	Aşırı Kızdırma (Supeheat)

- **Yunan Harfleri**

μ	Dinamik Viskozite (Pa.s)
ϵ	Boru Pürüzlülüğü (mm)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
σ	Yüzey Gerilimi (N/m)
v	Özgül Hacim (m^3/kg)
Δ	Delta (Fark ifadesi)

KISALTMA LİSTESİ

AC	Alternating Current (Alternatif Akım)
ANN	Artificial Neural Network (Yapay Sinir Ağları)
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CECED	European Committee of Domestic Equipment Manufacturers
CFC	Chlorofluorocarbon
COP	Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
DC	Direct Current (Doğru Akım)
EEV	Electronic Expansion Valve (Elektronik Kısılma Vanası)
GWP	Global Warming Potential (Küresel Isınma Potansiyeli)
HFC	Hydrofluorocarbon
HCFC	Hydrochlorofluorocarbon
HC	Hydrocarbon
ODP	Ozone Depletion Potential (Ozon İnceltme Potansiyeli)
PID	Proportional Integral Derivative (Oransal İntegral Türevsel)
PT	Pressure Transducer (Basınç Transdüseri)
RK4	4. Dereceden Runge-Kutta Metodu
RMS	Root Mean Square (Ortalama Kare Kök)
RTD	Resistance Temperature Detector
RPM	Route per Minute (Dakikadaki Devir Sayısı)
TC	Thermocouple (Termoeleman, Isıl Çift)
TİTAK	Arçelik A.Ş. Titreşim ve Akustik Teknoloji Ailesi

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Sonsuz küçük hacim için akış modeli [30] 5
Şekil 1.2	Oluşturulan simülasyonda hesap yöntemini ifade eden şematik gösterim 5
Şekil 1.3	Farklı soğutucu akışkanlar için kütleli debinin yoğunlaşma sıcaklığıyla değişimi ve düzeltme katsayısı [31] 8
Şekil 1.4	Bansal ve Wang'ın [32], farklı parametreler için oluşturduğu tablo..... 8
Şekil 1.5	Bansal ve Wang'ın [32] R134a akışkanı için boğulmuş akış şartının, farklı boyutsuz parametrelere göre belirlenmesini sağlayan diyagram 9
Şekil 1.6	Çalışmadan elde edilen sonuçlar [40] 11
Şekil 1.7	(a) R-22,R-407b,R-407c,R-410a,R-410b için kılcal boru boyunca basınç dağılımı; (b) farklı kılcal boru çapları için basınç dağılımı [45] 13
Şekil 1.8	R-502,R-404a,R-507a için kılcal boru boyunca basınç dağılımı [45] 13
Şekil 1.9	Adyabatik helisel kılcal borunun şematik resmi..... 15
Şekil 1.10	Oluşturulan model ile homojen akış modelinin karşılaştırılması [70] 23
Şekil 1.11	Yapılan çalışmaya ait ısı değiştiricisi etkinliği, sıcaklık ve kütleli debi grafikleri [71] 24
Şekil 1.12	Adyabatik boru içinde meydana gelen sıcaklık ve basınç dağılımı. [73] . 27
Şekil 1.13	Dirik vd.'nin kullandığı deney düzeneğinin şematik resmi [78] 28
Şekil 1.14	Dirik vd.'nin çalışmasında adyabatik kılcal borularda kılcal boru uzunluğuyla (a) basınç ve sıcaklığın, (b) kuruluk derecesinin değişimi [78] 28
Şekil 1.15	Fiorelli vd.'nin deneysel çalışmada kullandığı tesisatın şematik şekli [79] 29
Şekil 1.16	Motta vd.'nin deney düzeneğinin şematik resmi [80] 29
Şekil 1.17	Kılcal boruda akış sırasında buharlaşmanın başladığı noktalar ile ilgili farklı görüntüler [80] 30
Şekil 1.18	Deneyler sırasında kılcal boruda meydana gelen üç tip akışın görsel resmi [80] 30
Şekil 1.19	Kim vd. kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [81] 31
Şekil 1.20	Choi vd.'nin deney düzeneği şeması [82]..... 31
Şekil 1.21	Jabaraj vd.'nin kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [83] 32
Şekil 1.22	Park vd. kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [86] 33
Şekil 1.23	Deneyde kullanılan boru tipleri ve özellikleri [86] 33

Şekil 1.24	Huerta, Fiorelli ve Silveles' in çalışmalarda kullandığı deney düzeneğine ait şematik resim [88].....	34
Şekil 1.25	Khan vd.'nin kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [90]	35
Şekil 1.26	Khan vd.'nin yaptıkları çalışmadaki test bölgesinin şematik resmi [90] .	36
Şekil 1.27	Vins ve Vacek' in çalışmalarda kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [91]	37
Şekil 1.28	Yağın kararsız bölge uzunluğu ve basınç dağılımı üzerindeki etkisi [93].	39
Şekil 1.29	Vacek ve Vins'in deney düzeneğinde kullandıkları kılcal borunun ve basınçölçerlerin yerleşimi ve bağlantı şeklinin detaylı gösterimi [94]	39
Şekil 1.30	Mittal vd.'nin kullandığı deney düzeneğinin şematik resmi [95]	40
Şekil 1.31	Asano vd.'nin yaptıkları çalışmada kullanılan görüntüleme tekniği [96] .	41
Şekil 1.32	Asano vd.'nin yaptıkları görselleme çalışmasında (a) buhar akışı, (b) sıvı akışı, (c) faz değişimi.....	41
Şekil 1.33	Fiorelli vd.[98] çalışmasında yarı kararlı bölgenin göz ardı edildiği ve hesaba katıldığı durumda deneysel sonuçlarla simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması.....	42
Şekil 1.34	Chen ve Lin 'in kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [99]	46
Şekil 1.35	Diyabatik kılcal boruda üç farklı ısı transferi için basınç düşümünün kılcal boru boyunca değişimi (a) yarı kararlı akış var, (b) yarı kararlı akış için kritik şartı, (c) yarı kararlı akış yok.....	46
Şekil 1.36	Melo vd.'nin kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [100]	47
Şekil 1.37	Diyabatik spiral kılcal boru deney ve kesit görünümü	48
Şekil 1.38	Diyabatik kılcal borunun şematik şekli [102]	48
Şekil 1.39	Da Silva vd.'nin kullandığı deney düzeneğinin şematik resmi [102]	49
Şekil 1.40	Da Silva vd.'nin deney düzeneğine ait test bölgesinin temsili resmi [102]	49
Şekil 1.41	Da Silva vd.'nin çalışmalarının sonuç grafikleri [102].....	50
Şekil 1.42	Fukuta vd.'nin kullandığı deney düzeneğinin şematik resmi [103].....	52
Şekil 1.43	Taha ve Cui (2006)'nin yaptıkları çalışmada farklı Ca sayıları için (a) dairesel borularda, (b) kare kesitli mikro kanallardaki akış hız alanları [106]	53
Şekil 1.44	Kenning vd.'nin yaptıkları çalışmada kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [107].....	53
Şekil 1.45	Salman vd.'nin kullandığı deney düzeneğinin şematik resmi [108].....	54
Şekil 1.46	Boru çapı ile sürtünme faktörü değişimi [113]	56
Şekil 1.47	Han vd.'nin kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [114]	57
Şekil 1.48	Han vd.'nin yaptıkları deneylerden elde ettikleri verilerle ses seviyesinin azaltılmasına yönelik tasarım değişikliği: (a) orijinal buharlaştırıcı giriş borusu , (b) önerilen buharlaştırıcı giriş borusu [114]	58
Şekil 1.49	Han vd.'nin yaptıkları ses seviyesinin azaltılmasına yönelik orijinal ve önerilen buharlaştırıcı giriş borusu için yapılan ses ölçümleri (a) ses basıncı seviyesinin zamanla değişimi, (b) ses basıncı düzeyine karşılık frekans grafiği [114]	58
Şekil 1.50	Padilla vd.'nin yaptıkları çalışmada kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [117].....	59
Şekil 1.51	Ani kesit değişimi sırasındaki basınç profili [117]	60

Şekil 1.52	Padilla vd.'nin yaptıkları çalışmada farklı soğutkanlar ve farklı kuruluk dereceleri için ani kesit değişiminin olduğu bölgedeki basınç düşümü [117]	60
Şekil 1.53	Padilla vd.'nin yaptıkları çalışmada ani kesit değişiminin olduğu bölgedeki farklı akım tiplerinin görüntüleri [117]	61
Şekil 1.54	Zeguai vd. kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [118]	62
Şekil 1.55	Zeguai vd. yaptıkları çalışmada aynı superficial hızlar için giriş ve tam gelişmiş bölgedeki akış fotoğrafları [118]	62
Şekil 2.1	Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin şematik gösterimi [120].....	68
Şekil 2.2	Kapileri ve buharlaştırıcı dönüş borusu birbiriyle ısı transferinde olan bir buzdolabının R600a soğutucu akışkanı için InP-h diyagramı[121].....	69
Şekil 2.3	Basit soğutma çevrimi InP-h diyagramı.....	72
Şekil 2.4	Aşırı kızdırma yapılmış soğutma çevrimine ilişkin InP-h diyagramı	73
Şekil 2.5	Aşırı Soğutma yapılmış soğutma çevrimine ilişkin InP-h diyagramı.....	74
Şekil 2.6	Diyabatik kılcal boru kullanılan soğutma çevrimine ilişkin akış şeması ve InP-h diyagramı	75
Şekil 2.7	Adyabatik kılcal boru kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin (a) şematik şekli (b) P-h diyagramı	77
Şekil 2.8	Diyabatik kılcal borulu buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi (a) blok diyagramı (b) P-h diyagramı (c) yan yana düzenleme şekli (d) eş merkezli düzenleme şekli.....	78
Şekil 2.9	a)adyabatik, b)diyabatik kılcal boruda sıcaklık ve basınç değişimleri	79
Şekil 2.10	Yatay boruda, iki fazlı akışta görülen akış rejimleri [120]	81
Şekil 2.11	Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri [120].....	82
Şekil 2.12	Dikey iki fazlı akışta görülen akış rejimleri [120].....	83
Şekil 2.13	Düşey boruda kaynama prosesinde görülen akış rejimleri [120]	84
Şekil 2.14	Dikey kanallar için akış haritası. R-134a için, d=10 mm, Td= 30 °C, Q=10	85
Şekil 2.15	Coleman ve Garimella çalışmasında akış rejimleri [120]	86
Şekil 2.16	Coleman ve Garimella'nın çalışmasında akış rejim haritaları [120]	87
Şekil 3.1	Deney düzeneğinin şematik resmi	93
Şekil 3.2	Deney düzeneğinin fotoğrafı.....	94
Şekil 3.3	Cool Pack programının ekran görüntüsü	96
Şekil 3.4	Deney düzeneğinde gerçekleşecek ideal soğutma çevriminin In(P) – h diyagramı.....	96
Şekil 3.5	Deney düzeneği için tasarlanan karkasın resmi	97
Şekil 3.6	Üretilen karkasın fotoğrafı	98
Şekil 3.7	Kılcal boru uzunluğunun etkisinin belirlenmesine yönelik oluşturulan test bölgesinin şematik resmi.....	98
Şekil 3.8	Akış tiplerinin belirlenmesine yönelik oluşturulan test bölgesinin şematik resmi.....	99
Şekil 3.9	Numune kılcal boruların gömüldüğü bakalit bloğunun fotoğrafı	100
Şekil 3.10	Kullanılan kılcal boruya ait mikroskop görüntüsü	100
Şekil 3.11	Konik bağlantı elemanının katı model görüntüsü	101
Şekil 3.12	(a) Kılcal boru bağlantı aparatının patlatılmış fotoğrafı ; (b) Bağlantı aparatının deney düzeneğine bağlanmış haldeki görüntüsü	101

Şekil 3.13	Cam kılcal borunun fotoğrafı.....	102
Şekil 3.14	Değişken devirli kompresör, inverter ve sinyal jeneratörü.....	102
Şekil 3.15	Paralel bağlı kompresörlerin fotoğrafı	103
Şekil 3.16	VCC kompresöre ait 3000 rpm için kapasite grafiği	105
Şekil 3.17	VCC kompresöre ait 3000 rpm için çekilen güç grafiği.....	105
Şekil 3.18	VCC kompresöre ait 3000 rpm için COP grafiği.....	106
Şekil 3.19	VCC kompresöre ait 3000 rpm için kütleli debi grafiği	106
Şekil 3.20	Dengeleme kaplarının deney düzeneğine bağlanmış durumdaki görüntüsü	107
Şekil 3.21	İç içe boru şeklinde tasarlanmış ters akışlı ısı değiştiricisi ve su banyosu	108
Şekil 3.22	(a) Lehimli plakalı ısı değiştiricisinin fotoğrafı; (b) ısı değiştiricilerinin deney düzeneğine bağlı haldeki görüntüsü	108
Şekil 3.23	Bakır kılcal borunun bitişi ile cam kılcal borunun başlangıcına sarılan kablo tipi ısıtıcı.....	109
Şekil 3.24	Kabin içerisine yerleştirilen ısıtıcı ve fanın fotoğrafı	110
Şekil 3.25	Kabin içerisine yerleştirilen 3 inç termoelemanların görüntüsü.....	110
Şekil 3.26	Buharlaştırıcı çıkışına sarılan ısıtıcının fotoğrafı.....	111
Şekil 3.27	Deney düzeneğinde konulacak olan yağ ayırıcısının fotoğrafı.....	111
Şekil 3.28	Veri toplama sisteminin genel görünümü.....	112
Şekil 3.29	TİTAK'ta kullanılan deney düzeneğine eklenen ivmeölçerlerin ve dinamik basınçölçerlerin oluşturduğu sinyalleri işleyen hızlı veri toplama sisteminin fotoğrafı	113
Şekil 3.30	Soğuk bağlantı noktası(cold junction) oluşturmak için kullanılan yalıtılmış pirinç bloğun fotoğrafı.....	114
Şekil 3.31	RTD ve Termoelemanların kalibrasyonu	115
Şekil 3.32	102 numaralı kanalda bulunan termoelemanına ait kalibrasyon eğrisi ve hata fonksiyonu	116
Şekil 3.33	122 numaralı kanalda bulunan 1 no'lu basınçölçere ait kalibrasyon eğrisi ve hata fonksiyonu	117
Şekil 3.34	Deney düzeneğinde kullanılan debimetrenin fotoğrafı	117
Şekil 3.35	Deney düzeneğinde kullanılacak olan debimetrenin doğrulanmasında kullanılan deney düzeneği.....	118
Şekil 3.36	Kalibrasyonu Yapılan Cihaza ait Bağlı Hata Grafiği ¹	118
Şekil 3.37	Cihaz-2 (Kalibre Edilen) Akım Debi Eğrisi ¹	118
Şekil 3.38	Kulite XTEL-190 model dinamik basınçölçerlerin ve bağlantı elemanının fotoğrafı.....	119
Şekil 3.39	Dinamik basınçölçerlerin kılcal boruya bağlanabilmesi için yaptırılan bağlantı parçasının kesit resmi.....	119
Şekil 3.40	Deney düzeneğine bağlanacak dinamik basınçölçerlerin kalorimetre üzerinde bulunan kalibrasyonlu basınçölçerler ile doğrulanması.....	120
Şekil 3.41	0-7 bar ve 0-17 bar ölçüm aralığına sahip dinamik basınçölçerlerin kalibrasyon eğrisi ve denklemi	121
Şekil 3.42	Kılcal boru deney düzeneğinde, titreşim ölçümü için test bölgesinin giriş ve çıkışında bakır kılcal borunun üzerine yapıştırılan ivmeölçerler	121
Şekil 3.43	İvmeölçer kalibrasyonu	122

Şekil 3.44	Kılcal boru deney düzeneği için oluşturulan veri toplama yazılımına ait ekran görüntüleri	123
Şekil 3.45	Yeni veri toplama yazılımına ilişkin ekran görüntüsü.....	124
Şekil 3.46	Dijital sıcaklık kontrolörleri ve katı hal rölelerin (SSR) fotoğrafı	125
Şekil 3.47	3 m uzunluklu bakır kılcal boru üzerine yerleştirilen termoelemanların konumları	125
Şekil 3.48	Yalıtılmış bakır kılcal boru üzerine bağlanan termoelemanların görüntüsü	125
Şekil 3.49	Zamana bağlı olarak basıncın ve ortam sıcaklığını değişimi.....	126
Şekil 3.50	Görüntü elde etmek için kullanılan sistemin şematik resmi.....	127
Şekil 3.51	Hızlı kamera ile fotoğraf çekiminde kullanılacak fonun CAD görüntüsü	127
Şekil 3.52	Hızlı kamera ile cam kılcal borudan yapılan çekimden elde edilen sürekli akış fotoğrafı.....	128
Şekil 3.53	Hızlı kamera ile cam kılcal borudan yapılan çekimden elde edilen kesikli akış fotoğrafı.....	128
Şekil 4.1	$T_{COND} = 30^{\circ}C$ için buharlaşma basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	133
Şekil 4.2	$T_{COND} = 35^{\circ}C$ için buharlaşma basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	134
Şekil 4.3	$T_{COND} = 40^{\circ}C$ için buharlaşma basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	134
Şekil 4.4	$T_{COND} = 30^{\circ}C$ için buharlaşma sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	135
Şekil 4.5	$T_{COND} = 35^{\circ}C$ için buharlaşma sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	135
Şekil 4.6	$T_{COND} = 40^{\circ}C$ için buharlaşma sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	136
Şekil 4.7	$T_{COND} = 30^{\circ}C$ için kabin içerisinde ölçülen sıcaklıkların 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	136
Şekil 4.8	$T_{COND} = 35^{\circ}C$ için kabin içerisinden alınan sıcaklıkların 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	137
Şekil 4.9	$T_{COND} = 40^{\circ}C$ için kabin içerisinden alınan sıcaklıkların 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	137
Şekil 4.10	$T_{COND} = 30^{\circ}C$ için kompresör giriş sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	138
Şekil 4.11	$T_{COND} = 35^{\circ}C$ için kompresör giriş sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için bakır kılcal boru uzunluğuyla değişimi	138
Şekil 4.12	$T_{COND} = 40^{\circ}C$ için kompresör giriş sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	139
Şekil 4.13	$T_{COND} = 30^{\circ}C$ için kompresör çıkış basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	139
Şekil 4.14	$T_{COND} = 35^{\circ}C$ için kompresör çıkış basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	140
Şekil 4.15	$T_{COND} = 40^{\circ}C$ için kompresör çıkış basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi	140

Şekil 4.16	$T_{COND} = 30^{\circ}C$ için kütleli debinin 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyula değişimi.....	141
Şekil 4.17	$T_{COND} = 35^{\circ}C$ için kütleli debinin 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyula değişimi.....	141
Şekil 4.18	$T_{COND} = 40^{\circ}C$ için kütleli debinin 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyula değişimi.....	142
Şekil 4.19	$T_{COND} = 30^{\circ}C$ için toplam basınç düşümünün 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyula değişimi	144
Şekil 4.20	$T_{COND} = 35^{\circ}C$ için toplam basınç düşümünün 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyula değişimi	144
Şekil 4.21	$T_{COND} = 40^{\circ}C$ için toplam basınç düşümünün 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyula değişimi	145
Şekil 4.22	$T_{COND} = 40^{\circ}C$ için aşırı soğutma sıcaklığı değişimiyle birlikte iki farklı kompresör devri ve 5 farklı kılcal boru uzunluğunda kütleli debilerin karşılaştırılması (a) $T_{SC} = 10^{\circ}C$, (b) $T_{SC} = 15^{\circ}C$	146
Şekil 4.23	Kılcal boru içerisindeki tek fazlı (%100 sıvı) akış	153
Şekil 4.24	Isıtıcıya 22 W verilmesi durumunda görülen iki fazlı akış tipi	153
Şekil 4.25	Isıtıcı gücünün kademeli olarak azaltılmasıyla elde edilen farklı akış tiplerine ait görüntüler-1.....	154
Şekil 4.26	Isıtıcı gücünün kademeli olarak azaltılmasıyla elde edilen farklı akış tiplerine ait görüntüler-2.....	155
Şekil 4.27	Teorik ve gerçek ilk buhar kabarcığı oluşumu.....	156
Şekil 4.28	Sistemin rejim halinde ve ısıtıcının açıldığı andaki cam kılcal boru giriş sıcaklığının zamanla değişimi (07.06.2013, $T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$, 4500 rpm)	157
Şekil 4.29	Sistemin rejim halinde ve ısıtıcının açıldığı andaki test bölgesi giriş ve çıkış basınçlarındaki değişim. (07.06.2013, $T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$, 4500 rpm)	158
Şekil 4.30	Sistemin rejim halinde ve ısıtıcının açıldığı andaki kütleli debideki değişim. (07.06.2013, $T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$, 4500 rpm)	158
Şekil 4.31	Isıtıcı gücünün kademeli olarak arttırıldığı ve iki fazlı akışa geçiş anındaki cam kılcal boru giriş sıcaklığının zamanla değişimi ($T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$, 4500 rpm)	159
Şekil 4.32	Isıtıcı gücünün kademeli olarak arttırıldığı ve iki fazlı akışa geçiş anındaki, test bölgesi giriş ve çıkış basınçlarındaki değişim. ($T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$, 4500 rpm)	159
Şekil 4.33	Isıtıcı gücünün kademeli olarak arttırıldığı ve iki fazlı akışa geçiş anındaki, kütleli debideki değişim. (07.06.2013, $T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$, 4500 rpm).....	160
Şekil 4.34	İki fazlı akışa geçiş anında cam kılcal borudan elde edilen akış görüntüsü (07.06.2013, $T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$, 4500 rpm)	160
Şekil 4.35	İki faza geçiş için gerekli olarak kızgınlık değerinin (ΔT), yoğunlaşma sıcaklığı(T_{COND}) ile değişimi (3000 rpm, $T_{SC} = 10^{\circ}C$)	162
Şekil 4.36	İki faza geçiş için gerekli olarak kızgınlık değerinin (ΔT), kompresör devri ile değişimi ($T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$).....	162

Şekil 4.37	İki faza geçiş için gerekli olarak kızgınlık değerinin (ΔT), Aşırı Soğutma sıcaklığı ile değişimi (3000 rpm, $T_{COND} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$) 162
Şekil 4.38	$T_i = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ için kılcal boru içerisindeki iki fazlı akıştaki ses hızının kuruluk derecesi ile değişimi 164
Şekil 4.39	Soğutkan debisinin, ısıtıcı gücünün kademeli olarak azaltılmasıyla değişimi ve oluşan akış tipleri 165
Şekil 4.40	Farklı ısıtıcı güçleri ve akış tipleri için kılcal boru girişine yerleştirilen ivmeölçerden alınan 12,17 ve 18 numaralı ölçümlerin karşılaştırılması 166
Şekil 4.41	Kılcal boru girişine yerleştirilen ivmeölçerden alınan 12 ve 18 numaralı ölçümlerin karşılaştırılması 167
Şekil 4.42	18 numaralı deney için kılcal boru girişinden ve çıkışından alınan titreşim verilerinin karşılaştırılması 167

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1	Choi vd.'nin [31] çalışmalarında kullandığı boyutsuz çalışma parametreleri 6
Çizelge 1.2	Sunulan korelasyon için kullanılan veri tabanı 6
Çizelge 1.3	Oluşturulan korelasyonun deneysel çalışmalarla karşılaştırılması 7
Çizelge 1.4	(a) Verilen korelasyon için kullanılan veri tabanı, (b) boyutsuz parametreler [40] 11
Çizelge 1.5	Hermes vd.'nin yaptıkları çalışmada elde edilen sonuçları hata yayılımı [44] 12
Çizelge 1.6	Adyabatik kılcal borularda yapılmış olan analitik ve sayısal çalışmalar .. 16
Çizelge 1.7	Melo vd.'nin 1994 yılından 2004 yılına kadar kılcal borularla yaptıkları deneysel çalışmaların gelişimi [69] 22
Çizelge 1.8	Melo vd.'nin 1994 yılından 2004 yılına kadar kılcal borularla yaptıkları teorik/hesaplamalı çalışmaların gelişimi [69] 23
Çizelge 1.9	Diyabatik kılcal borularda yapılmış olan analitik ve sayısal çalışmalar ... 24
Çizelge 1.10	Boyutsuz çalışma parametreleri..... 37
Çizelge 1.11	Adyabatik kılcal borularda yapılmış olan deneysel ve görsel çalışmalar 43
Çizelge 1.12	Diyabatik kılcal borularda yapılmış olan deneysel ve görsel çalışmalar . 51
Çizelge 1.13	Boru çapı ile akış tipi değişimini özetleyen tablo [113]..... 56
Çizelge 1.14	Han vd.'nin yaptıkları deneylerden elde ettikleri verilerle farklı akış haritalarına göre belirledikleri akım tipleri [114]..... 57
Çizelge 1.15	Adyabatik kılcal borularda yapılmış olan diğer çalışmalar 63
Çizelge 1.16	Çalışmalara destek veren firmalar 65
Çizelge 1.17	Literatürde bulunan bazı araştırmacıların kullandıkları deney düzeneklerinde bulunan elemanların karşılaştırması 66
Çizelge 2.1	Kılcal borular içerisindeki iki fazlı akışa ilişkin boyutsuz sayılar [120] 88
Çizelge 2.2	Soğutkanların çevresel etkileri (Molina ve Rowlands, 1974) 92
Çizelge 2.3	Soğutkan özelliklerinin ve evsel soğutucularda harcanan enerji miktarını etkileyen parametrelerin -15°C ve 30° doyma sıcaklıkları arasında çalışan ideal ters Rankine çevriminde karşılaştırılması (Molina ve Rowlands, 1974) 92
Çizelge 3.1	Deney düzeneği tasarım parametreleri 95
Çizelge 3.2	Test noktaları..... 104
Çizelge 3.3	3000 rpm için Embraco VEMX9C model VCC kompresöre ait ASHRAE ve MAP değerleri..... 104
Çizelge 3.4	Deney düzeneğinde kullanılan veri toplama sistemine ait kanal listesi 114

Çizelge 3.5	Kalibrasyon için ölçülen sıcaklıklar (102).....	115
Çizelge 3.6	Kalibrasyon için kullanılan basınç ölçümü verileri	117
Çizelge 3.7	Referans Cihaza ve Kalibrasyonu Yapılan Cihaza Ait Değerler ¹	118
Çizelge 3.8	Deney düzeneğine bağlanacak dinamik basınçölçerlerin kalorimetre üzerinde bulunan kalibrasyonlu basınçölçerler ile doğrulanması.....	120
Çizelge 4.1	Deney matrisi	131
Çizelge 4.2	Tamamlanan deneylere ait parametre tablosu	132
Çizelge 4.3	Yapılan parametrik deneyler için bakır ve cam kılcal boruların basınç düşümüne etkisi ve toplam basınç düşümü.....	143
Çizelge 4.4	$T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$ ve $15^{\circ}C$ için farklı kompresör devri ve kılcal boru uzunluklarında ölçülen basınç düşümü karşılaştırması.....	145
Çizelge 4.5	$T_{COND} = 40^{\circ}C$ için 3000 ve 4500 kompresör devrinde R600a soğutkanının özelliklerine ilişkin tablo	148
Çizelge 4.6	Haaland ve Churchill'e göre hesaplanan f sürtüne katsayıları.....	149
Çizelge 4.7	Hesaplanan basınç düşümü değerleri ile ölçülen basınç düşümü değerlerinin karşılaştırılması	150
Çizelge 4.8	Faz değişiminin başladığı yerin bulunmasına yönelik planlanan parametrik çalışmaya ilişkin tablo.....	151
Çizelge 4.9	Parametrik deneylerin ilk aşamasına ait tablo.....	151
Çizelge 4.10	Tek fazlı bölgeden iki faza geçişin olduğu uzunluk.....	152
Çizelge 4.11	İlk buhar kabarcığı oluşumu için gerekli kızgınlık değerlerinin belirlenmesi için yapılan deneyler	157
Çizelge 4.12	Yoğuşma sıcaklığının(T_{COND}) değişimiyle iki faza geçiş için gerekli kızgınlık değerleri. (2 ayrı deney seti)	161
Çizelge 4.13	Kompresör devri değişimi ile iki faza geçiş için gerekli kızgınlık değerleri	161
Çizelge 4.14	Aşırı Soğutma sıcaklığının(T_{SC}) değişimi ile iki faza geçiş için gerekli kızgınlık değerleri	161

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN KILCAL BORULARDAKİ AKIŞIN İNCELENMESİ

Kutay ÖRGÜNAL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ

Dünyadaki artan enerji ihtiyacı ve mevcut fosil yakıt rezervlerinin azalması, araştırmacıların enerji ekonomisi ile ilgili çalışmalara yoğunlaşmasına sebep olmuştur. CECED'in evsel buzdolabı üreticileri için belirlemiş olduğu enerji indeksi değerini her yıl düşürmesi de araştırmacıların enerji ekonomisiyle ilgili çalışmalara yönlendiren sebeplere örnektir.

Diğer yandan, soğutma sistemlerinde kullanılan soğutkanların ozon tabakasına ve çevreye verdikleri zararların etkileri yeni yeni ortaya çıkmakta ve geniş çevrelerce tartışılmaktadır. 1989 yılında yürürlüğe giren Montreal Protokolü kapsamında da klor içeren halojenleştirilmiş hidrokarbonlar(CFC) ve hidrojen içeren halojenleştirilmemiş hidrokarbonlar(HFC) kademeli olarak terk edilerek hidrokarbon (HC) yapılı soğutkanlara geçilmiştir. Bu kapsamda, günümüzde üreticiler R11, R12, R22 vb. gibi eskiden sıkça kullanılan soğutkanlarla çalışan sistemlerin üretimlerini durdurmuşlar ya da azaltmışlar ve R600a, R744 (CO₂) vb. çevreye etkisi çok daha düşük alternatif soğutkanlar kullanmaya başlamışlardır.

Alternatif soğutkanlara geçiş sürecinde, soğutma çevrimini oluşturan sistem bileşenlerinin yeniden boyutlandırılması ve istenilen mekanik, ısı özelliklerinin elde edilmesi büyük önem taşımaktadır. Bu çalışmada, soğutma sistemlerinde kısılma elemanı olarak çalışan kılcal borunun, (adyabatik) R600a soğutkanı kullanan sistemlerdeki akış karakteristiklerinin incelenmesi ve akışın görsellenerek akım tiplerinin belirlenmesi amaçlanmaktadır.

Çalışma kapsamında, öncelikle kapsamlı bir literatür araştırması yapılmıştır. Ardından, R600a alternatif soğutucu akışkanının, adyabatik kılcal boru içerisindeki davranışının belirlenmesine yönelik deneylerinin yapılması amacıyla farklı çevrim şartları altında, kararlı halde, farklı fiziksel özelliklerde kılcal boruların akış karakteristiklerinin deneysel olarak tespitine ve görsellenmesine olanak sağlayacak yeterlilikte bir deney düzeneği tasarlanmış ve kurulmuştur.

Deneyler sırasında, soğutma çevriminin temel parametrelerinden olan yoğuşma sıcaklığı ve aşırı soğutma sıcaklığı ile boyutsal parametrelerden biri olan kılcal boru uzunluğunun, kılcal boru boyunca basınç düşümüne ve kütleli debiye etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Kılcal boru içerisinde, tek fazlı akıştan iki fazlı geçiş için gerekli olan ilave kızgınlık değerinin (underpressure of vaporization) belirlenmesine yönelik deneyler yapılmıştır.

Kılcal boru içerisindeki iki fazlı akışın termodinamik özelliklerinin belirlenmesi ve akışın görsellenmesinin yanı sıra, oluşup çöken kabarcıkların titreşim ve akustik açıdan etkilerinin de incelenmesi amacıyla Arçelik A.Ş. Titreşim ve Akustik Ailesi ile ortak çalışma yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Deneysel çalışma, kılcal boru, kapileri boru, R600a, izobütan, görselleme, iki fazlı akımlar, basınç düşümü, kütleli debi, kızgınlık

**INVESTIGATION OF FLOW INSIDE THE CAPILLARY TUBES USED IN
REFRIGERATION SYSTEMS**

Kutay ÖRGÜNAL

Department of Mechanical Engineering

M.Sc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ

Increasing energy demand and the decrease of existing fossil fuel reserves, has led to worldwide research that concentrates on efforts relevant to energy economics. The reduction of the energy index every year for household refrigerator manufacturers, which is determined by CECED, has also played a part in convincing researchers to work on energy economy.

A related aspect is the damage to the ozone layer and to the environment in general caused by refrigerants used in refrigeration. Under the Montreal Protocol, which took effect in 1989, the chlorine-containing non-halogenated hydrocarbons (CFCs), and hydrogen-containing halogenated hydrocarbons (HFC) were gradually abandoned and hydrocarbon (HC) based refrigerants have been adopted in their place. In this context, nowadays, manufacturers halted or reduced production of systems using commonly used refrigerants like R11, R12, R22 and have begun to use alternative refrigerants like R600a(isobutane) and R744 (CO₂) that have a much lower impact on the environment.

During the process of transition to alternative refrigerants, the resizing of the system components of refrigeration cycle that provide desired mechanical and thermal properties is important.

The aim of this study is to investigate the flow characteristics and to visualize the flow types through the adiabatic capillary tube which is used as a throttling device for cooling systems working with R600a.

Within this study, firstly, a comprehensive literature review has been conducted. Secondly, an experimental and visualization setup which is capable of providing different cycle parameters in steady-state condition, has been designed and built to determine the behaviour of alternative refrigerant R600a inside the adiabatic capillary tube with different dimensional properties.

During the experiments, the effects of the main parameters of cooling cycle, condensation temperature, sub-cooling degree and dimensional parameters, the diameter and length of the capillary tube to pressure drop and mass flow rate along the capillary tube have all been investigated.

Other experiments have been carried out to determine the additional pressure drop required for the bubble growth and transition from single-phase flow to two-phase flow (under pressure of vaporization) through capillary tube.

As well as the determination of the thermodynamic properties of two-phase flow and flow visualization in the capillary tube, in order to examine the effects of bubble collapse on flow induced vibration and acoustics, collaborative research has been made with Arçelik A.Ş. Vibration and Acoustics Division.

Keywords: Experimental study, capillary tube, R600a, isobutane, visualisation, two phase flow, pressure drop, mass flow rate, underpressure of vaporization

1.1 Literatür Özeti

Kılcal boru ile ilgili olarak literatürde çok sayıda çalışma bulunmasına karşın, fiziksel mekanizmasının karmaşıklığı nedeniyle kılma esnasında meydana gelen olaylar tam olarak açıklanamamıştır. Literatürde mevcut olan çalışmalardan önemli olduğu düşünülenler, anlatım bütünlüğü içerisinde kronolojik sıralamayla, çalışmanın niteliğine göre, “analitik/sayısal” ve “deneysel/görsel” çalışmalar olarak iki ana başlıkta incelenmiştir. Sözü edilen iki ana başlık da kendi içerisinde “adyabatik kılcal borular” ve diyalatik kılcal borular” olarak ayrılmıştır. Bu sınıflandırmaya dahil edilemeyen çalışmalar ise, “diğer çalışmalar” başlığı altında grupeandırılmıştır.

1.1.1 Analitik ve Sayısal Çalışmalar

1.1.1.1 Adyabatik Kılcal Borularda Analitik ve Sayısal Çalışmalar

Sayısal ve analitik çalışmalar, kılcal boru çapı, boru uzunluğu, giriş basıncı, pürüzlülük, aşırı soğutma miktarı ve soğutucu akışkan gibi farklı parametreler üzerinde çalışma yürütebilme kolaylığı ve farklı akış tipleri modellenenebilmesi yönünden avantajlıdır. Literatürde, bu kapsamda daha çok adyabatik ve düz boru üzerine çalışmalar bulunmaktadır. Marcy (1949) adyabatik kılcal boruda akışın matematiksel modellenmesinde öncüdür. Grafik integrasyon tekniğini kullanarak adyabatik akış şartlarında, belli bir boru çapı için debi veya kılcal boru uzunluğunu belirleyen bir matematik model geliştirmiştir [1].

Hopkins (1950) adyabatik akışta R12 ve R22 için seçim grafikleri hazırlamıştır. Verilen bir debi için boru boyu, adım integrasyon yöntemiyle hesaplanmıştır. Bu grafiklerde parametre olarak boru çapı, boru uzunluğu, yoğuşma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı, aşırı soğuma ve debi kullanılmıştır [2].

Basınç düşümü nedeniyle sıvı buharlaşmakta ve kılcal boru içerisinde akış bir noktadan sonra iki fazlı hale gelmektedir. Bu iki fazlı bölgedeki akış, homojen akış, ayrık akış veya sürüklenme akışı olarak incelenebilir. Homojen akış modelinde, fazlar arasında kayma yoktur ve her iki faz da boru içerisinde aynı hızda hareket eder.

Kim (1987) iki fazlı bölgenin uzunluğunu hesaplayan dögüsel (iteratif) bir yöntem geliştirmiştir. Kılcal boru çıkışında kritik akış şartının olduğu varsayılmıştır. İki fazlı bölgede verilen bir basınç düşümü için uzunluk hesabı yapılmakta ve basınç düşümünün boru boyu için negatif değeri verdiği noktada akış boğulmaktadır [3].

Sami ve Duong (1987) kılcal boruda iki fazlı akış için gelişmiş bir model öne sürmüştür. Kayma sürüklenme hesaplarına dayanan model ayrıca deneysel verilerle de karşılaştırılmış ve uygun sonuçlar verdiği belirtilmiştir [4].

Wong ve Ooi (1995) farklı iki fazlı viskozite korelasyonunun kılcal boru boyuna etkisini incelemek üzere bir model oluşturmuştur[5]. Homojen akış modelinde Dukler [6] tarafından önerilen viskozite bağıntısı ve sürtünme katsayısı için de Colebrook korelasyonu kullanıldığında en iyi sonuçların elde edildiği söylenmektedir. Ayrıca Wong ve Ooi (1995), aynı modeli kullanarak R12 ve R134a'nın aynı koşullarda performanslarını hesaplamışlardır ve sonuçta iki soğutucu akışkanın özellikleri arasında ciddi bir fark bulunmamasına rağmen R12 yerine R134a kullanılması halinde kılcal boru boyunda %15'lik bir azalma olacağını söylemişlerdir [7].

Kılcal boruda ani buharlaşan akışın bir başka çözüm yolu da Yılmaz ve Ünal(1996) tarafından önerilen yaklaşık analitik çözüm yolunu kullanmaktır [8].

Sami ve Tribes (1998) homojen akış teorisine dayanan bir model öne sürmüştür. Model R12, R22 ve bazı saf ve ikili CFC karışımlarının davranışını tahmin etmekte kullanılmıştır. Burada da yarı kararlı akış dikkate alınmamıştır. Farklı koşullardaki deneylerle yapılan karşılaştırmada modelin oldukça iyi sonuçlar verdiği söylenmektedir [9].

Bansal ve Rupasinghe (1998) kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerini kullanarak bir matematik model geliştirmişler ve Simpson kuralı ile çözmüşlerdir [10]. Modellerinde yarı kararlı akış ihmal edilmiştir. Ayrıca model, Wijaya (1992) ve Melo vd. (1999)'nin deney verileri kullanılarak doğrulanmıştır [11], [12].

Wongwises vd. R12, R22 ve R502 soğutkanları için homojen akış modelini esas alan bir sayısal model oluşturmuş ve dördüncü derece Runge-Kutta metodu (RK4) ile çözmüştür [13]. Wongwises vd. [14] kılcal boru uzunluğunu tahmin etmek üzere farklı bir model daha önermiştir. Burada yarı kararlı akış ihmal edilmiştir. Model Mikol [74] ve Melo vd.'nin [12] deneysel verileri ile doğrulanmıştır. Ayrıca farklı iki faz viskozite korelasyonları da kullanılarak bir karşılaştırma yapılmıştır. Aynı modeli kullanarak Kritsathikaran vd. farklı akışkanların akış karakteristiklerini incelemiştir. Her bir akışkan için basınç, sıcaklık ve kuruluk derecesi grafik olarak gösterilmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır [15].

Chung [16] R407C'nin kılcal boru boyunca akışını matematiksel olarak modellemiştir. Modelde giriş bölgesi etkileri ve yarı kararlı akış ele alınmamıştır. Homojen akış modeli kullanılmış ve Dukler [6] tarafından önerilen iki fazlı viskozite korelasyonu tercih edilmiştir. Sürtünme katsayısı için de Mikol'un [74] önerdiği sürtünme faktörü korelasyonu kullanılmıştır.

Jung vd. [17] R22 ve alternatifleri R134a, R407C ile R410A için adyabatik kılcal boruda seçim prosedürlerini formüller halinde vermişlerdir. Stocker'in [18] modelinde bazı değişiklikler yaparak kendi modellerini geliştirmişlerdir. Sonuçta McAdams'ın [19] iki fazlı akış için önerdiği viskozite korelasyonunun Dukler'in [6] korelasyonundan daha iyi sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Ayrıca pratikte kullanılmak üzere bazı ampirik korelasyonlar önerilmiştir. Gu vd. [20] R407C için sayısal bir model önermiştir.

Valladares kendi sayısal simülasyon makalesinin kritiğini yapmıştır. Model iki fazlı akışı ve yarı kararlı akışı içermektedir. Sonlu fark yöntemi kullanılarak kılcal boruların sayısal olarak incelenmesi için bir model sunmaktadır. Sonuç olarak R407C için seçim grafikleri verilmiştir [21].

Ayrık akış modelinde ise iki faz arasında bir kayma vardır ve korunum denklemleri yazılırken ilave olarak boşluk oranı terimi hesaplara dahil edilir. Sadece sürtünme etkileri ile ilgili deneysel veri gerektiren homojen akış modelinin aksine ayrık akış modeli, hem sürtünme hem de boşluk oranı ile ilgili deneysel bilgi gerektirir. İki fazlı homojen ve ayrık modeli karşılaştırmak üzere Wong ve Ooi [22] ayrık akış ifadelerini kullanarak yeni bir model geliştirmiştir. İki modelin karşılaştırılması sonucunda, Miropolskiy vd.'nin [23] kayma oranı ve Lin vd.'nin [24] sürtünme faktörü korelasyonları kullanıldığında ayrık akış modelinin homojen akış modelinden daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Wongwises vd. [25] de bir ayrık akış modeli geliştirerek farklı sürtünme basınç gradyeni ve kayma oranı korelasyonlarını karşılaştırmıştır. Uygun sürtünme basınç gradyeni ve kayma oranı korelasyonlarının kullanılması halinde ayrık akış modelinin oldukça iyi sonuçlar verdiği belirtilmektedir. Burada da yarı kararlı durum göz ardı edilmiştir.

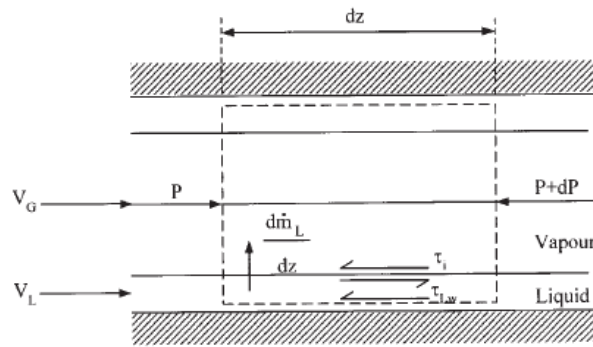
Sürüklenme akısı modelinde, korunum denklemleri tüm karışım göz önüne alınarak yazılmaktadır. Formülasyon dört alan denklemi ile ifade edilmektedir. Üç tanesi sıvı buhar karışımına ait kütle, enerji ve momentum denklemleridir ve dördüncüsü ise fazlardan biri için sürüklenme hızıdır. Fazlar arasındaki etkileşim, bu sürüklenme hızı eşitliği ile hesaba katılmaktadır. Sürüklenme hızı, sırasıyla momentum denklemindeki sürüklenme gerilmesini ve enerji denklemindeki enerji transferi terimini tanımlamaktadır.

Liang ve Wong [26] ise R134a'nın adyabatik kılcal boruda iki fazlı akışı için sürüklenme akısı modeline dayanan sayısal bir model önermiştir. Yarı kararlı akış bölgesi ihmal edilmiştir. Bu modelden kılcal boru boyutunun belirlenmesinde kullanılacak R134a'nın akış karakteristiği ile ilgili önemli bilgiler elde edilmiştir.

Zhang ve Ding [27], Yılmaz ve Ünal'ın [8] denklemini, farklı kuruluk derecesi ve giriş koşulları için yeniden düzenleyerek yeni bir kılcal boru tasarımı ifadesi önermişlerdir. Burada boğulmuş akış hesaba katılmasına rağmen yarı kararlı bölge ihmal edilmiştir. Modelin Melo vd.'nin [12]'nin deneysel verileriyle $\pm$ %10, Wijaya'nın [11] deneysel verileriyle ise $\pm$ %8 sapma gösterdiği söylenmektedir. Zhang [28] da Yılmaz ve Ünal'ın [8] denklemlerine dayanan analitik yaklaşık çözümler geliştirmiştir.

Debinin, geometrinin üstel bir fonksiyonu olduğu ve giriş kurulum derecesiyle ters orantılı ve doğrusal olarak değiştiği ifade edilmiştir. Daha sonra Zhang ve Ding [29], öne sürülen modelin, belirli bir uzunluktaki kılcal boruda, kütleli debinin bulunması (M çözümü) veya verilen bir debi için kılcal boru uzunluğunun bulunması (L çözümü) amacıyla kullanılabileceğini bulmuşlardır. Çözümler açık formülasyonlar hakkında şekilde boğulmuş ve boğulmamış akış içindir. Bunun avantajı iterasyon gerektirmemesidir.

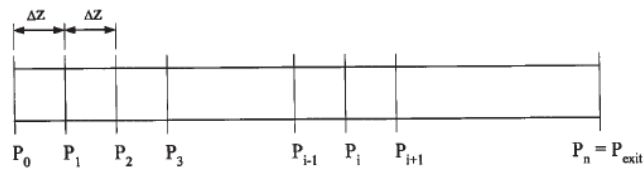
Wongwises vd. [30], 2003 yılında yaptıkları çalışmada, kılcal borularda basınç düşümünün ve kütleli debinin belirlenmesi için homojen iki fazlı akışta yarı kararlı bölgenin de dahil edildiği bir model oluşturmuştur (Şekil 1.1).



Şekil 1.1 Sonsuz küçük hacim için akış modeli [30]

Oluşturulan modelde, kılcal boru içerisindeki akış, tek fazlı, yarı kararlı ve iki fazlı olmak üzere üç bölgeye ayrılmış olup ayrı ayrı değerlendirilmiş ve iki fazlı kısım sonsuz küçük parçalara ayrılan kılcal boru boyunca RK4 metodu ile çözülmüştür (Şekil 1.2). Yarı kararlı bölge için ise, Chen vd. [75] 'nin R12 soğutkanı için oluşturduğu ampirik ifade kullanılmıştır (1.1).

$$\frac{(P_s - P_v)\sqrt{kT_s}}{\sigma^{3/2}} = 0.679 \left(\frac{v_G}{v_G - v_L} \right) \text{Re}_L^{0.914} \left(\frac{\Delta T_{\text{sub}}}{T_c} \right)^{-0.208} \left(\frac{D}{D'} \right)^{-3.18} \quad (1.1)$$



Şekil 1.2 Oluşturulan simülasyonda hesap yöntemini ifade eden şematik gösterim

Oluşturulan modelin literatürde bulunan deneysel çalışmalarla yapılan karşılaştırmasında, kütleli debinin maksimum % 2.41 hatayla doğru olarak tahmin edildiği belirtilmiştir.

Choi vd. [31], yaptıkları çalışmada, adyabatik kılcal borularda kütleli debinin belirlenmesi için çalışma şartları, kılcal boru geometrisi ve soğutkan özellikleri gibi parametrelerin Buckingham Pi teoremi ile boyutsuzlaştırılarak genelleştirilmiş bir korelasyon oluşturulması amaçlanmıştır (Çizelge 1.1).

Çizelge 1.1 Choi vd.'nin [31] çalışmalarında kullandığı boyutsuz çalışma parametreleri

π Grubu	Parametre	Etki
π_1	$\frac{\dot{m}}{D^2 \sqrt{\rho_f P_{in}}}$	Kütleli debi
π_2	$P_{in} - P_{sat}/P_c$	Giriş basıncı
π_3	$\Delta T_{sc}/T_c$	Aşırı soğutma
π_4	L/D	Geometri
π_5	ρ_f/ρ_g	Yoğunluk
π_6	$\mu_f - \mu_g/\mu_g$	Sürtünme, kabarcık büyümesi
π_7	σ/DP_{in}	Sürtünme, kabarcık büyümesi
π_8	$\rho_f h_{fg}/P_{sat}$	Buharlaştırma

$$\dot{m} = f((P_{in} - P_{sat}), \Delta T_{sc}, L, D, \rho_f, \rho_g, \mu_g, \mu_g, \sigma, h_{fg}, T_c) \quad (1.2)$$

$$\pi_1 = 0.5782 \times 10^{-4} \pi_2^{-0.315} \pi_3^{0.369} \pi_4^{-0.344} \pi_5^{0.0034} \pi_6^{0.040} \pi_7^{-0.458} \pi_8^{0.376} \quad (1.3)$$

Sunulan korelasyon (1.3) için kullanılan veri tabanı, R12, R22, R134a, R152a, R407C ve R410A soğutkanları için daha önceki çalışmalardan elde edilen verilerden derlenmiştir.

Çizelge 1.2 Sunulan korelasyon için kullanılan veri tabanı

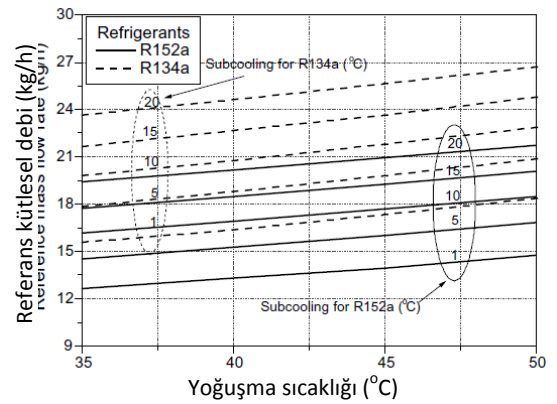
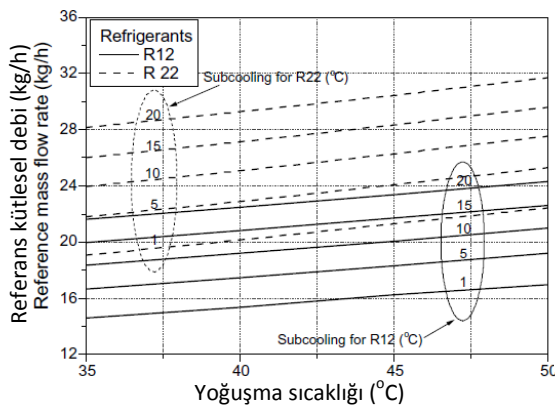
Veri Kaynağı	Soğutucu Akışkan	Veri Sayısı
Wolf et al.	R134a, R152a, R22, R410a	180
Melo et al.	R12, R134a	38
Kim et al.	R22, R407C	109
Hong	R22	53
Fiorelli et. al.	R407C, R410A	126

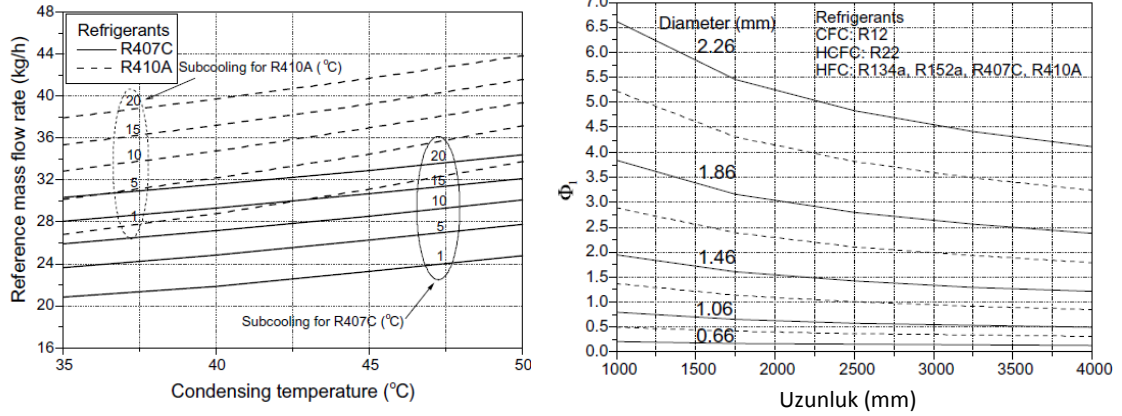
Çizelge 1.3 Oluşturulan korelasyonun deneysel çalışmalarla karşılaştırılması

	Wolf et al.				Fiorelli et al.		Kim et al.		Melo et al.		Hong
	R134a	R152a	R22	R410A	R407C	R410A	R22	R407C	R12	R134a	R22
Wolf et al.											
Ortalama Sapma(a)	3.2	3.6	3.9	9.8	2.9	16.2	19.8	29.9	16.2	6.4	3.4
Ortalama Sapma(b)	-0.5	-0.5	-1.9	-9.8	2.6	-16.2	19.8	29.9	16.2	5.3	-3.3
Standart Sapma	3.9	4.3	4.2	3.7	2.0	1.6	3.7	3.7	5.1	6.5	2.5
Melo et al.											
Ortalama Sapma(a)	8.9	5.2	5.8	14.5	8.8	18.0	12.3	13.2	2.9	5.0	7.7
Ortalama Sapma(b)	-8.9	-4.5	-3.2	-14.5	-8.8	-18.0	12.3	13.1	-0.4	-0.5	-7.7
Standart Sapma	3.8	4.2	6.2	2.7	4.6	5.4	3.6	6.4	3.9	6.6	4.5
Sunulan											
Ortalama Sapma(a)	5.5	7.3	6.1	7.4	5.4	3.9	5.3	5.3	4.1	3.4	5.3
Ortalama Sapma(b)	4.0	6.0	1.3	7.2	-4.9	-3.8	4.8	4.7	-0.9	0.9	-4.5
Standart Sapma	5.3	6.5	7.2	4.9	3.6	1.7	4.5	3.9	5.2	4.1	4.6

Verilen korelasyon, bu veri tabanındaki verilerden %5.4 ortalama sapma ve %6.5 standart sapma göstermektedir (Çizelge 1.3).

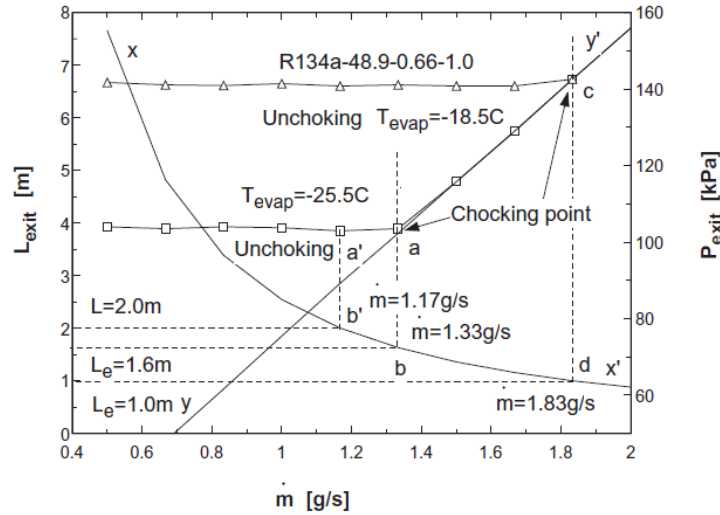
Şekil 1.3’de, 1500 mm uzunluğunda ve 1.27 mm iç çaplı kılcal boru için, farklı soğutkanlara ve yoğuşma sıcaklıklarına göre kütleli debi grafikleri verilmiştir. Ayrıca kılcal boru çapına ve uzunluğuna göre de düzeltme katsayıları için grafik, Şekil 1.3’de sunulmuştur. Gerçek kütleli debi, tablolardan okunan referans kütleli debi değerinin, yine tablodan elde edilen geometrik düzeltme faktörü ile çarpılmasıyla elde edilir.



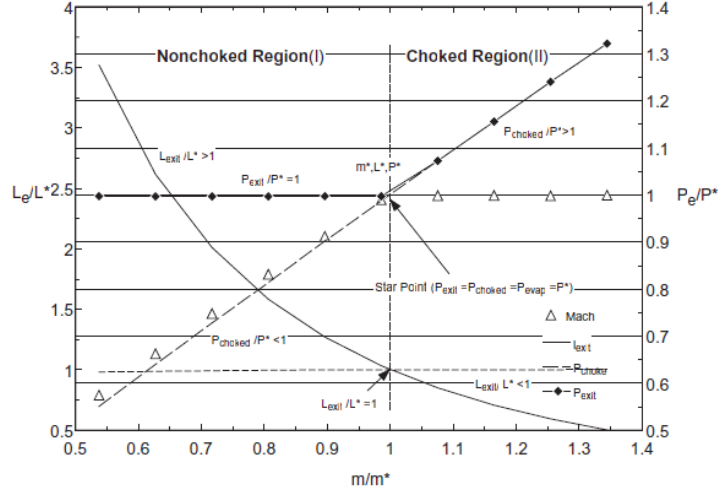


Şekil 1.3 Farklı soğutucu akışkanlar için kütleli debinin yoğuşma sıcaklığıyla değişimi ve düzeltme katsayısı [31]

Bansal ve Wang, [32] R134a ve R600a soğutkanları için adyabatik kılcal borularda Fanno akışını ve boğulma şartını inceledikleri çalışmada, termodinamik ve akışkanlar mekaniğinin temel kanunlarını kullanarak bir model geliştirmişlerdir. Modellemeden elde ettikleri verilerin ışığında, farklı çalışma koşulları için kullanılabilecek genelleştirilmiş bir diyagram elde etmişler ve soğutma sistemi tasarımlarında boğulmuş akış şartının belirlenmesi için bu diyagramın kullanılabileceğini belirtmişlerdir (Şekil 1.5). Literatürde bulunan R22, R134 ve R600a soğutkanları ile yapılan deneylerle, modelin doğrulaması yapılmıştır.



Şekil 1.4 Bansal ve Wang'ın [32], farklı parametreler için oluşturduğu tablo



Şekil 1.5 Bansal ve Wang'ın [32] R134a akışkanı için boğulmuş akış şartının, farklı boyutsuz parametrelere göre belirlenmesini sağlayan diyagram

Zhang [33], adyabatik kılcal boruda kütleli debiyi bulmak etmek için yapay sinir ağlarını(ANN) kullanmıştır. Modelde daha önceki deneylerden farklı soğutucu akışkanlara ait değerler kullanılmıştır. Akış debisinin % 0.4 hata ile bulunabilmesi için gizli katmanda tek bir nöron kullanılmasının yeterli olduğu belirtilmiştir.

Zhou vd.'nin [34] 2005 yılında yaptıkları çalışmada, R22 ve R290 soğutkanlarının adyabatik kılcal borulardaki performansının belirlenmesine yönelik yarı kararlı bölgenin de göz önüne alındığı bir teorik model geliştirmişlerdir. Kütlenin, momentumun ve enerjinin korunumundan yola çıkılarak oluşturulan modelde, ölçülen kütleli debi değerleri ile tahmin edilen değerlerin % 8 hata bandı içerisinde kaldığı belirtilmektedir.

Paliwal ve Kant [35] sürüklenme akısı modeline dayanan bir matematik model geliştirmiş ve önceki çalışmalara ait deneysel verilerle doğrulamıştır. Burada da yarı kararlı akış ihmal edilmiştir.

Khan vd. [36], 2007 yılında yaptığı bir diğer çalışmada, spiral adyabatik boru uzunluğunu hesaplamak için sayısal modelleme yapmışlardır. Yapılan bu model, aynı koşullar altında çalışan düz kılcal boru ile karşılaştırılmıştır. Çalışma sonunda sarım yapılması sebebiyle kılcal boru uzunluğu, aynı başlangıç şartları için, dikkate değer şekilde azalmıştır.

Zhang ve Zhao'nun [37] çalışmalarında homojen akış modeli baz alınarak, yeni bir boyutsuz parametre grubu oluşturulmuş ve kütleli debi ile parametreler arasındaki ilişki çok katmanlı yapay sinir ağı kullanılmıştır. Yapay sinir ağı ile yapılan bu çalışma ile literatürde bulunan deneysel çalışmalar arasındaki sapma %10 bandında kalmaktadır.

Valladares [38], bu çalışmada, daha önce yapmış oldukları çalışmaları [60], [61] geliştirmek ve oluşturulan modeli doğrulamak için ayrı ayrı korunum denklemlerini (kütle, enerji ve momentum) birleştirmiştir.

Fatouh [39], propan (R290), n-bütan (R600) ve izobütan (R600a) soğutkanlarıyla farklı konsantrasyonlarda oluşturulan karışımları kullanarak homojen akış kabulüyle sayısal model geliştirmiştir. Giriş basıncının 8-16 bar, giriş kuruluk derecesinin % 0.001- 15, aşırı soğutma sıcaklığının 1- 15 °C, kütleli debinin 1- 5 kg/h, propan kütleli oranının 0.5-0.7 ve kılcal boru çapının 0.6 – 1.0 mm aralıklarında değiştiği çalışmada, modelden elde edilen değerler ile literatürde bulunan deneysel sonuçlar arasındaki ortalama hatanın %2.65 olduğu belirtilmektedir. Belirli bir kütleli debi için, birim boy başına düşen basınç düşümü değerleri R12 için 4.13 bar/m, R134 için 5 bar/m ve hidrokarbon karışımı (propan oranı 0.6) için 12.0 bar/m olarak verilmiştir.

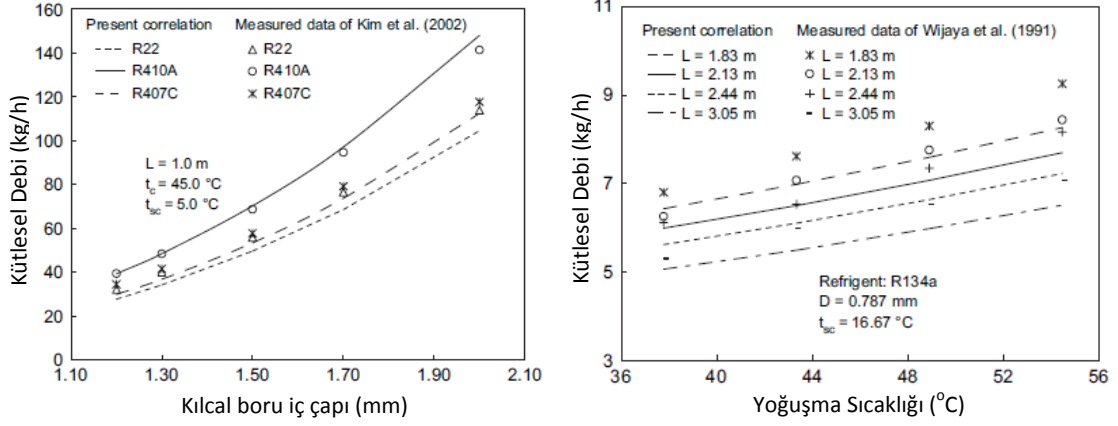
Yang ve Wang [40], çalışmalarında adyabatik kılcal boru boyunca kütleli debinin öngörülmesi için R12, R22, R134a, R290, R600a, R410A, R407C ve R404A akışkanlarına ait veriler kullanılarak yaklaşık analitik çözümler yaparak genelleştirilmiş korelasyon geliştirilmiştir (Çizelge 1.4). Çalışmada 0.5 mm ile 2.0 mm iç çaplı, 0-5 m uzunlukta kılcal borular, 0-20 °C aşırı soğutma ve 0 - 0.3 kuruluk derecelerinde modellenmiştir. Oluşturulan korelasyonun doğrulaması, R12, R22, R134a, R290, R407C, R410A ve R404A soğutkanları kullanılan deneylerle yapılmıştır (Şekil 1.6). Çalışmada ortaya çıkan korelasyonun ortalama sapması, % 0.83, standart sapması ise % 9.02 olarak ifade edilmiştir.

Bu çalışmada da akışın homojen, sürekli ve adyabatik olduğu düşünülmüş ve kararsız bölge ihmal edilmiştir.

Çizelge 1.4 (a) Verilen korelasyon için kullanılan veri tabanı, (b) boyutsuz parametreler

Soğutkan	Giriş Koşulu	Parametre Aralığı		Veri Sayısı
R12, R22, R134a, R290, R600a,	Sıvı fazlı giriş	D (mm)	0.5 - 2	400
		L (m)	0.5 - 5	
		t_c (°C)	20 - 60	
		t_{sc} (°C)	0 - 20	
R410a, R407C ve R404A	İki fazlı giriş	D (mm)	0.5 - 2	400
		L (m)	0.5 - 5	
		t_c (°C)	20 - 60	
		X	0 - 0.3	

π Grubu	Parametre	Etki
π_1	$\frac{1.273\dot{m}}{D^2\sqrt{\rho_{in}P_{in}}}$	Kütleli debi
π_2	P_{in}/P_r	Giriş basıncı
π_3	ρ_f/ρ_g	Yoğunluk
π_4	D/L	Geometri
π_5	$(D\sqrt{(P_{in}/\rho_{in})})/\mu_{in}$	Sürtünme
π_6	$1 - X_{in}$	Kuruluk derecesi
π_7	$1 + T_{sc}/T_c$	Aşırı soğutma



Şekil 1.6 Çalışmadan elde edilen sonuçlar [40]

Agrawal ve Bhattacharyya'nın [41] çalışmasında transkritik CO₂ ısı pompası sistemindeki adyabatik kılcal borularda ayrılmış ve homojen iki fazlı akış modellerinin karşılaştırmalı incelemesi yapılmıştır. Ayrık akış modeli, akışın halkasal olduğu düşünülerek kullanılmıştır. Sürtünme faktörü hesabında, Churchill, Lin vd. 'nin modeli, viskozite modeli olarak ise McAdams modeli kullanılmıştır. Kayma oranı, Chrisholm korelasyonu ile boşluk oranı ise Premoli korelasyonu kullanılarak hesaplanmıştır. Sonuçlar göstermektedir ki, bu iki fazlı modellerin ikisi de kılcal boru çıkışında bir miktar sapma gösterse de oldukça doğrudur ve bu iki model arasındaki farklılık maksimum % 8-11'dir. Boşluk oranı, kuruluk derecesi ile aynı eğilimi göstermekte olup sıvı ve buhar hızları R22 'ye göre düşüktür.

Mittal vd. [42] 2009 yılında yaptıkları çalışmada, R22 ve onun alternatifleri olan R407C ile R410A soğutucu akışkanlarını kullanarak, sarım sıklığının spiral kılcal boruda kütleli debiye etkisini araştırmışlardır. Araştırma sırasında R22 ile R407C'nin neredeyse aynı davranışları sergilediği dikkat çekmiştir. Çalışma sonucunda spiral kılcal borunun sarımları arasındaki mesafe büyüdükçe, kütleli debinin de arttığı belirlenmiştir.

Hermes vd.'nin CO₂ ile yaptıkları çalışmada, kritik üstü çalışan soğutma çevrimi için adyabatik kılcal borularda kütleli debinin belirlenmesine yönelik analitik modelleme yapmışlar ve elde edilen sonuçları farklı çalışma koşulları ve kılcal boru geometrileriyle yapılan deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Hesaplanan kütleli debi değerleri ile deneysel sonuçların büyük bir uyum içerisinde olduğu ve sonuçların %94'ünün %10 hata bandı içerisinde kaldığı belirtilmiştir [43].

Hermes vd. 'nin bir diğer çalışmasında, kılcal boru akışı analitik yaklaşımlarla çözülmüştür. Bu çalışmanın hedefi, adyabatik kılcal boru akışının, görece daha basit, kolay ve açık kütleli debi hesaplamalarıyla(iteratif çevrimler kullanılmadan) çözülmesi için bir model geliştirmektir. R-134a ve R-600a soğutkanları ile detaylı karşılaştırmaları yapılarak oluşturulan model, %10 hata bandında %90, %15 hata bandında neredeyse %100 olarak doğru olduğu ifade edilmiştir [44].

Çizelge 1.5 Hermes vd.'nin yaptıkları çalışmada elde edilen sonuçları hata yayılımı [44]

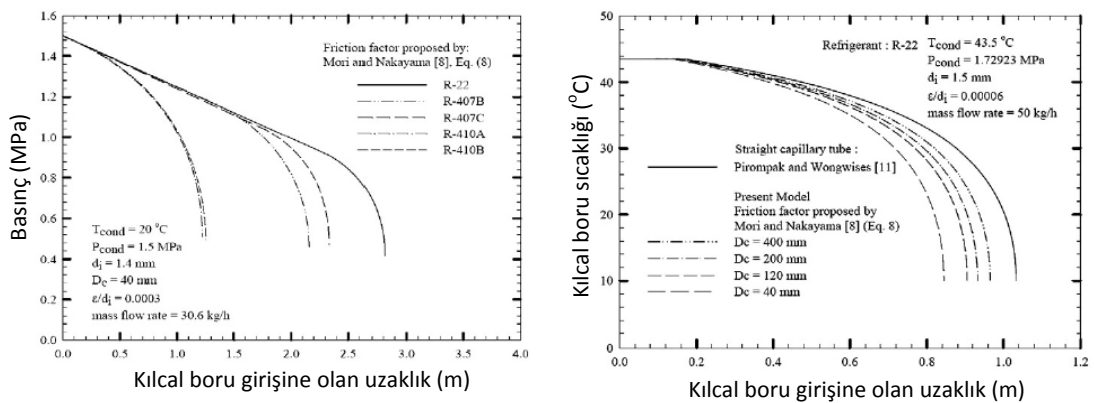
Hata Bandı(%)	Yilmaz ve Unal	Zhang ve Ding	Yang ve Wang	Hermes vd.	Verilen ϕ	Verilen f
<10	86.5	82.9	64.7	91.5	89.1	91.3
<15	94.0	92.2	87.4	97.5	98.3	99.1
>15	6.0	7.8	12.6	2.5	1.7	0.9
RMS(%)	6.9	7.7	9.9	6.0	6.3	5.5

Chingulpitak ve Wongwises [45] 2010 yılında yaptıkları çalışmada, farklı geometrilerdeki helisel kılcal boruların, alternatif akışkanlar için adyabatik helisel kılcal borulardaki akış karakteristiğine olan etkileri sunulmuştur. Teorik model, kütleli enerjinin ve momentumun korunumu ilkelerine dayanmaktadır. Akışın homojen olduğu kabulüyle, iki fazlı model, farklı soğutkanların kullanıldığı deneysel çalışmalarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

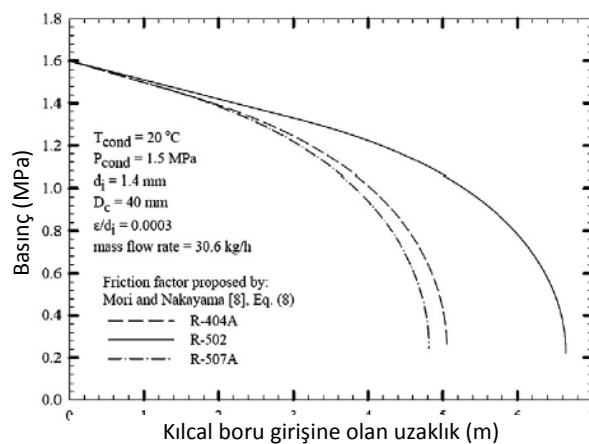
Çalışma sonucunda, konvansiyonel soğutkanların, yeni alternatif soğutkanlara göre daha kısa kılcal boru uzunluklarına ihtiyaç duyduğu bulunmuştur.

Tüm akışkan çiftleri için, sayısal sonuçlar göstermiştir ki yeni alternatif soğutkanlar(karışımlar), hem tek fazlı hem de iki fazlı akışlarda daha düşük basınç düşümüne uğramıştır ve bu nedenle daha uzun kılcal boru boylarına ihtiyaç duyulmaktadır (Şekil 1.7a ve Şekil 1.7b).

Sonuçlarda, kılcal borunun helis çap değişiminin kılcal boru uzunluğunu etkilediği, ancak 300 mm'nin üzerindeki çaplarda kılcal boru uzunluğuna önemli bir etkisinin olmadığı söylenmektedir (Şekil 1.8).



Şekil 1.7 (a) R-22,R-407b,R-407c,R-410a,R-410b için kılcal boru boyunca basınç dağılımı; (b) farklı kılcal boru çapları için basınç dağılımı [45]



Şekil 1.8 R-502,R-404a,R-507a için kılcal boru boyunca basınç dağılımı [45]

Zhou vd. [46], R22 ve R290 ile çalışan split klima sistemleri için sarmal kılcal borular ile soğutkan şarjı miktarının diğer komponentlerin sabit tutularak eşleştirilmesine ve sistemin optimum performansa ulaştırılmasına yönelik bir çalışma yapmışlardır. Sistem, kendisini oluşturan temel komponentlerin ayrı ayrı modellenmesiyle tanımlanmıştır. Kompresör için yığın (lumped) model, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için kısmi modeller ve kılcal boru için dört bölge akış modeli geliştirilmiştir.

Oluşturulan modelin literatürde bulunan deneysel sonuçlarla karşılaştırması sonucunda, kütleli debi dışında hata oranının %5'ten fazla olmadığı belirtilmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki, aynı soğutkan miktarı ile R22'den R290'a geçildiğinde soğutma kapasitesinde ve kompresör gücünde küçük bir azalma söz konusu olmaktadır. Ayrıca, kılcal boru sarmal çapı 0.3 m'den 4 cm'ye düşürüldüğünde her iki akışkan için de kılcal boru uzunluğu %10 oranında kısalmıştır.

Vinš vd. [47], kılcal borularda kısıma prosesinde kullanılan soğutkanın saflığının etkisini incelemişlerdir. Bunun için, içerisinde farklı oranlarda azot(N_2) gazı çözünmüş R218 ile deneyler yapmışlar ve sonucunda sayısal model oluşturmuşlardır.

Elde edilen sonuçlara göre, saf soğutkana oranla kirletilmiş soğutkanın kısıması sonucu iki fazlı akışın önemli ölçüde daha erken başladığı ifade edilmiştir. Ayrıca, kirlilik miktarı arttıkça kütleli debinin de azaldığına yer verilmiştir.

Chingulpitak ve Wongwises [48], adyabatik helisel kılcal borular içerisindeki akış karakteristiklerinin belirlenmesi için sayısal model geliştirerek bu modeli R22, R407C ve R410A soğutkanları için Kim vd.'nin [81] ve yine R22 için Zhou ve Zhang'ın [84] yaptığı deneysel çalışmalarla karşılaştırmışlardır. Model ile deneysel çalışmalar arasındaki ortalama sapmanın %4 civarında olduğu bildirilmiştir.

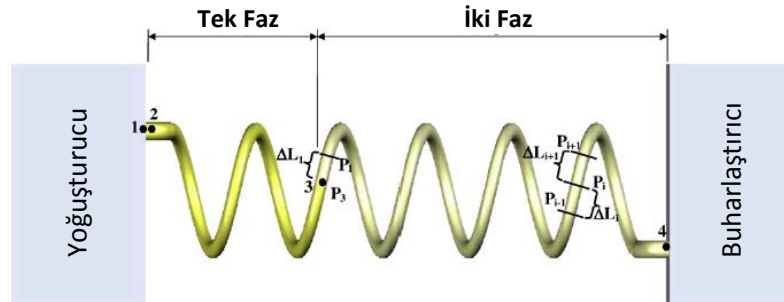
Chingulpitak ve Wongwises [49], yaptıkları çalışmada, düz kılcal borular ile helisel kılcal borular karşılaştırarak akış karakteristiği yönünden analitik incelemesi yapılmıştır. Çalışma kapsamında öncelikle kütleli, enerjinin ve momentumun korunumu yasaları doğrultusunda homojen iki fazlı akış modeli oluşturulmuş, sonrasında bu modelin önceki araştırmacılar tarafından yapılan deneysel verilerle karşılaştırılmasıyla doğrulama yapılmıştır.

Çalışmadan elde edilen sonuçlarda, düz kılcal borularda meydana gelen basınç kaybının helisel kılcal borulardaki basınç kaybına göre biraz daha az olduğu belirlenmiş ve bu sebeple düz kılcal borularda aynı basınç düşümünün sağlanabilmesi için boru uzunluğunun % 20 civarında arttırılması gerektiği söylenmiştir.

Ayrıca, aynı kılcal boru uzunluğu için bobin halindeki kılcal borudan geçen kütleli debinin düz boruya göre % 9 daha düşük olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Sarım çapının küçülmesiyle (eğrilik yarıçapının artmasıyla) akışa karşı olan direnç arttığından kütleli debinin düştüğü saptanmıştır.

Çalışmada kullanılan modelin, helisel kılcal borularla yapılan deneysel çalışmalarla elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğu ve bu modelin, sürtünme katsayısı hesabında Churchill'in sürtünme katsayısı denklemi kullanılmasıyla düz kılcal borularda akışın öngörülmesi için de kullanılabileceği belirtilmiştir.

Modelin, helisel kılcal borularda yapılan deneysel çalışmalarla olan saçınıklığı % 3 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 1.9 Adyabatik helisel kılcal borunun şematik resmi

Çalışmada oluşturulan modelde kılcal boru içerisindeki akış, aşırı soğutulmuş sıvı bölgesi ve iki fazlı sıvı-buhar bölgesi olarak ikiye ayrılarak incelenmiştir ve aşağıda verilen kabuller yapılmıştır.

- Yatay helisel bobin şeklindeki kılcal boru boyunca çap değişmemektedir.
- Kılcal borunun iç çapı ve pürüzlülüğü sabittir.
- Adyabatik ve homojen iki fazlı akış
- Yarı kararlı bölge yoktur (ihmal edilmiştir)

- Tek boyutlu ve sürekli akış
- Akışkan içerisinde yağ bulunmamaktadır.
- Kılcal boru boyunca termal denge vardır.

Furlong ve Schmidt [50], literatürde sık olarak kullanılan homojen akış ve ayrık akış modellerini, adyabatik kılcal borular için inceleyerek, literatürde bulunan R134a, R600a ve R744 soğutkanları için deneysel verilerle karşılaştırmış ve modellerin hata oranlarını vermiştir. Homojen akış modelinde hata oranları, R134a, R600a ve R744 için sırasıyla %8.55, %5.4 ve %8.13 olurken, ayrık akış modeli için R134a, R600a ve R744 için sırasıyla %5.77, %4.57 ve %8.03 olarak bulunmuştur. İstatiksel olarak bakıldığında, ayrık akış modeli ile elde edilen sonuçların daha tutarlı olduğu ifade edilmektedir.

Wang vd. [51], ayrık akış kabulüyle, soğutkan olarak CO₂ kullanılan sarmal kılcal borularda yarı kararlı akış bölgesinin de göz önüne alındığı bir model oluşturmuşlardır. Ayrıca homojen akış modeliyle ayrık akış modeli kullanılarak yaptıkları simülasyonda kılcal boru uzunlukları arasında %2 - 7'ye varan farklılık olduğunu ifade etmişlerdir.

Literatürde adyabatik kılcal borular için yapılmış olan analitik ve sayısal çalışmalara ait parametreler Çizelge 1.6'de özetlenmiştir.

Çizelge 1.6 Adyabatik kılcal borularda yapılmış olan analitik ve sayısal çalışmalar

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	Marcy (1949)	R12, SO ₂	d=0.584 mm
	Hopkins (1950)	R12, R22	d=1.63 mm
	Sami ve Duong (1987)	R12, R22	
	Kim (1987)	R12, R22	d=1.63 mm; T _{cond} =40 °C; T _o = -5°C
	Wong ve Ooi (1995)	R12, R134a	d=1.0 mm

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	Wong ve Ooi (1996)	R12, R134a	d=0.66 mm; G=3306 kg/m ² s; P _i =9.67 bar; T _i =31.4 °C
	Wong ve Ooi (1996)	R12	d=1.0 mm
	T. Yilmaz, S. Unal (1996)		
	Chung (1996)	R407C	d=1.5 mm; $\dot{m}$ =0.01 kg/s; P _{cond} =1.8 MPa; P _o =0.5 MPa
	Bansal ve Rupasinghe (1997)	R134a	
	Sami ve Tribes (1998)	R12, R22, R410A, R410B, R507, R134a	d=1.9 mm; $\dot{m}$ =16.14 g/s; T _i =35°C; ΔT_{sc} =1.0 °C
	Jung vd. (1999)	R22, R134a, R407C, R410A	d=1.2–2.4 mm; $\dot{m}$ =5–50 g/s; T _{cond} =40–55 °C; ΔT_{sc} =0, 2.5, 5 °C
Multibrás E. S.A.	C. J. L. Hermes, C. Melo, C. O. R. Negrão, M. M. Mezavila (1999)	R134a	d=0.674 mm; L= 4.5 m; L _i = 2.55; L _{hx} =1.94; d _s = 4.80 mm
	Wongwises vd. (2000)	R12, R22, R134a	
	Wongwises vd. (2000)	R12, R22, R134a, R401A, R401B, R401C, R407C, R410A, R502, R404A	d=0.66 mm; $\dot{m}$ =0.8443 g/s; P _i =7.17 bar
	Liang ve Wong (2001)	R134a	d=0.66 mm; $\dot{m}$ =1.13 g/s; T _i =31.4 °C; P _{in} =9.67 bar
	Zhang ve Ding (2001)	R12, R134a	

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	Wongwises vd. (2001)	R12, R134a, R22, R407B, R407C, R502, R507C, R404A	d=1.07 mm; $\dot{m}$ =8.28 kg/h; T_i =30 °C; P_i =10.15 bar
	Wongwises vd. (2002)	R409B, R501, R402a,	d=0.66 mm; G=3306 kg/m ² s; P_i =9.67 bar; T_i =31.4 °C
	Gu vd. (2003)	R407C	d=1.6 mm; $\dot{m}$ =20 g/s; T_{cond} = 47.5 °C; ΔT_{sc} =3 °C
	Valladares vd. (2004)	R407C	
	Zhang (2004)	R22, R407C, R410A	d=1.2, 1.3 mm; L=1.0, 1.5 m; T_{cond} =45 °C; ΔT_{sc} =5 °C
	Zhang ve Ding (2004)		
	Bansal ve Yang (2004)	R134a, R600a	d =0.5–1.2 mm; L=4.5, 5.5 m; T_{cond} =48.9, 58 °C; ΔT_{sc} =0.1–9.6 °C
	P.K. Bansal , G. Wang (2004)	R134a, R600a	d=0.5- 1.2 mm; L=2-5.5 m; T_{cond} =48.9-58.9 °C; ΔT_{sc} =1-9.6 °C
	C. Zhang (2004)	R22, R410A, R407C	Çok farklı çalışma parametreleri
	J. Choi, Y. Kim, J. T. Chung (2004)	R12, R22, R134a, R152a, R407C, R410A	d=0.66-3.05 mm; L=50,8-508 cm; P_i =532-2990 kPa; P_o =86-798 kPa; ΔT_{sc} =0.7-18.9 °C
Carrier Corp.	Zhang (2005)	R12, R22, R134a, R290, R152a, R407C, R410A	d=0.606–2.0 mm; L=0.5–3.048 m; P_{cond} =0.713–2.72 MPa; ΔT_{sc} =0.9-16.7 °C
	Z.Guobling, Z.Yufeng, H.Hong (2005)	R22, R290	
	Paliwal vd. (2006)	R134a	d=1.01 mm; L=4.5 m; P_k =0.29 MPa; P_{cond} =0.065 MPa; ΔT_{sc} =0.1 °C

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	M.K. Khan, R. Kumar, P.K. Sahoo (2007)	R22,R134a	
	Valladares (2007)	R22	
	C. Zhanga, L. Zhaob (2007)	R407C, R600a	d=0.5-2 mm; L=0.5-5 m; $T_{cond}=20-60\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{sc}=0-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, x= 0-0.36
	O.G.Valladares (2007)	R22, R407C, R410A	d=1-2.2mm; L=0.5-2 m, $D_c=40,80,120\text{ mm}$; $T_{cond}=42-56\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{sc}=5-15\text{ }^{\circ}\text{C}$
	M. Fatouh (2007)	R600a, C_3H_8 , C_4H_{10}	$P_i=8-16\text{ bar}$; $\Delta T_{sc}=1-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}=1-5\text{ kg/h}$; d=0.6-1 mm
Carrier Corp.	L. Yang ,W. Wang (2008)	R12, R22, R134a, R290, R600a,R410A, R407C, R404A	d=0.5 -2 mm; L=0.5-5 m; $T_{cond}=20 - 60\text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{sc}=0-20\text{ }^{\circ}\text{C}$; $x_i=0 - 0.3$
	N. Agrawal, S. Bhattacharyya (2008)	CO ₂ , R22	d=1mm, 1.71 mm; $\dot{m}=0.01\text{ kg/s}$; $P_i=100\text{ bar}$, $T_i=313\text{ K}$, $T_{evap}=288\text{ K}$
Embraco S.A	C.J.L. Hermes, D. L. da Silva, C.Melo, J.M. Gonçalves, G.C.Weber (2009)	CO ₂	d=0.55, 0.83mm; L=2-4 m; P=8-11.5 MPa
	M.K. Mittal, R. Kumar, A. Gupta (2009)	R22, R407C, R410A	d=1.12, 1.4, 1.63 mm; e/d=0.0063, 0.0044, 0.0022; L=2.4 -6.4 m; $D_c=20, 40, 60\text{ mm}$; $\Delta T_{sc}=0-20\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P_i=740\text{ kPa}$
	S. Chingulpitak, S. Wongwises (2010)	Karışım Soğutkan Çiftleri	$D_c=40\text{ mm}-600\text{ mm}$; d=1.4 mm
	G.Zhou, Y. Zhang, Y. Yang, X. Wang (2010)	R22, R290	d=1.4, 1.6 mm, L=0.203 - 0.797 m
Embraco S.A	C.J.L. Hermes, C.Melo, F.T. Knabben (2010)	R134a, R600a	d=0.606- 1.050 mm; L=2.009-3.02 m; $P_i=7.13-16.63\text{ bar}$; $\Delta T_{sc}=1.3-20.9\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P_{evap}=0.92-2.12\text{ bar}$; $\dot{m}=1.61-15.70\text{ kg/h}$

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
CERN	V. Vinš, J. Hruby, V. Vacek (2010)	R218 (N2 ile kirlenmiş)	-
	S. Chingulpitak, S.Wongwises (2010)	R22, R407C , R410A	d=1-16 mm; $D_c=40, 80, 120$ mm; $\Delta T_{sc}=5-15$ °C
	S. Chingulpitak, S.Wongwises (2011)	R22, R134a	-
	J. Wang, F. Cao, Z. Wanga, Y. Zhao, L. Li (2012)	CO ₂	—
	T.W. Furlong, D. P. Schmidt (2012)	R134a, R600a, R744	—

1.1.1.2 Diyabatik Kılcal Borularda Analitik ve Sayısal Çalışmalar

Diyabatik kılcal borularda da farklı metotlar ve çözüm yöntemleri kullanılan çok sayıda analitik ve sayısal çalışma mevcuttur. Pate ve Tree [52] açık çevrim olarak çalışan emme hattında, içinde hava ve R12 akan kılcal boru için doğrusal kuruluk derecesi modeli önermiştir ve iki fazlı bölgede akış karakteristiklerini ve ısı transferini incelemiştir. Model deneysel verilerle de doğrulanmıştır. Doğrusal kuruluk derecesi modelinin kullanılmasıyla iki fazlı bölgede akışkanın termodinamik özelliklerini hesaplamakta kullanılan işlem sayısı azaltılmıştır.

Sinpiroon ve Wongwises [53] yan yana birleştirilmiş diyabatik kılcal boruda akış için basit bir sayısal model geliştirmiştir. Üç farklı durum için soğutucu akışkan debisi hesaplanmıştır. Bunlar; akışkanın kılcal borunun ısı değiştirici bölümüne tek fazda sıvı olarak girmesi, doymuş sıvı olarak girmesi ve iki fazlı karışım halinde girmesidir. Isı değiştiricisi kısmında Pate ve Tree'nin doğrusal kuruluk derecesi modeli kullanılmıştır. Ayrıca modeli Pate ve Tree [52], Melo vd. (1999) [12], Bittle vd. [54], Liu ve Bullard [55] ve Peixoto [56]'ten alınan deneysel verilerle doğrulamıştır.

Kontrol hacim yaklaşımı da farklı araştırmacılar tarafından diyabatik kılcal borudaki akışı incelemek üzere kullanılmıştır. Escanes vd. [57] ilk 1.3 m'si diyabatik geri kalan

kısmı adyabatik olan 4 m boyundaki kılcal borunun modellenmesinde, kontrol hacmi yaklaşımını kullanmıştır. Kapalı çözüm yöntemi kullanılmıştır. Kritik ve kritik olmayan akış için her iki durumda da kütleli debiler, Newton Raphson yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde Valladares vd. [58] sonlu hacimler formülasyonuna dayanan bir model geliştirmiştir. Kapalı çözüm yöntemi uygulanmıştır ve kütleli debi Newton Raphson yöntemi kullanılarak dögüsel olarak hesaplanmıştır.

Valladares vd. [59] oluşturdıkları modeli önceki araştırmacılara ait deneysel verilerle de doğrulamıştır. Son zamanlarda Valladares vd. [60], [61] diyabatik kılcal borudaki çalışmalarını [58], [59] ayrık akış modeli ve yarı kararlı bölgeleri de göz önüne alarak genişletmiştir. Modeli Mendonça vd. [62]’ne ait deneysel verilerle doğrulamıştır. Eş merkezli kılcal borulara ilişkin parametrik çalışmalar da yapılmıştır.

Xu ve Bansal [63] akış bölgesini çok sayıda kontrol hacmine bölerek yeni bir sayısal model oluşturmıştır. Isı transferinin etkisinin, basınç düşümünün etkisinden daha fazla olması durumunda soğutucu akışkanın yoğunlaşma, tersi olması durumunda ise ani buharlaşma eğiliminde olduğunu gözlemlemiştir. Isı değiştiricisi bölgesindeki (diyabatik kısım) akışta bu iki etkinin dengelendiğı sonucuna varılmıştır. Bansal ve Xu [64] R134a’nın diyabatik kılcal boruda akışı ile ilgili parametrik bir çalışma gerçekleştirmiştir. Burada kılcal borudaki akışın bazı çözümlerde süreksiz olduğu ve bu süreksizliğin akışkanın ısı değiştiricisi bölgesinde yoğunlaşmasından dolayı gerçekleştiğı belirlenmiştir.

Bansal ve Yang [65] soğutucu akışkanın diyabatik kılcal borudan akışı için bir model tavsiye etmiştir. Isı değiştiricisinin kılcal boru girişinde konumlandırılması durumunda kılcal borudan emme hattına olan ısı transferi %8-10 azalmaktadır. Bansal ve Yang [66] ters ısı transfer olayını incelemek üzere bir sayısal model sunmuştur. Sayısal model kütle, enerji ve momentumun korunumuna dayanmaktadır ve sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Uzun bir ısı değiştiricisi olması halinde kılcal boru çıkışında boğulmuş akış oluşmaktadır. Ayrıca araştırmacılar tekrar yoğunlaşmanın olduğu ısı değiştiricisi kısmı için birim uzunluktaki basınç düşümünü veren bir ifade geliştirmiştir.

Chen ve Gu [67] transkritik çevrim için bir diyabatik model geliştirmiştir. Kılcal boru içerisinde CO₂ akmaktadır ve kılcal boru süperkritik akış bölgesi, transkritik akış bölgesi ve alt kritik iki fazlı akış bölgesi olmak üzere üç bölgeye ayrılmıştır.

Model temel korunum denklemlerine dayanmaktadır ve döngüsel olarak çözülmüştür. Islamoglu vd. [68] kütleli debi ve emme hattı çıkış sıcaklığını tahmin etmek üzere Bittle vd. [54]'ye ait R152a verilerini kullanarak yapay sinir ağı(ANN) modeli oluşturmuştur. Gizli katmandaki optimum nöron sayısının yedi olduğu söylenmektedir.

Hermes vd. [69], kılcal boru içerisindeki akışın modellenmesi amacıyla basitleştirilmiş sayısal model oluşturarak adyabatik olarak R12, R22, R134a, R600a, R404A, R407C ve R507A soğutkanları ve diyabatik olarak HFC-134a ve HC-600a soğutkanları ile hem eş merkezli hem de yan yana birleştirilmiş kılcal boru emme hattı ısı değiştiricileri için 1400'den fazla deneysel veri içeren veri kümesi ile doğrulama yapmışlardır. Oluşturan model, kütle, enerji ve momentum korunumunun bir boyutlu diferansiyel denklemleri kullanılarak geliştirilmiştir ve hesaplama performansını iyileştirmek için bazı basitleştirmeler yapılmıştır. Sonuç olarak bu model, adyabatik akışta ölçülen soğutkanın kütleli debisini %91.5; diyabatik akışta ise %79.3 olarak %10 hata bandı içerisinde doğru belirleyebilmektedir.

Ayrıca aynı çalışmada, Melo vd.'nin 1994 yılından 2004 yılına kadar kılcal borularla yaptıkları çalışmaların gelişimine de yer verilmiştir (Çizelge 1.7 ve Çizelge 1.8).

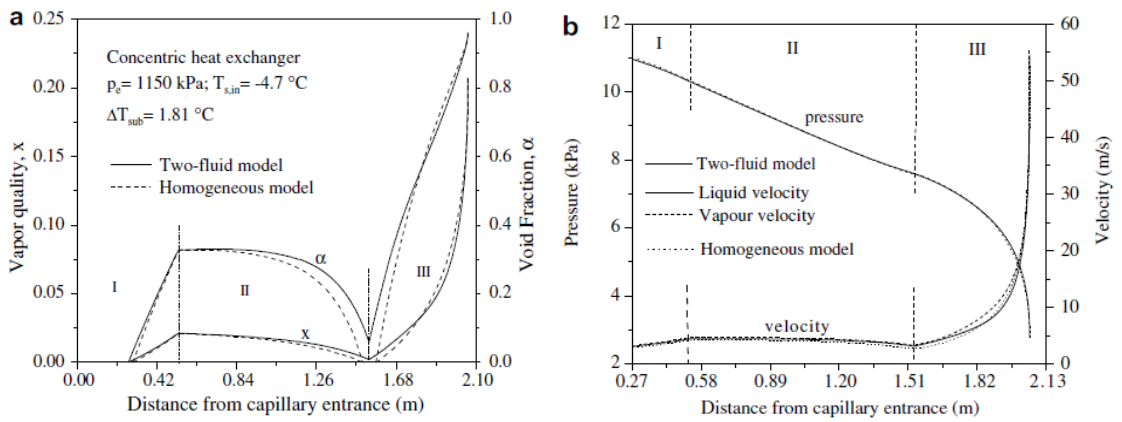
Çizelge 1.7 Melo vd.'nin 1994 yılından 2004 yılına kadar kılcal borularla yaptıkları deneysel çalışmaların gelişimi [69]

Yıl	Soğutkan	Tür	Veri Sayısı	İlgili yayınlar
Deneysel Araştırmalar				
1994	R12	Adyabatik	288	Gonçalves, 1994; Melo vd., 1994, 1995, 1999
1995	R600a	Adyabatik	189	Gonçalves, 1994; Melo vd., 1994, 1995, 1999
1995	R134a	Adyabatik	572	Gonçalves, 1994; Melo vd., 1994, 1995, 1999
1995	Dimetil Eter	Adyabatik	59	Melo vd., 1995
1996	R134a	Yan yana	50	Mendonça vd., 1998
1998	R134a	Eş Merkezli	214	Zangari, 1998; Melo vd., 2000
1999	R134a	Sarmal	52	Melo vd., 1999
2000	R600a	Eş Merkezli	30	Melo vd., 2002
2004	R22	Adyabatik	48	Melo vd., 2004
2004	R404a	Adyabatik	24	Melo vd., 2004
2004	R407a	Adyabatik	24	Melo vd., 2004
2004	R507a	Adyabatik	24	Melo vd., 2004

Çizelge 1.8 Melo vd.'nin 1994 yılından 2004 yılına kadar kılcal borularla yaptıkları teorik/hesaplamalı çalışmaların gelişimi [69]

Teorik/Hesaplamalı Araştırmalar		
Yıl	Model Karakteristikleri	İlgili yayınlar
1992	Adyabatik akışta modelleme stratejilerinin kritik incelemesi	Melo vd., 1992
1994	Toplu, homojen, adyabatik akış	Boabaid Neto C, 1994
1996	Diferansiyel, homojen, adyabatik olmayan akış	Mezavila ve Melo, 1996
1996	Diferansiyel, ayırık model, adyabatik akış	Seixlack vd., 1996
2000	Diferansiyel, homojen, dinamik, adyabatik olmayan akış	Hermes vd., 2000

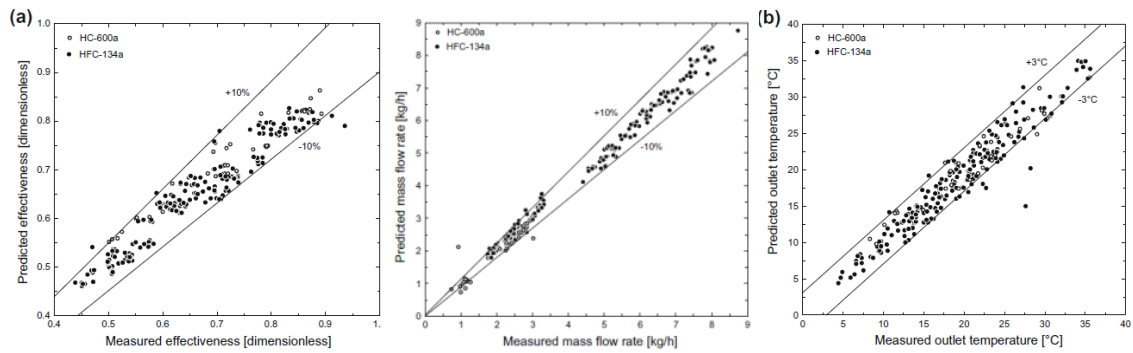
Seixlack ve Barbazelli [70], diyabatik kılcal borularda ayırık akış modelini kullanarak yarı kararlı bölgeyi ihmal eden bir sayısal model oluşturmuşlardır. İki fazlı kısım için uygulanan ayırık akış modelinde, sıvı ve buhar fazları arasında hidrodinamik ve termodinamik dengesizlik (non-equilibrium) göz önüne alınmıştır. Kütleli debi ve diyabatik kılcal boru boyunca sıcaklık dağılımı, R134a soğutkanı için, literatürde bulunan farklı çalışma parametreleri kullanılarak yapılan deneylere karşılaştırılmış ve modelden elde edilen değerlerin deneylerle büyük bir uyum içerisinde olduğu ifade edilmiştir. Dahası, ayırık akış modeli kullanılarak oluşturulan model, Mendonça vd. [62] tarafından oluşturulan homojen akış kabulüyle oluşturulan modelle de karşılaştırılmış ve küçük çaplı kılcal borulardaki akışın homojen akış rejimine çok yakın olduğu belirtilmiştir (Şekil 1.10).



Şekil 1.10 Oluşturulan model ile homojen akış modelinin karşılaştırılması [70]

Hermes vd.'nin [71] aynı yıl adyabatik kılcal borular için yaptıkları çalışmanın devamı olarak, kılcal boru-emme hattı ısı değiştiricileri (diyabatik kılcal boru) akışı, sayısal ve analitik yaklaşımlarla modellenmiştir. Çalışmada, fiziksel olarak tutarlı, belirli şartlardan bağımsız, kolay uygulanabilir ve daha karmaşık analitik modellerin sahip olduğu doğruluğa sahip yarı ampirik analitik model verilmiştir. Bu metodolojide soğutkan ve ısı transferi ayrı olaylar olarak ele alınmış ve böylece ısı değiştirici etkinliği ve soğutkan kütleli debisi için açık cebirsel ifadeler oluşturulmuştur. Sonrasında bu termal ve hidrolik ifadeler, R134a ve R600a soğutkanları ile yapılan deneysel çalışmalardan toplanan verilerle Buckingham- π teoremi kullanılarak bir araya getirilmiştir.

Model kullanarak öngörülen ve deneysel çalışmalarda ortaya çıkan sonuçlar karşılaştırıldığında, tüm verilerin %10 hata bandında %90 ve %15 hata bandında ise yaklaşık %100 oranında tutarlı olduğu ifade edilmektedir.



Şekil 1.11 Yapılan çalışmaya ait ısı değiştiricisi etkinliği, sıcaklık ve kütleli debi grafikleri [71]

Literatürde diyabatik kılcal borular ile yapılmış olan analitik ve sayısal çalışmalara ait parametreler, Çizelge 1.9'de özetlenmiştir.

Çizelge 1.9 Diyabatik kılcal borularda yapılmış olan analitik ve sayısal çalışmalar

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	Pate ve Tree (1984)	R12 ve hava emiş hattı (açık çevrim)	$d=0.71$ mm; $d_s=6.35$ mm; $P_{\text{cond}}=965.2$ kPa; $\Delta T_{\text{sc}}=7.3, 9.9$ °C
	Escanes vd. (1995)	R12, R22	$d=1.0$ mm; $d_s=6.35$ mm, $L=4$ m; $T_i=25$ °C, $P_{\text{cond}}=800$ kPa

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	Valladares vd. (2002)	Soğutucu akışkanlar ve karışımlar	
	Valladares vd. (2002)	Soğutucu akışkanlar ve karışımlar	
	Xu ve Bansal (2002)	R134a	$d=0.66$ mm; $T_{cond}=48$ °C; $d_s=6.6$ mm; $L_{hx}=1.0$ m; $T_o=15$ °C; $\Delta T_{sc}=1$ °C
	Bansal ve Xu (2003)	R134a	$d=0.66$ mm; $L_{hx}=1.0-2.5$ m; $T_{cond}=32-47$ °C; $T_o=-10$ ile -20 °C; $\Delta T_{sc}=1,2$ ve 3 °C
	Chen ve Gu (2004)	CO ₂	$d=1.85$ mm; $T_i=45$ °C; $T_o=-5$ ile -10 °C
	Yang ve Bansal (2005)	R134a, R600a	$d=0.867$ mm; $d_s=6.6$ mm; $L_{hx}=1.0$ m; $T_{cond}=42$ °C; $T_o=-13$ °C; $\Delta T_{sc}=1$ °C
	Islamoglu vd. (2005)	R134a, R152a	$d=0.553, 0.766$; $d_s=6.35$ mm; $L_{hx}=1.0, 2.2$ m; $L=3.0, 4.0$ m; $P_{cond}=5.0-6.5$ bar; $P_o=0.58-0.9$ bar
	Y. Chen, J. Gu (2005)	CO ₂	$d=1.55-2.15$ mm; $L=0.35-4.25$ m
	Bansal ve Yang (2006)	R134a, R600a	$d=0.867$ mm; $d_s=6.6$ mm; $L_{hx}=1$ m, $T_{cond}=42$ °C; $T_o=-13$ °C, $\Delta T_{sc}=1$ °C
Embraco S.A, Whirlpool S.A	C.J.L. Hermes, C. Melo, J M. Gonçalves (2008)	R12, R22, R134a, R600a, R404a, R407c	–
	G. Valladares (2007)	R134a, R600a'	–
	G.Valladares (2007)	R134a, R600a	Farklı araştırmacılara ait deneysel parametrelerle doğrulama yapılmıştır.
	A.L. Seixlack, M.R. Barbazelli (2009)	R134a	$d=0.61, 0.83$ mm; $L=4$ m; $L_{hx}=1.5, 2.67$ m
Embraco S.A	C.J.L. Hermes, C.Melo, F.T. Knabben (2010)	R134a, R600a	$d=0.553-0.83$ mm; $L=3,4$ m; $d_s=6.3, 7.86$ mm; $L_{hx}=1-2.2$ m; $P_{cond}=500-1411$ kPa; $\Delta T_{sc}=2.9-20.4$ °C; $P_{evap}=59-143$ kPa

1.1.2 Deneysel ve Görsel Çalışmalar

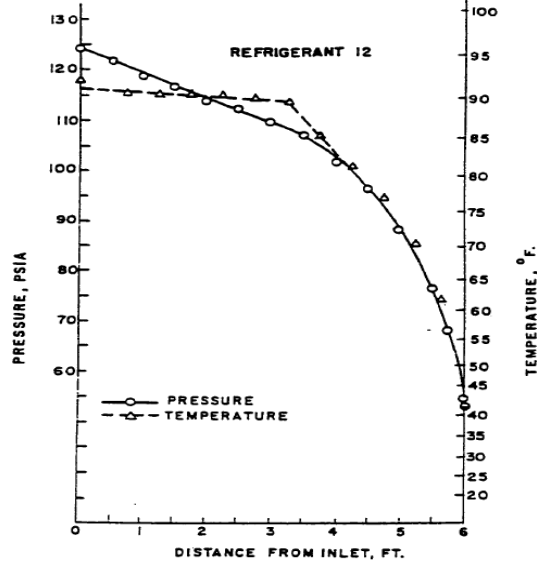
1.1.2.1 Adyabatik Kılcal Borularda Deneysel Çalışmalar

Cooper vd. [72] iki fazlı akışın görsellenmesi üzerine ilk çalışmayı yapmıştır ve kılcal boruda buharlaşmanın kararsız yani kısa süreli aralıklarda farklı noktalarda gerçekleştiğini gözlemlemiştir. Kararsız bölge uzunluğuna farklı parametrelerin etkisini incelemiş ve yarı kararlı akış bölgesi uzunluğunun boru boyu ve giriş basıncı ile doğru, boru çapı ile ters orantılı olduğunu tespit etmiştir. Akıştaki kararlılığı sağlamak amacıyla akışa paralel 0.11 mm çapında pürüzlü bir tel yerleştirerek kılcal boruda buharlaşma noktasının, kılcal boru girişindeki aşırı soğuma oranı değiştikçe düzenli şekilde değiştiği gözlemlemiştir.

Mikol'un [73] çalışması, akışın görsellenmesi ve sürtünme faktörünün belirlenmesine yönelik olup yüksek hızda fotoğraflar çekerek akış rejimleri izlenmiştir. Mikol ve Dudley, literatürde ilk defa adyabatik kılcal boru boyunca basınç ve sıcaklık değişimini, yarı kararlı akış bölgesini de içerecek şekilde elde etmiştir. Deneysel çalışmada kompresör yerine pompa ile basınçlandırdığı soğutkanı, ısı değiştiricilerinden geçirerek istenen yoğunlaşma ve aşırı soğuma değerlerine ulaşmasını sağlamıştır. Deneylerinde maksimum yarı kararlı akış uzunluğu 0,7 metredir. Yarı kararlı akış ile ilgili en önemli bulgular şöyle özetlenebilir:

1-Kılcal boru tasarımında yarı kararlı akış bölgesi ele alınmalıdır. Çünkü bütün adyabatik kılcal boru çalışmalarında yarı kararlı akış koşulları oluşmuştur.

2- Kılcal borudaki akış, 3 farklı rejimde kararlı aşırı soğumuş sıvı akışı, yarı kararlı sıvı akışı ve buharlaşmanın başlangıcı yani boru cidarında buhar habbeciklerinin görülüp sıvı ile çevrili bir buhar çekirdeği haline geldiği bölge olarak tanımlanabilir.



Şekil 1.12 Adyabatik boru içinde meydana gelen sıcaklık ve basınç dağılımı. [73]

Koizumi ve Yokoyama [74] yaptıkları adyabatik şartlardaki görsel ve deneysel çalışmalarda cam, bakır ve paslanmaz kılcal borular kullanmışlardır. Deneylerden elde ettikleri sonuçlardan bazıları şöyledir:

1-Buharlaşma başlangıcındaki kızgınlık derecesinin 2-4 °C; ortalama yarı kararlı akış uzunluğunun 0.39 m, maksimum uzunluğun 0.6 m olduğu durumda, kılcal boruda ölçülen akış hızının; yarı kararlı bölgenin göz önüne alınmadığı durumda yapılan hesaplardan %14 daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

2-Artan hızla birlikte yarı karalı akış uzunluğu azalmakta, kızgınlık derecesi ise artmaktadır.

3-Verilen bir hız için yarı karalı akış uzunluğu boru çapının azalması ile artmaktadır.

Chen vd. [75] ve Li vd. [76] adyabatik kılcal boruda yarı kararlı akış üzerine en kapsamlı çalışmayı yapmışlardır. Çalışmalarda, çapı 0.66 mm ve 1.117 mm olan kılcal boru ve R12 akışkanı kullanılmış ve yarı kararlı akış bölgesi de göz önünde bulundurularak giriş sıcaklığı, giriş basıncı, kütleli debi ve karşı basınç arasındaki ilişki incelenip aşağıdaki çıkarımlarda bulunulmuştur.

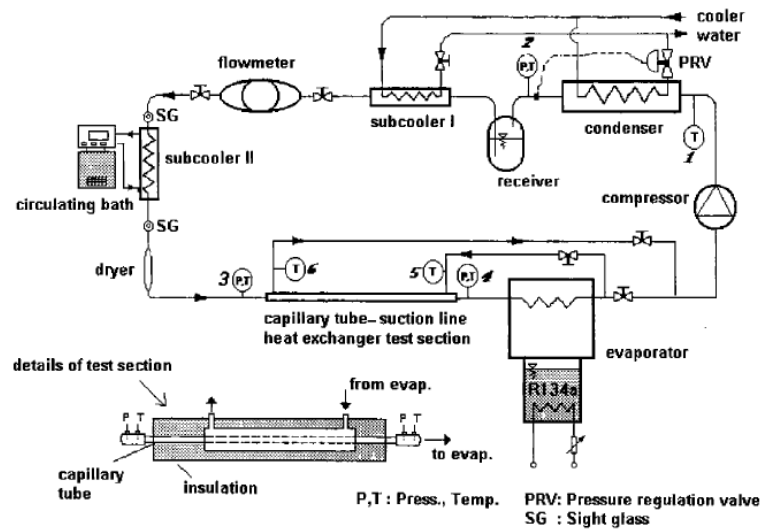
1-Artan kılcal boru çapı, azalan kızgınlık derecesi ile yarı kararlı akış uzunluğu azalmaktadır.

2-Kızgınlık derecesi, akış hızının artışıyla birlikte artmaktadır.

3- Aşırı soğumanın artması ile kızgınlık derecesi azalmaktadır.

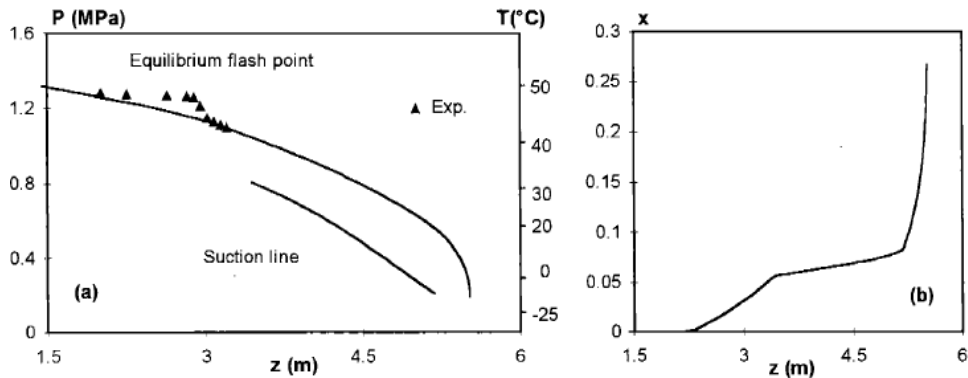
4-Karşı basıncın kızgınlık üzerindeki etkisinin çok küçük olduğu belirtilmiştir.

Dirik ve Tanes'in [77] 1992 yılında kılcal borular için oluşturdukları sayısal modelin ardından, Dirik vd. [78], çalışmalarını genişleterek R134a soğutkanı için adiabatik ve diyabatik kılcal borularda R134a soğutkanıyla deneysel ve sayısal çalışma yapmışlardır.



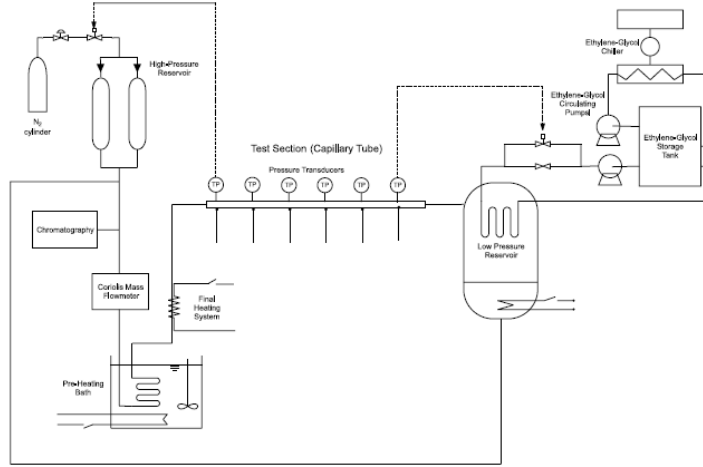
Şekil 1.13 Dirik vd.'nin kullandığı deney düzeneğinin şematik resmi [78]

Elde edilen sonuçlara bakıldığında, farklı çalışma şartları için kullanılabilen bir sayısal model oluşturulmuştur ve bu model deneylere doğrulanmıştır.



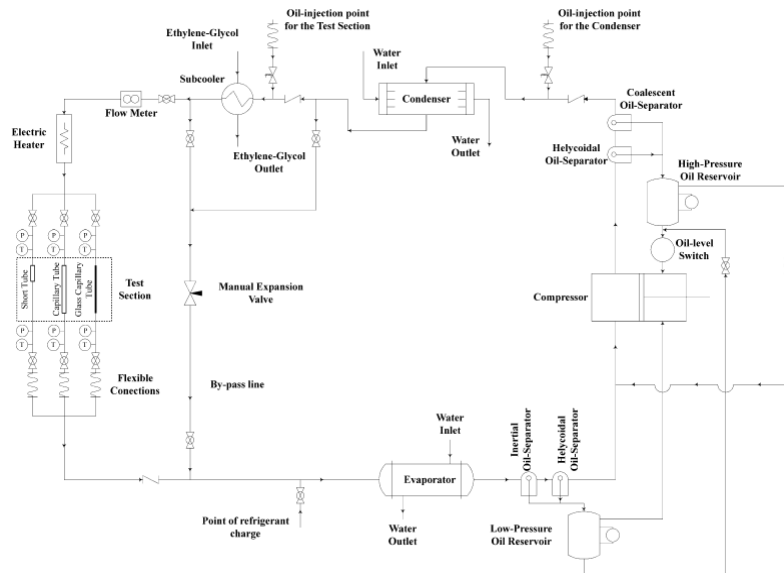
Şekil 1.14 Dirik vd.'nin çalışmasında diyabatik kılcal borularda kılcal boru uzunluğuyla (a) basınç ve sıcaklığın, (b) kuruluk derecesinin değişimi [78]

Fiorelli vd.'nin 2002 yılında yaptığı çalışmada R410A ve R407C soğutucu akışkanlarının kılcal boru içerisindeki karakteristikleri araştırılmıştır. Çalışmada ön soğutma da yapılarak iki fazlı akış şartları gözlenen her iki akışkanın giriş ve çıkış şartlarındaki değişimin kılcal boru içerisindeki akışa olan etkileri incelenmiştir. [79]



Şekil 1.15 Fiorelli vd.'nin deneysel çalışmada kullandığı tesisatın şematik şekli [79]

Motta vd. [80] R404A/yağ karışımı soğutucu akışkanın kılcal boru içindeki akışını cam boru içinde görselleştirmiş ve faz değişiminin başladığı noktayı farklı koşullar için belirlemeye çalışmıştır. Test borusu olarak kullandığı cam boru boyu 1 m, iç çapı 0.8 mm ve dış çapı 8 mm'dir.



Şekil 1.16 Motta vd.'nin deney düzeneğinin şematik resmi [80]

Akışının bu şekilde görsellenmesi ile buhar kabarcığının nerede ve nasıl olduğu tespit edilmesi mümkün olmuştur. Ancak uygulama zorluğundan bahsedilmiştir.

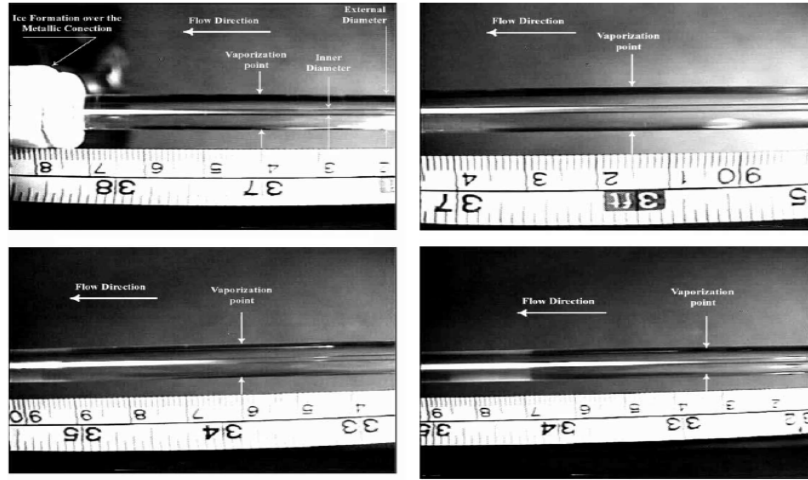
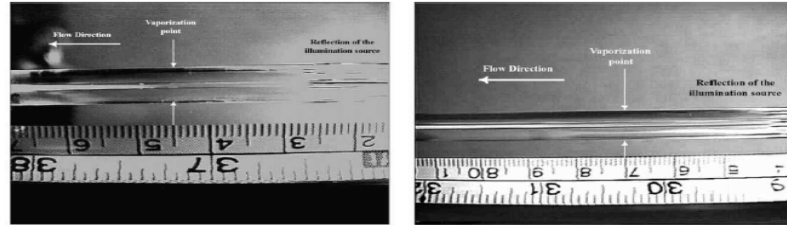
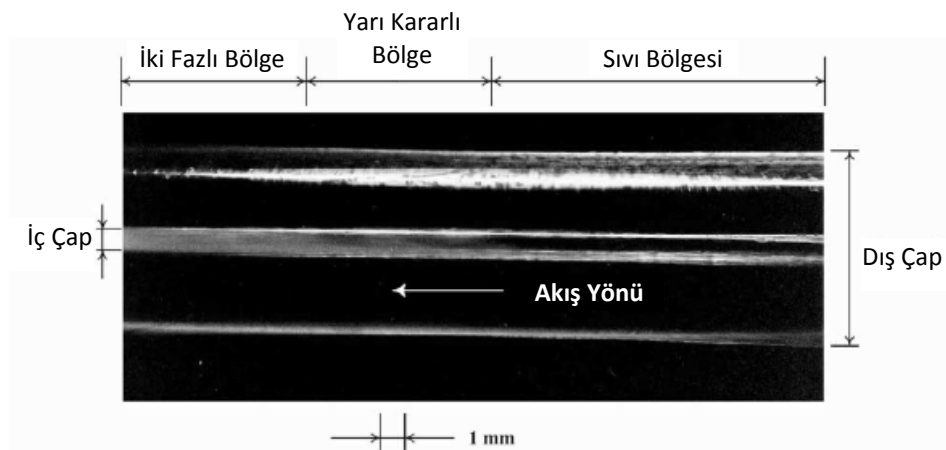


Fig. 5. Experimental points for R-404A flow: (a) Point 1; (b) Point 3; (c) Point 4; (d) Point 5.

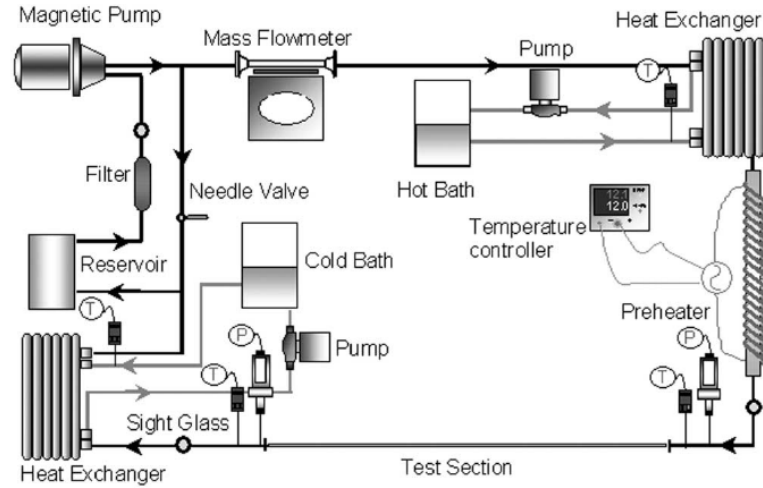


Şekil 1.17 Kılcal boruda akış sırasında buharlaşmanın başladığı noktalar ile ilgili farklı görüntüler [80]



Şekil 1.18 Deneyler sırasında kılcal boruda meydana gelen üç tip akışın görsel resmi [80]

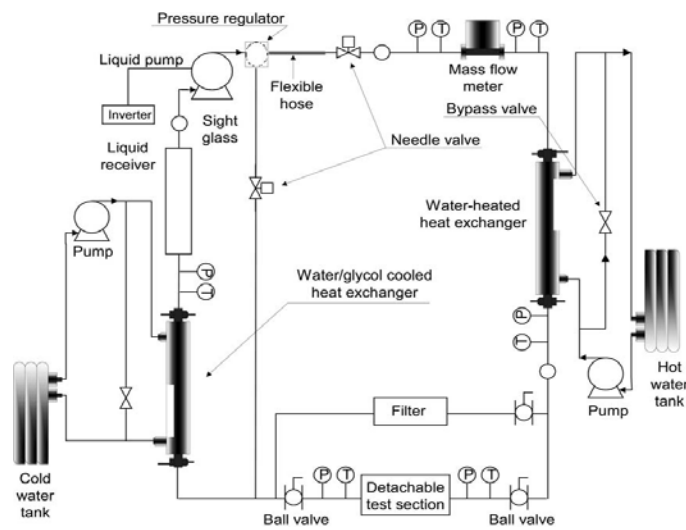
Kim vd. [81] 2002 yılında yaptıkları çalışmada R22 ve onun alternatifleri olan R407C ile R410A soğutucu akışkanlarının kütleli debilerinin bulunması için Buckingham- π metoduyla bağıntı geliştirmişlerdir.



Şekil 1.19 Kim vd. kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [81]

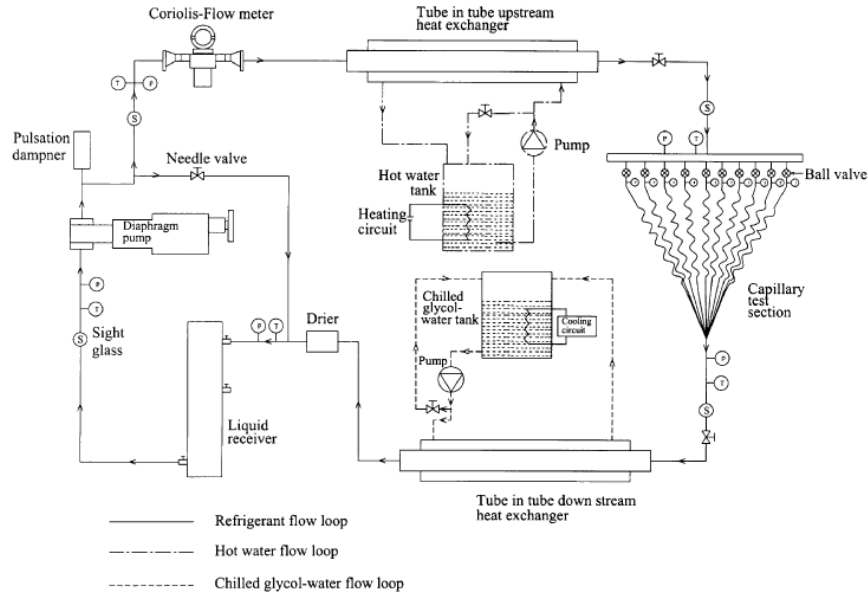
Deney sonucunda aynı koşullardaki R407C'nin kütleli debisi R22'ye göre %4, R410A'nın kütleli debisi ise R22'ye göre %23 daha fazladır. Ayrıca sarmal kılcal borularda gerçekleşen akışın kütleli debisinin, düz kılcal borulardakine göre daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.

Choi vd.'nin [82], 2003 yılında yaptığı çalışmada R22, R290 ve R407C soğutucu akışkanlarının adyabatik kılcal boru içerisindeki kütleli debileri, Buckingham- π yöntemi ile boyutsuz olarak ifade edilmiştir.



Şekil 1.20 Choi vd.'nin deney düzeneği şeması [82]

Jabaraj vd. [83], 2006 yılında yaptıkları çalışmada R22 ve R407C/R600a/R290 karışımı soğutucu akışkanlar için kılcal boru uzunluğunun, iç çapının, yoğunlaşma basıncının ve aşırı soğutmanın kütleli debiye olan etkilerini araştırmışlardır. Deneylerden elde edilen veriler doğrultusunda belirtilen soğutucu akışkanlar için çeşitli işletme koşullarında, çeşitli kılcal boru ölçülerinde akışkanların özelliklerine göre kütleli debileri π yöntemini kullanarak geliştirmiştir.

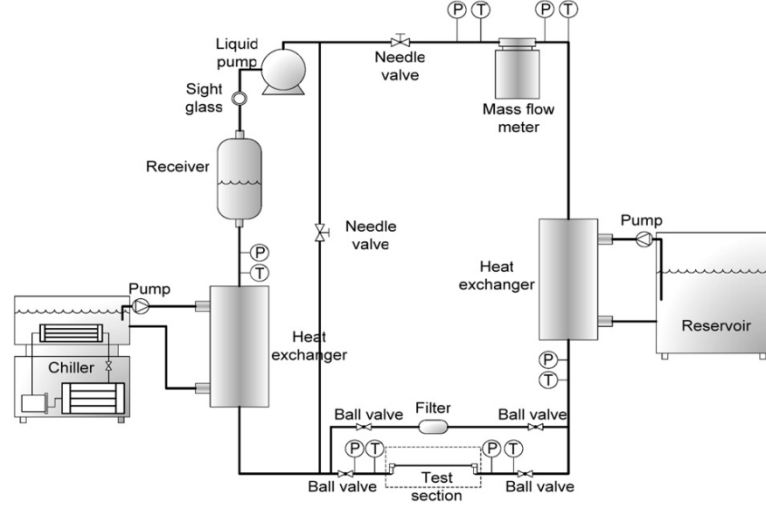


Şekil 1.21 Jabaraj vd.'nin kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [83]

Zhou ve Zhang [84] 2006 yılında yaptıkları çalışmada sarım çapı 300 mm üzerindeki kılcal boru içerisindeki soğutucu akışkan kütleli debi değişiminin az olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca sarım çapı 40 mm olan helisel kılcal borudaki soğutucu akışkan debisinin, düz kılcal boruya oranla %10 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Zhou ve Zhang [85] 2006 yılında yaptıkları diğer bir çalışmada helisel adyabatik kılcal boruda akışın, santrifüj kuvvet sebebiyle oluşan ikincil akış dolayısıyla, düz kılcal borulardaki akışa göre belirgin şekilde daha karmaşık ve düzensiz olduğu belirlenmiştir. Ayrıca yapılan çalışmada küçük sarım çaplarında daha erken flashing gözlemlenmiştir.

Park vd. [86], 2007 yılında, R22 soğutkanı ile adyabatik kılcal boruların, farklı çevrim şartları altında, farklı sarım çaplarında ve sarım şekillerinde akış karakteristiklerinin tespiti için deneysel bir çalışma yapmışlardır.



Şekil 1.22 Park vd. kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [86]

Çalışmadan elde edilen sonuçlar kullanılarak elde edilen ampirik korelasyon, sarım çapı ve sarılmış boy aralarında olmak üzere 10 adet boyutsuz değişkene bağımlıdır. Çalışma sonunda Buckingham- π metoduna göre kütleli debi için genelleştirilmiş bağıntı çıkartılmıştır.

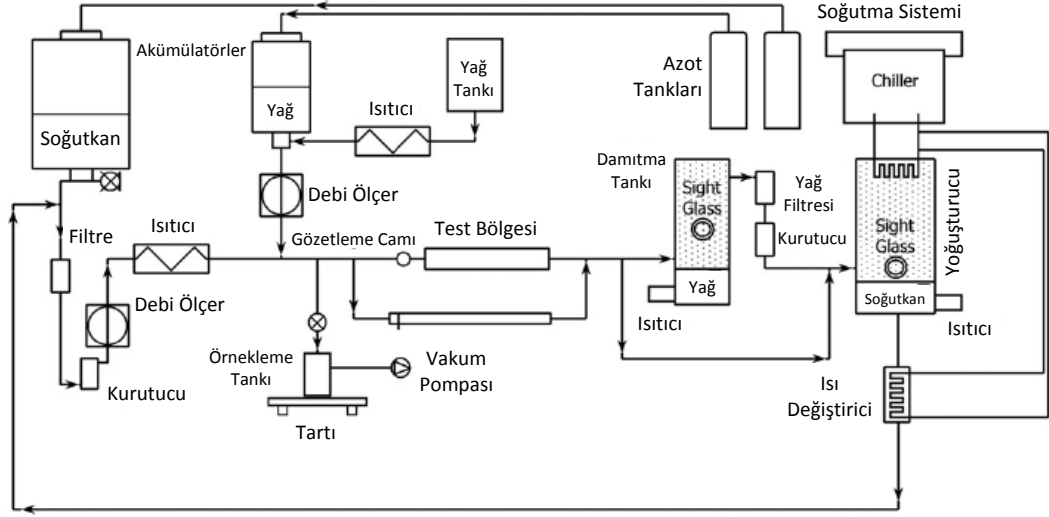
Specifications	Capillary tube length L : 1000 mm				
Test conditions	Capillary tube inner diameter d : 1.2 mm, 1.5 mm				
	Condensing temperature T_{cond} : 40.5 °C, 47.5 °C, 54.5 °C				
	Evaporating temperature T_{evap} : 7 °C				
	Subcooling ΔT_{sub} : 3.5 °C, 6.5 °C, 11.5 °C				
Shape	Straight	Circular #1	Circular #2	Circular #3	Circular #4
					
Coiled no.	—	3	5	9	13
Coil diameter (mm)	—	40	80	60	40
Length of straight section at the inlet (mm)	500	405	186	76	91
Ratio of coiled section to total length (%)	0	18.8	62.8	84.8	81.6

Şekil 1.23 Deneyde kullanılan boru tipleri ve özellikleri [86]

Khan vd. [87], 2007 yılında yaptığı çalışmada homojen iki fazlı akım için adyabatik helisel boru performansı üzerine yoğunlaşmışlardır. Çalışmada ayrıca düz kılcal borulardan elde edilen verilerin helisel kılcal borulardan elde edilen verilerle karşılaştırılması yapılmıştır.

Huerta vd. [88] tarafından gerçekleştirilen ve bir önceki çalışmaları ile bağlantılı olarak yapılan diğer bir çalışmada, yarı kararlı akışın incelenmesi amacıyla, kılcal borularda saf ve yağ ile karıştırılmış R134a ve R600a soğutkanları ile yapılan deneysel çalışmanın sonuçları verilmektedir.

Çalışma kapsamında, buharlaşma başlangıcı, girişteki aşırı soğutma, iç çap ve giriş çapı gibi birçok değişkene olan etkilerinin incelendiği çok sayıda deney yapılmıştır. 0,69, 0,82 ve 0,83 mm (R600a) iç çaplı kılcal borular, 30 °C ve 50 °C yoğuşma sıcaklıklarında ve 3 °C ile 12 °C aşırı soğutma yapılarak incelenmiştir. %1 ve %5 yağ konsantrasyonunda yürütülen deneyler, saf R134a ile karşılaştırılarak, kararsız akışa yağın etkisi incelenmiştir.



Şekil 1.24 Huerta, Fiorelli ve Silvares' in çalışmalarında kullandığı deney düzeneğine ait şematik resim [88]

Ayrıca akışın görsellenmesi çalışması kapsamında, 1 mm iç çaplı ve 2,02 m uzunluğundan pyrex camından kılcal boru kullanılmıştır. Bu camın yüzey pürüzlülüğünün bakıra borununkine göre düşük olması sebebiyle cam kılcal borunun içerisinden, ince bakır tel geçirilmiştir.

Elde edilen deneysel verilere göre, flaş noktasının değişken ancak öngörülebilir bir davranış sergilediği ifade edilmektedir. İşlem sırasında, aşırı soğutma miktarının oldukça iyi şekilde kontrol edilebilmesi önem taşımaktadır.

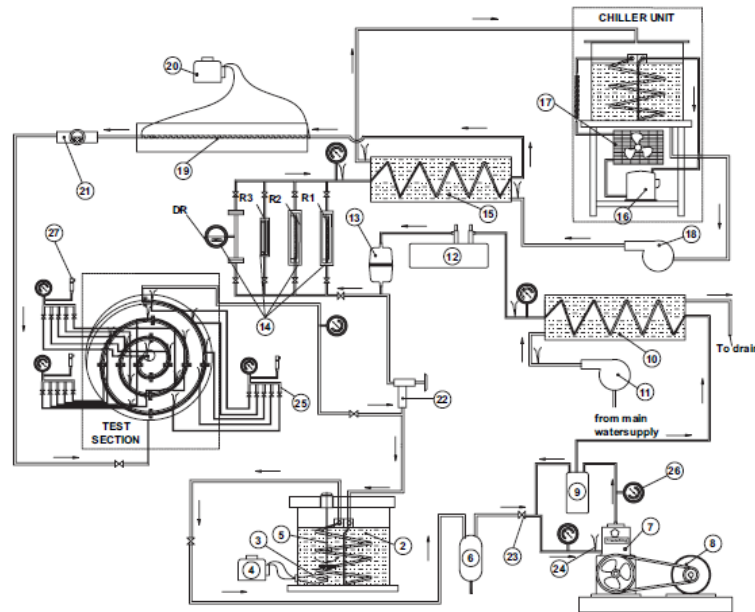
Buharlaşma başlangıcını değiştiren en önemli iki parametre kütleli debi ve aşırı soğutma miktarıdır ve yüzey pürüzlülüğü etkisinin incelenmesi için daha detaylı deneylere ihtiyaç vardır. Kılcal boru çıkışındaki basınç, flaş noktası oluşumunda etkili değildir.

Ortalama kararsız bölge uzunluğu verilen test koşulları için 0.4 m olup, elde edilen maksimum uzunluk, 4.5 °C aşırı kızdırma ve 90 kPa buharlaşma gecikmesi ile 4 °C aşırı soğutma şartlarında gerçekleşmiştir.

Kararsız bölgede yağın etkisi de incelenmiş olup, düşük konsantrasyonlarda bile buharlaşma başlangıcına olan etkisi kanıtlanmıştır. Yağın varlığı, kararsız bölge uzunluğunu arttırmakta ve buhar çekirdeği oluşumunu geciktirmektedir.

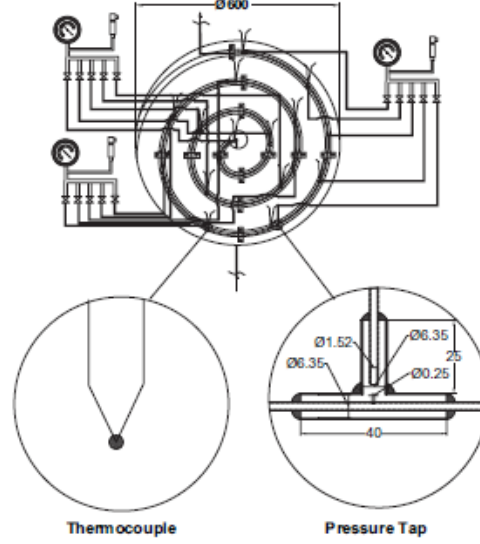
Sarntichartsak vd. [89] yaptıkları çalışmada, değişken kapasiteli kompresör(VCC) kullanan klimalar için uygun kılcal boru boyunun belirlenmesi hedeflemişlerdir. Çalışma için, R22 ve R407C ile çalışan ve havadan havaya değişken kapasiteli sistemler test edilerek modellenmiştir. Bunun için öncelikle, optimum soğutkan şarj miktarı 4 kılcal boru için tam yük şartında ve toplam şarj miktarının 1.1 kg ile 1.9 kg arasında değiştirilmesiyle belirlenmiştir. Burada kılcal boru boyları, 1.016 m, 0.914 m, 0.813 m ve 0.711 m'dir. Sonrasında ise, kompresörün 30 ile 50 Hz aralığında çalıştığı durumlar için her bir kılcal borudaki spesifik optimum kütleli debi değerleri ayrı ayrı incelenmiştir.

Khan vd.'nin [90] adyabatik düz ve sarmal kılcal borularda R134a soğutkanıyla yaptıkları çalışmada kılcal boru çapı, uzunluğu ve sarım adımı gibi farklı geometrik parametrelerin kütleli debiye olan etkileri incelenmiştir.



Şekil 1.25 Khan vd.'nin kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [90]

Yapılan deneylerde kılcal boru boyunca, basınç ve sıcaklık ölçümü için, Şekil 1.26’te gösterildiği şekilde 15 noktadan kılcal boru üzerine 0.25 mm çaplı delikler açılmış ve özel bağlantı elemanlarıyla basınçölçerler ve termoelemanlar yerleştirilmiştir.



Şekil 1.26 Khan vd.’nin yaptıkları çalışmadaki test bölgesinin şematik resmi [90]

Hem düz hem de sarmal kılcal borular ile yapılan deneylerde, sarmal kılcal borulardaki kütleli debinin düz kılcal borulara oranla %5-15 oranında daha düşük olduğu ve kılcal boru üzerine yerleştirilen basınçölçerlerin önemli bir etkisinin olmadığı belirtilmiştir. Ayrıca, deneylerden elde edilen veriler ışığında yarı ampirik bir korelasyon oluşturulmuş ve bu korelasyonla hesaplanan kütleli debi değerlerinin ölçülen değerlerle karşılaştırılması sonucu, %91’inden fazlasının %10 hata bandı içerisinde kaldığı ifade edilmiştir.

Vinš ve Vacek [91], 2009’da yaptıkları çalışmada, CERN’deki çeşitli parçacık detektörlerinin ve elektronik komponentlerin soğutulması gibi bazı özel buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde kullanılan florinert R218 (C_3F_8) soğutkanının kılcal boru boyunca iki fazlı akışının incelendiği deneysel çalışmanın sonuçlarını vermektedir. R218’in kütleli debisi için analitik korelasyon Buckingham Pi teoreminden elde edilen boyutsuz parametrelerle hazırlanmıştır.

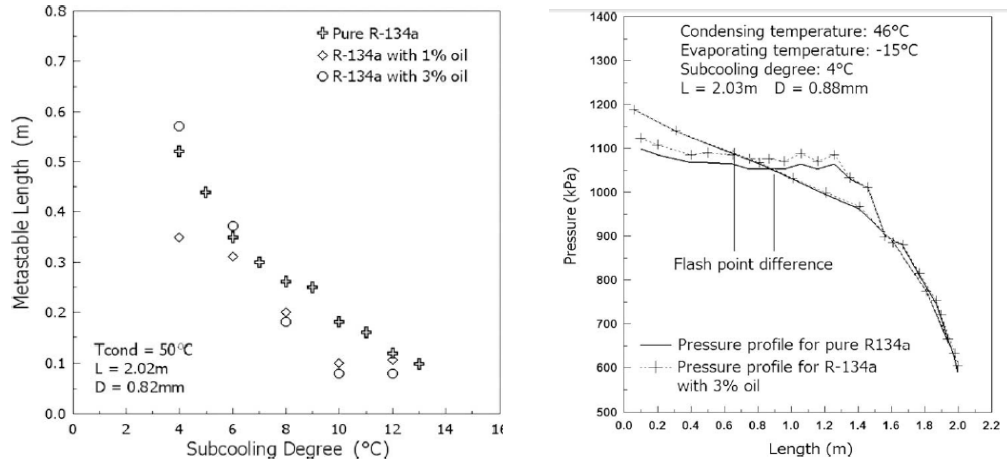
Bu çalışmanın önemli sonuçlarından birisi de, daha önceki sayısal ve cebirsel çalışmalarda referans alınan Yılmaz –Ünal [8] modelinin kritik altı akışlar için uygun bir model olmakla birlikte CO₂ gibi kritik üstü çalışan sistemler için uygun olmadığının belirlenmesidir. Bunun sebebinin ise, transkritik genişleme esnasında özgül hacmin önemli ölçüde değişkenlik göstermesi olduğu ifade edilmiştir.

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kompresörün çalışması için gerekli olan yağ, soğutkanın bir parçası olur ve soğutkan-yag karışımının termofiziksel özelliklerinin saf soğutkaninkinden farklı olmasından dolayı bileşenlerin performansını etkiler, sistem kapasitesini düşürür. Pate'e göre, evsel buzdolaplarında ve klimalarda yağ ayırıcısı olmaksızın %3 ile %5 civarında yağ soğutkanla birlikte dolaşmaktadır. Yağın varlığı, doyma sıcaklığını ve basıncını, viskoziteyi, yoğunluğu ve diğer önemli özellikleri değiştirir. Bunlara rağmen, sistem bileşenlerinin boyutlandırılmasında soğutkanın saf olduğu değerlendirmesi yaygındır.

Kılcal borularda soğutkan akışı göz önüne alındığında, yağın varlığı, tipik soğutma sistemlerindeki sıcaklıklarda buharlaşmadığı için doyma basıncını etkilemekte ve kütleli debiyi azaltmaktadır. Sistemde yağ bulunması, kaynama başlangıç noktasını kaydırır, boğulma akış şartlarını etkiler ve durma periyotlarında basınç dengelenmesini zorlaştırır.

Yağın bir diğer etkisi ise kılcal borularda buharlaşma başlangıcını gecikmesine neden olmasıdır.

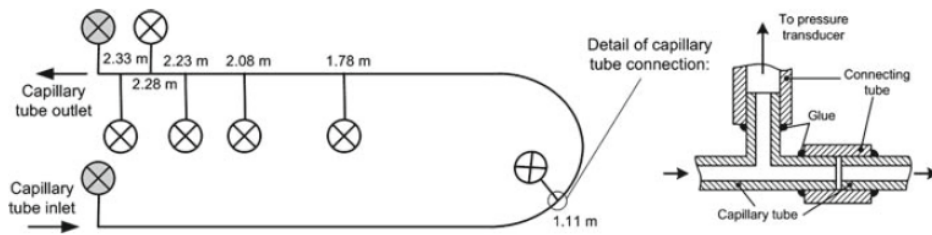
Huerta vd. [93], yaptıkları çalışmada, yağın kılcal borulardaki akışa olan etkisinin incelenmesi için saf R134a ile soğutkan-yag karışımlarının kullanıldığı deneysel çalışmaya ait sonuçlar verilmiştir. Testler, iç çapları 0.69 mm ve 0.82 mm olan kılcal borularla, 40 °C ile 50 °C aralığındaki yoğunlaşma sıcaklıklarında, 3 °C ile 12 °C aşırı soğutma yapılarak yapılmıştır. Saf soğutkan ile %1 ve %3 yağ içeren yağ-soğutkan karışımları ile gerçekleştirilen akış karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.28 Yağın kararsız bölge uzunluğu ve basınç dağılımı üzerindeki etkisi [93]

Sonuçlar şunu göstermiştir ki, soğutkana %3 civarında yağ karıştırıldığında kütleli debi 3-5% oranında azalmıştır. Yağ etkisi ile birlikte yoğuşma sıcaklığının kütleli debi üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı söylenmektedir. Kararsız akışta yağın etkisi test edilmiş ve bunun buharlaşma başlangıç basıncı üzerinde etkisi olabileceği bildirilmiştir.

Vacek ve Vinš [94], klor ile doyurulmuş daha kararlı kloroflorokarbonlardan(CFC) R116, R218 ve R610 soğutkanları ile yarı kararlı bölgenin incelendiği bir deneysel çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, kılcal boru üzerinde delikler açılarak bu deliklere küçük boyunlar lehimlenmiş ve toplam 8 adet mutlak basınçölçer bağlanmıştır. Benzer şekilde kılcal boru üzerinde toplam 37 adet sıcaklık ölçümünde kullanılan RTD'ler yerleştirilmiştir.

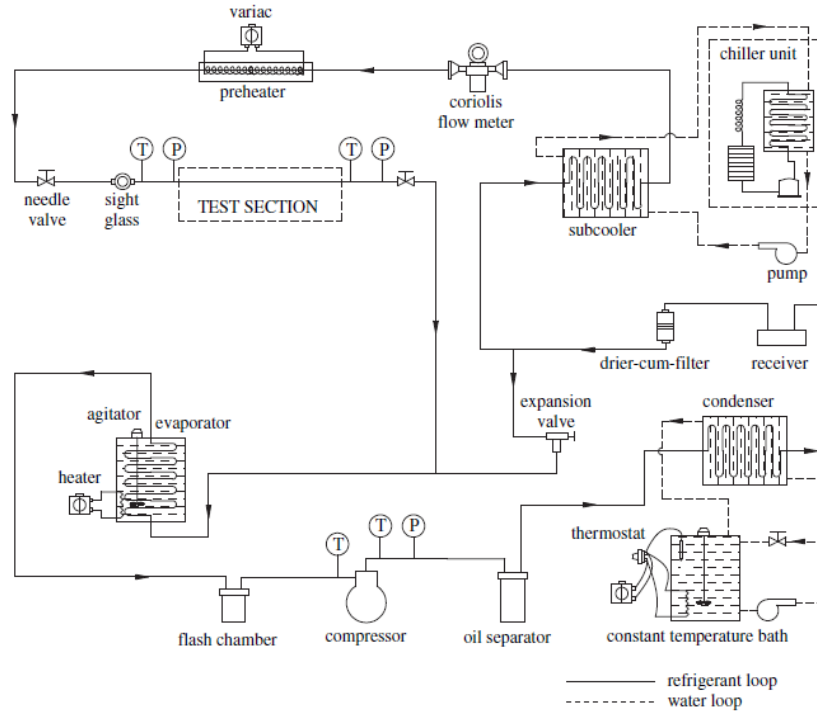


Şekil 1.29 Vacek ve Vins'in deney düzeneğinde kullandıkları kılcal borunun ve basınçölçerlerin yerleşimi ve bağlantı şeklinin detaylı gösterimi [94]

Deneylerde, yarı kararlı bölge açıkça belirlenmiş ve ilk kabarcık oluşumu için gerekli olan ilave basınç düşümü değerinin (underpressure of vaporization) belirlenmesine yönelik bir korelasyon oluşturulmuştur (1.5).

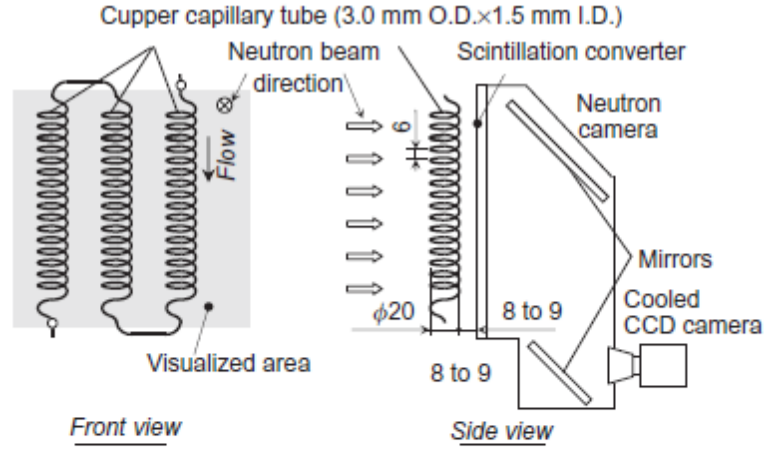
$$p_{\text{sat}} - p_{\text{vap}} = 0.645 \frac{\sigma^{3/2}}{\sqrt{K T_{\text{sub}}}} \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_g} \right) Re^{0.876} \left(\frac{\Delta T}{T_{\text{crit}}} \right)^{0.229} \left(\frac{ID}{D'} \right)^{-3.175} \quad (1.5)$$

Mittal vd.'nin [95] 2010 yılında yaptığı çalışmada R407C soğutucu akışkanının adyabatik helisel kılcal borudaki sarımın etkileri incelenmiştir. Deneyler sonucunda sarımın etkisinin kütleli debiyi önemli şekilde etkilediği görülmüştür. Buckingham- π yöntemi ile elde edilen boyutsuz bağıntılar aracılığıyla helisel kılcal borularda kütleli debinin, düz kılcal borulara oranla %5 ile %10 arasında daha az olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca deneyler sonucunda belirli bir kılcal boru iç çapı için ön soğutmanın kütleli debiye olan etkisi kılcal borunun uzunluğundan, giriş basıncından ve sarım çapından bağımsız olduğu sonucuna varılmıştır.

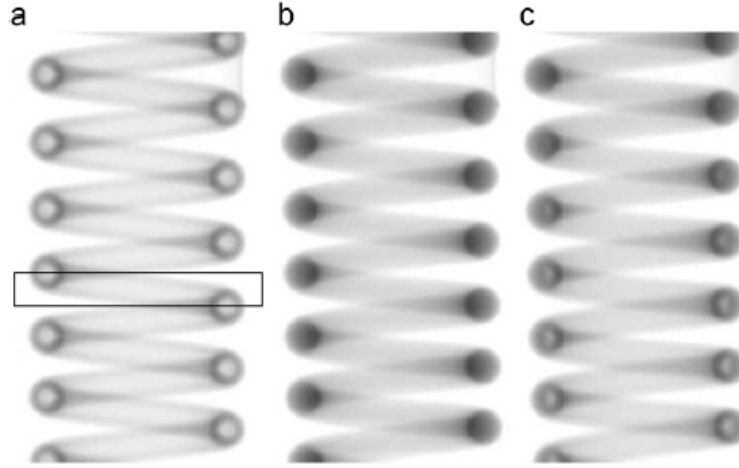


Şekil 1.30 Mittal vd.'nin kullandığı deney düzeneğinin şematik resmi [95]

Asano vd.'nin [96] yaptıkları çalışmada, nötron radyografisi ile bakır sarmal kılcal boru içerisindeki akış tipi ve boşluk oranı belirlenmeye çalışılmıştır (Şekil 1.31). Görüntü işleme yöntemi ile elde edilen görüntüler üzerinden hacimsel ortalama boşluk oranı belirlenmiş ve kaynamaya başlama noktası bulunmuştur (Şekil 1.32). Deneylerden elde edilen sonuçlara göre, kesikli akıştan halkasal akışa geçişin 0.45 boşluk oranı değerinde gerçekleştiği ifade edilmiştir.



Şekil 1.31 Asano vd'nin yaptıkları çalışmada kullanılan görüntüleme tekniği [96]



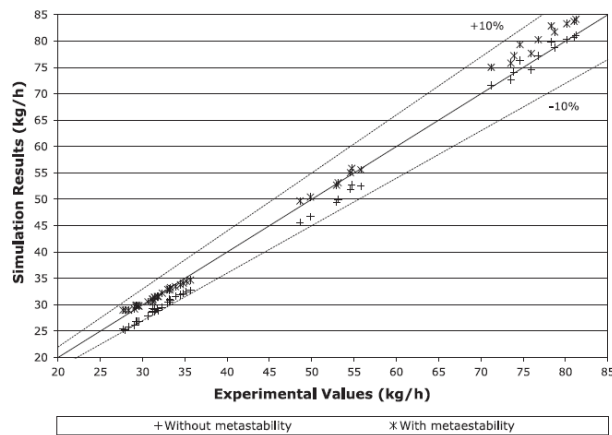
Şekil 1.32 Asano vd.'nin yaptıkları görselleme çalışmasında (a) buhar akışı, (b) sıvı akışı, (c) faz değişimi

Zhou ve Zhang [97] tarafından yapılan çalışmada, bobin haline getirilmiş kılcal boruda R22 soğutkanı ile deneysel olarak kütleli debi histerezisi araştırılmıştır. Sarmal kılcal borularda yapılan deneylerde belirlenen kütleli debinin, düz boruda yapılan ölçümlere göre daha saçınık olduğu gözlemlenmiştir.

Ölçülen verilerin sanılım bantları, ölçüm alınan noktalara önemli ölçüde bağlıdır. Aşırı soğutma giriş bandının artması, ölçüm yapılan noktaların farklı olsa bile ölçülen veri tutarlı olmaya yatkındır. Buna karşın, azalan aşırı soğutma bandı için, veri noktalarının daha dağınık olduğu gözlenir. Kılcal boru boyunca sıcaklık dağılımı ölçümü de, boru içindeki flaş noktasının yerinin değişiminden dolayı kütleli debi değerindeki saçınımı doğrulamaktadır.

Dahası, bobin çapı azaldıkça soğutkan daha erken kaynamaya başlamaktadır ve bu durum daha düşük kütleli debinin geçmesine sebep olmaktadır. Bobin şeklindeki kılcal borular için, santrifüj kuvvetinden dolayı oluşan ikincil akış etkisinin, kaynamaya başlama noktasının yerindeki belirsizliği arttırdığı ifade edilmiştir.

Fiorelli vd. [98] 2013 yılında yaptıkları deneysel çalışmada, 1.5 m uzunlukta ve 1.089, 1.381, 1.643 mm iç çapa sahip adyabatik kılcal borularla R410 soğutkanı için yarı kararlı bölge uzunluğunu ve iki faza geçiş için gerekli ilave kızgınlık derecesini belirlemişlerdir. Farklı çalışma parametreleri için yaptıkları deneylerden elde ettikleri sonuçlarla bir korelasyon oluşturmuşlar ve daha önce verilen modele dahil ederek çalışmayı tekrarlamışlardır. Yarı kararlı bölgenin de dahil edilmesiyle birlikte, simülasyondan elde edilen verilerle deneysel sonuçlar arasındaki farkın ve hata oranlarının azaltıldığı belirtilmiştir.



Şekil 1.33 Fiorelli vd.[98] çalışmasında yarı kararlı bölgenin göz ardı edildiği ve hesaba katıldığı durumda deneysel sonuçlarla simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması

Literatürde adyabatik kılcal borular için yapılmış olan deneysel ve görsel çalışma parametreleri Çizelge 1.11’de özetlenmiştir.

Çizelge 1.11 Adyabatik kılcal borularda yapılmış olan deneysel ve görsel çalışmalar

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	Bolstad and Jordon (1948)	R12	$d=0.66\text{--}1.397\text{ mm}$; $L=1.83, 3.66, 5.49\text{ m}$; $P_{\text{cond}}=827.4, 965.3, 1103.3\text{ kPa}$, $P_o=103.4\text{ kPa}$
	Cooper vd. (1957)	R22	$d=0.914, 2.54\text{ mm}$; $L=0.305\text{--}0.914\text{ m}$; $P_{\text{cond}}=1041.1, 1351.3, 1654.7, 1965\text{ kPa}$
	Mikol (1963)	R12, R22	$d=1.41\text{ mm}$; $L=1.83\text{ m}$; $P_{\text{cond}}=8.27, 9.65, 11.0\text{ bar}$; $P_o=1.034\text{ bar}$
	Koizumi ve Yokoyama (1980)	R22	Bakır Kılcal Boru: $d=1.5\text{ mm}$; $L=1.9\text{ m}$ Paslanmaz Çelik Kılcal Boru: $d=1.0\text{ mm}$; $L=0.38\text{ m}$
	R. Li, S. Lin, Z. Chen, Z. Chen(1990)	R12	$d=0.66\text{--}1.17\text{ mm}$; $L=1.5\text{ m}$; $G=2.5\text{--}4\text{ kg/m}^2\text{s}$; $\Delta T_{\text{sc}}=0\text{--}15\text{ }^\circ\text{C}$
	Kuehl ve Goldschmidt (1990)	R22	$d=1.07\text{--}1.63\text{ mm}$; $L=0.55, 1.56\text{ m}$; $P_{\text{cond}}=12.4\text{--}20.7\text{ bar}$; $\Delta T_{\text{sc}}=5.5\text{--}11.1\text{ }^\circ\text{C}$
Arçelik A.Ş.	E. Dirik, C. Inan, M. Y. Tanes(1994)	R134a	$d=0.66, 0.8\text{ mm}$; Adyabatik durum: $L=3500, 4500, 5500\text{ mm}$ Diyabatik durum : $L=5500, 6500\text{ mm}$; $L_{\text{hx}}=1700\text{ mm}$ (çıkıştan 400 mm öncesi); $d_s=5.6\text{ mm}$; $T_{\text{cond}}=43.3, 48.9, 54.4\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{sc}}=5\text{--}20\text{ }^\circ\text{C}$
	Bansal and Rupasinghe (1996)	R134a	$d=0.66\text{ mm}$; $\dot{m}=4\text{ kg/h}$; $T_{\text{cond}}=327.55\text{ K}$; $T_o=249.9\text{ K}$; $\Delta T_{\text{sc}}=5.5\text{ }^\circ\text{C}$
Embraco S.A.	Melo vd. (1999)	R12, R134a, R600a	$d=0.77\text{--}1.05\text{ mm}$; $L=1.993\text{--}3.02\text{ m}$; $P_{\text{cond}}=9\text{--}11\text{ bar}$; $\Delta T_{\text{sc}}=0\text{--}16\text{ }^\circ\text{C}$
Honeywell International Inc.	Motta vd. (2002)	R404a, R404a / Yağ (kütlesel oran: %5.6 – 6.9)	$d=0.8\text{ mm}$; $L=1.0\text{ m}$; $P_{\text{cond}}=1825\text{ kPa}$; $\Delta T_{\text{sc}}=6.2\text{--}21.5\text{ }^\circ\text{C}$

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	Fiorelli vd. (2002)	R407C, R410A	d=1.10,1.39,1.64 mm; L=1.0, 1.25, 1.5 m; Tk=34–43 °C, ΔT_{sc} =1.0–6.0 °C
Samsung Electronics Co.Ltd.	Kim vd. (2002)	R22, R407C, R410A	d=1.2–2.0 mm; D _c =40,120,200 mm; L=0.5–1.5 m; T _{cond} =40,45,50 °C; ΔT_{sc} =1.5,5,10 °C
	Choi vd. (2003)	R22, R290, R407C	d=0.96, 1.2, 1.36 mm; L=0.7, 1.0, 1.3 m; T _{cond} =38, 45, 52 °C; ΔT_{sc} =1.0–14.0 °C
	J. Choi, Y. Kim, H.Y. Kim (2003)	deneyler: R22, R290, R407C model: R12, R134a, R152a, R410A, R600a	L=700, 1000, 1300 mm; d=0.96, 1.21, 1.36 mm; T _{cond} = 38.0, 45.0, 52.0 °C Tevap=7 °C; ΔT_{sc} = 1.0, 4.0, 9.0, 14.0 °C
	Choi vd. (2004)	R12, R22, R134a, R152a, R407C, R410A	d=1.21 mm; L=1.5 m
	Jabaraj vd. (2006)	M20 (R407C/R600a/R290), R218	d=1.1176, 1.27, 1.397 mm; L=0.75–1.75 m; T _{cond} =37–52 °C; ΔT_{sc} =2.0–14.0 °C
	Z.Guobing, Z. Yufeng (2006)	R22	d=1.2, 1.5 mm; T _{cond} =54 °C; ΔT_{sc} =3-18 °C, d=0.5-2 mm; L= 0.5-4 m
	Zhou and Zhang (2006)	R22	d=1.0–2.2 mm; D=40–600 mm; L=0.5–2.0 m; P _{cond} =16.1–21.28 bar; ΔT_{sc} =5,10,15 °C
	Zhou and Zhang (2006)	R22	d=1.0–2.2 mm; D _c =40–600 mm; L=0.5–2.0 m; P _{cond} =16.1–21.28 bar; ΔT_{sc} =5,10,15 °C
	A.A.S. Huerta, F.A.S. Fiorelli, M. Silveas (2007)	R134a, R600a (saf, yağlı)	d=0.69-0.82 mm; T _{cond} =40-50 °C; ΔT_{sc} =3-12 °C; Yağ Kons.= %0, %1, %3
Eminent Air Co. Ltd.	P.Sarntichartsak, V.Monyakul, S. Thepa (2007)	R22, R407C	d=1.1 mm; L=0.711, 0.813, 0.914, 1.016 m

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	Park vd. (2007)	R22	d=1.2, 1.5 mm; L=1.0 m; $D_c=40, 60, 80$ mm; $T_{cond}=40.5, 47.5, 54.5$ °C; $\Delta T_{sc}=3.5, 6.5, 11.5$ °C
	M.K. Khan, R. Kumar, P.K. Sahoo (2008)	R134a	d=1.12, 1.40, 1.63 mm; L= 6.4–2.4 m; e/d =0.0063, 0.0044, 0.0022 mm; $\Delta T_{sc}= 0-20$ °C; $P_i= 740$ kPa
CERN	V.Vinš, V.Vacek (2009)	R218, C3F8	d=0.474-0.987 mm; L=0.44-5.95 m; $P_i=7.1- 13.5$ bar
Embraco S.A	D. L. da Silva, C.J.L. Hermes, C.Melo, J.M. Gonçalves, G. C.Weber (2009)	CO ₂	$P_{evap}=8.0-11.5$ MPa; $T_{evap}=-28.1$ ile - 45.6 °C; L=2-4 m; d=0.55-0.83 mm; $\dot{m}=4.5-24$ kg/h
CERN	V. Vacek · V. Vinš (2009)	R116, R218, R610	d=0.95mm; L=5.95, 3.93, 2.38 m
	A.A.S. Huerta, F.A.S. Fiorelli, M. Silveas (2009)	R134a (yağlı/yağsız)	d=0.69,0.82 mm; $T_{cond}=40-50$ °C, $\Delta T_{sc}=3-12$ °C; Yağ Kons : %0-%1-%3
	M.K. Mittal, R. Kumar, A. Gupta (2010)	R407C	d=1.02, 1.27, 1.52 mm; L=1.0, 1.5, 2.0 m; $D_c=60, 100, 140$ mm, düz; $\Delta T_{sc}=3-12$ K; $P_i=1470, 1640, 1860$ kPa
	G.Zhou, Y. Zhang (2010)	R22, R290	d=1-1.6 mm; L=0.5-2 m; $D_c=40, 80, 120$ mm
	H. Asano, H.Murakawa, N.Takenaka, K.Takiguchi, (2011)	R134a	d=1.5 mm; $P_i= 1.09$ MPa; $\Delta T_{sc}=12.8 - 24.2$ K (Nötron Radyografisi ile görselleme)
	G. Zhou, Y. Zhang (2012)	R22	d=1-2.2 mm; L=0.5-2 m; $D_c=40, 80, 120$ mm; $T_{cond}=42-56$ °C; $\Delta T_{sc}=5-15$ °C
	F.A.S. Fiorelli, C.A.S. Silva, A.A.S. Huerta (2013)	R410a	d= 1.089, 1.381, 1.643 mm; L= 1500 mm; $T_{cond}=45C-55$ °C $\Delta T_{sc}=4$ C-10 °C

1.1.2.2 Diyatetik Kılcal Borularda Deneysel Çalışmalar

Chen ve Lin [99], 2001 yılında diyatetik kılcal borularda iki fazlı akışa geçiş için gerekli olan kızgınlık miktarının (underpressure of vaporization) belirlenmesine yönelik deneyel çalışma yürütmüşlerdir.

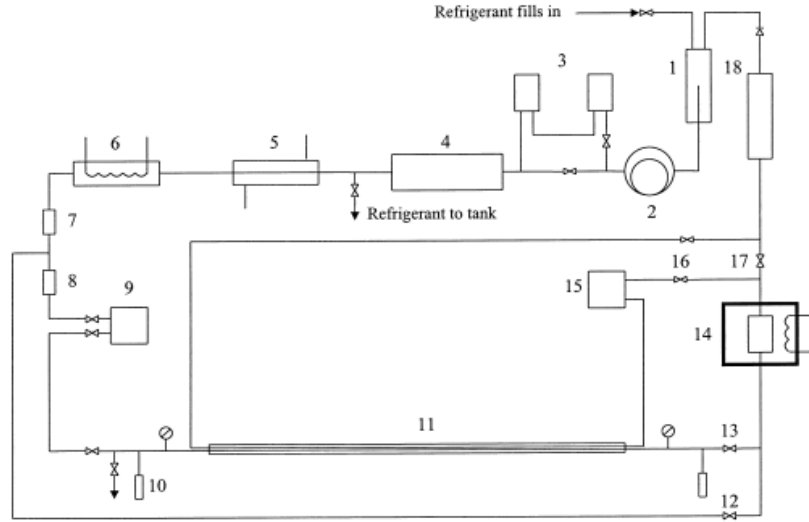
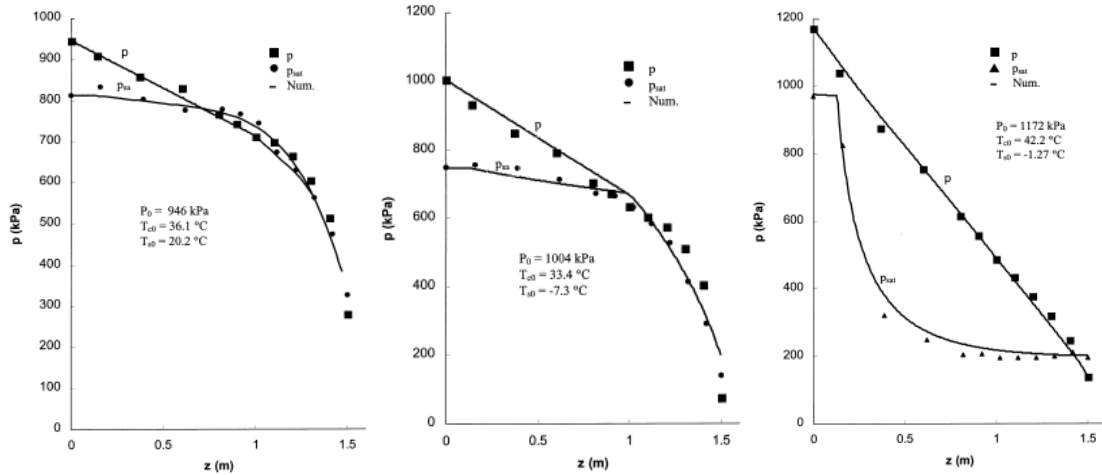


Fig. 1. Schematic diagram of the test loop: 1. Receiver; 2. Rotary compressor; 3. Oil separators; 4. Condenser; 5. Subcooler; 6. Electrical heater; 7. Filter; 8. Vapor-liquid separator; 9. Flow rate meter; 10. Thermocouple; 11. Test section; 12. Hand expansion valve; 13. Hand valve; 14. Evaporator; 15. Flow rate meter; 16,17. Hand valve; 18. Connector.

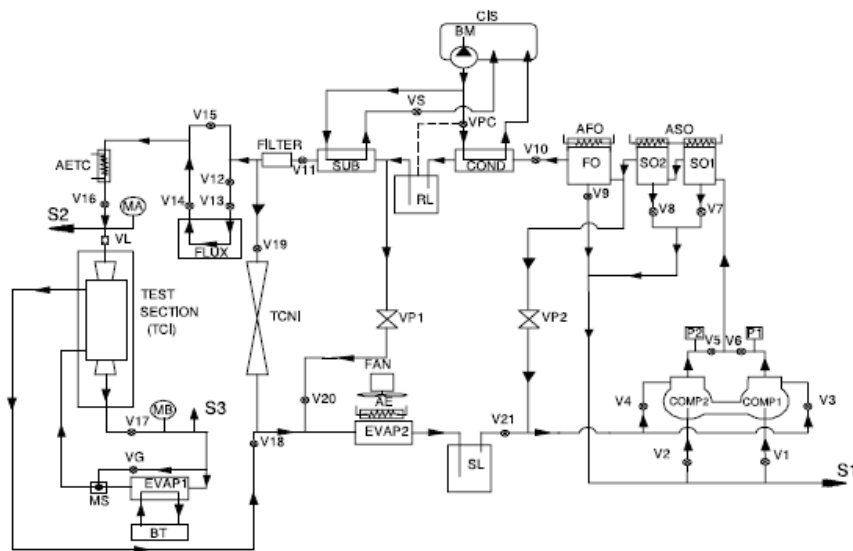
Şekil 1.34 Chen ve Lin 'in kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [99]



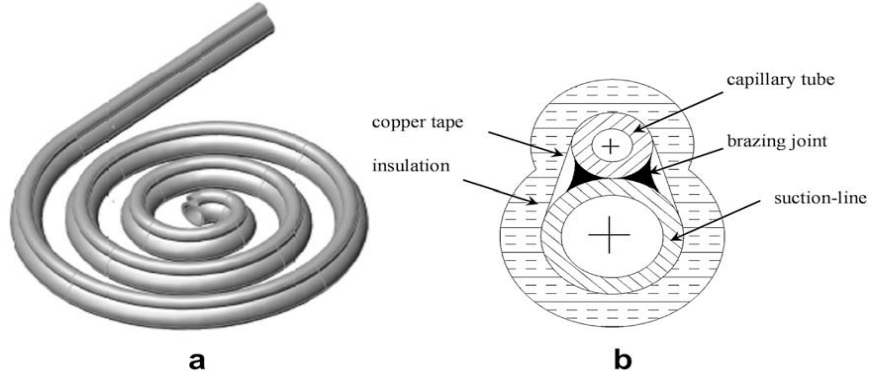
Şekil 1.35 Diyatetik kılcal boruda üç farklı ısı transferi için basınç düşümünün kılcal boru boyunca değişimi (a) yarı kararlı akış var, (b) yarı kararlı akış için kritik şartı, (c) yarı kararlı akış yok

Soğutkan olarak R134a kullanılan çalışmada, kompresör dönüş hattı ile kılcal boru arasındaki ısı transferinin zayıf olduğu şartlarda yarı kararlı (metastable) akışın görüldüğü belirtilmiştir.

Melo vd.'nin [100] 2002 yılında yaptıkları çalışmada eş merkezli diyabatik kılcal boruda R600a soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, kılcal boru içerisindeki soğutucu akışkanın kütsel debisini ve emiş hattı çıkış sıcaklığını bulmak için ampirik bağıntılar çıkartılmıştır. Daha önceki diyabatik kılcal borular için yapılan çalışmalardan farklı olarak 1 m ve 2,2 m olmak üzere iki farklı boru uzunluğu ve 6,3 mm ve 7,68 mm çapında iki farklı boru çapında deneyler gerçekleştirilmiştir. Borular eş merkezli olduklarından dolayı kılcal boru boyunca meydana gelen sıcaklık ve basınç değişimleri ölçülememiştir.



Khan vd. [101] 2009 yılında yaptığı çalışmada, R134a soğutucu akışkanının yan yana düzenleme şekline sahip bir diyabatik spiral kılcal boruda, boru şeklinin akışa olan etkisi incelemiştir. Çalışma, yine kendilerinin yapmış oldukları bir diğer çalışma [90] için kurulan deney düzeneği kullanılarak yapılmıştır.

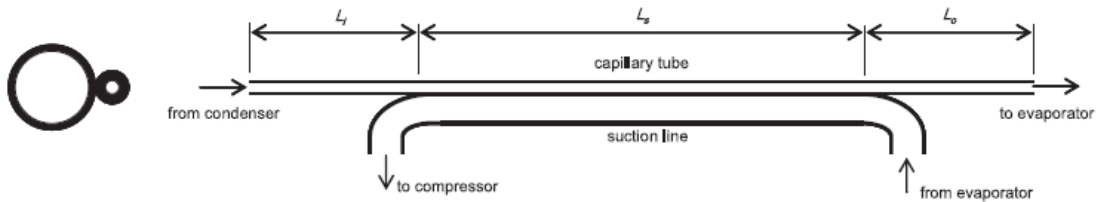


Şekil 1.37 Diyabatik spiral kılcal boru deney ve kesit görünümü

Çalışma sonuçları adyabatik spiral kılcal boru ile karşılaştırılmış, diyabatik kılcal borulardaki soğutucu akışkan davranışlarının adyabatik kılcal borulardakine göre oldukça farklı olduğu gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda spiral kılcal borular için genelleştirilmiş ampirik kütleli debi bağıntılar geliştirilmiştir.

Da Silva vd.'nin [102] yaptıkları çalışmada, yan yana düzenlenmiş diyabatik kılcal borulu ısı değiştiricisinde CO_2 'in akışı, teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada, çalışma koşullarının (kılcal boru giriş ve çıkış basıncı) ve boru geometrisinin (ısı değiştiricinin uzunluğu ve yerleşimi, emme hattı çapı ve kılcal boru uzunluğu) ısı akıya ve kütleli debiye olan etkileri bu amaçla tasarlanan deney düzeneğinde incelenmiştir. Bu kapsamda, ısı akının 1 ile 11 kW/m^2 arasında ve kütleli debinin 12 ile 26 kg/h arasında tarandığı toplam 75 deney yapılmıştır. Ayrıca, Hermes vd. [69] 'nın modeli, CO_2 için uygulanabilir hale getirilmiştir. Bu model, deneysel verilerle kontrol edilmiş ve büyük oranda uyum gösterdiği ifade edilmiştir.

Deneysel verilerle model kullanılarak hesaplanan kütleli debilerin, $\%5$ ile $\%10$ hata sınırlarında $\%85$ ile $\%98$ oranında eşleştiği söylenmiştir.



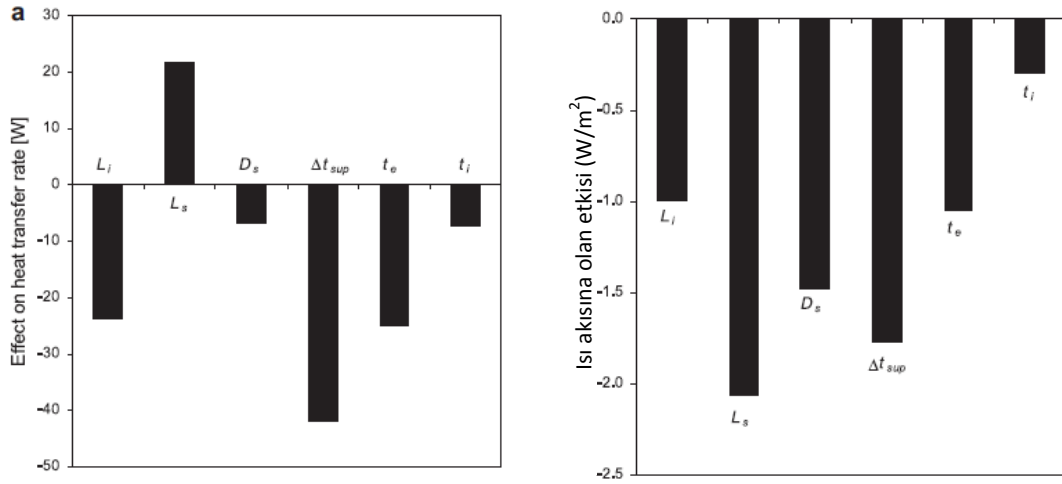
Şekil 1.38 Diyabatik kılcal borunun şematik şekli [102]

[illegible]

Kılcal boru, Şekil 1.40’te gösterildiği gibi içerisinde polistiren blokların bulunduğu açılabilir tahta bir kutu içerine konularak ısı yalıtımı sağlanmıştır.

49

Buna ilave olarak, ısı transfer hızı, ısı değıştircisinin uzunluğu ile artarken emme hattı çapının artışı ile azalmaktadır. Isı akısına bakıldığında ise durum tam tersi bir sonuç vermektedir. Isı değıştircisi boyunun ve emme hattı çapının birlikte artması durumunda, ısı akısı, azalma eğilimi göstermektedir.



Şekil 1.41 Da Silva vd.'nin çalışmalarının sonuç grafikleri [102]

Aşırı kızdırma ve buharlaşma sıcaklığının artışı, logaritmik sıcaklık farkını azalttığından dolayı ısı transfer hızını ve ısı akısını azaltmaktadır. Kılcal boru giriş sıcaklığı ise küçük bir etkiye sebep olmaktadır.

Isı değıştirci uzunluğunun etkisi de bu çalışma kapsamında incelenmiş olup, 0.5 m ile 3 m arasında 0.5 m adımlarla değıştirilen ısı değıştirci uzunluğunun kütleli debiye ve ısı transfer hızına etkisinin asimptotik olarak değıştiği ifade edilmiştir. Adyabatik durumla karşılaştırıldığında, kütleli debideki değışim sadece %8 civarı iken, ısı transfer hızı ve ısı akısında önemli değışim görülmüştür.

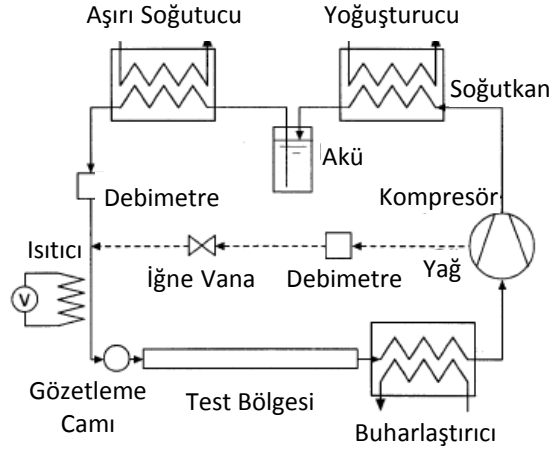
Literatürde diyabatik kılcal borular için yapılmış olan deneysel ve görsel çalışmalara ait parametreler izelge 1.12'de özetlenmiştir.

Çizelge 1.12 Diyabatik kılcal borularda yapılmış olan deneysel ve görsel çalışmalar

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	Staeblar (1948)	R12, R22	$d=0.787\text{--}1.397\text{ mm}$; $T_o=28.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $1.1\text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{cond}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $42.2\text{ }^{\circ}\text{C}$
	Bolstad ve Jordan (1949)	R12	$d=0.66\text{--}1.397\text{ mm}$; $L=1.83, 3.66, 5.49\text{ m}$; $P_{\text{cond}}=827.4, 965.3, 1103.3\text{ kPa}$; $P_o=103.4\text{ kPa}$
	Pate ve Tree (1984)	R12	$d=0.71\text{ mm}$; $d_s=6.35\text{ mm}$; $L_{\text{hx}}=2.086\text{ m}$; $L=2.953\text{ m}$
Bombardier Inc.	D. Chen, S. Lin (2001)	R134a	$T_i=28.2\text{--}41.1\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P_i=9.13\text{--}13.4\text{ bar}$; $\Delta T_{\text{sc}}=1.83\text{--}16.8\text{ }^{\circ}\text{C}$; $G=2550\text{--}5800\text{ kg/m}^2\text{s}$
	Melo vd. (2002)	R600a	$d=0.553, 0.766\text{ mm}$; $d_s=6.35\text{ mm}$; $L_{\text{hx}}=1.0, 2.2\text{ m}$; $L=3.0, 4.0\text{ m}$; $P_{\text{cond}}=5.0, 6.5\text{ bar}$; $P_o=0.58\text{--}0.9\text{ bar}$
Embraco S.A	C.Melo, L.A.T. Vieira, R.H. Pereira (2002)	R600a	$L=3, 4\text{ m}$; $d=0.553, 0.766\text{ mm}$, $P_i=5.01\text{--}6.53\text{ bar}$, $\Delta T_{\text{sc}}=5\text{--}10\text{ }^{\circ}\text{C}$
Bombardier Inc.	D.Chen, S.Lin (2005)	R134a	
	Khan vd. (2007)	R134a	$d=1.07\text{ mm}$; $\dot{m}=8.28\text{ kg/h}$; $D_c=40, 60, 80\text{ mm}$; $T_{\text{cond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{\text{sc}}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$
Embraco S.A	D. L. da Silva, A.F. Ronzoni, C.Melo, C.J.L. Hermes (2011)	CO ₂	$d=0.83\text{ mm}$, $L=2\text{--}4\text{ m}$, $d_s=4.76, 6.35\text{ mm}$; $L_{\text{hx}}=0.5\text{--}3\text{ m}$; $P_i=8\text{--}12\text{ MPa}$

1.1.3 Diğer Çalışmalar

Fukuta vd.'nin [103] 2003'te yaptıkları çalışma kapsamında, soğutkanın yağ ile karışmasının kılcal borudaki akışa olan etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler hem soğutkanın yağ içinde çözünmediği hem de çözünmediği durumlar için ayrı ayrı incelenmiştir. Her iki durumda da, kılcal boruda kütleli debi, boru boyunca sıcaklık ve basınç dağılımı, farklı çalışma şartları için ölçülmüştür. Deneylerde R22 ve R134a soğutkanları ile mineral yağlar kullanılmıştır.



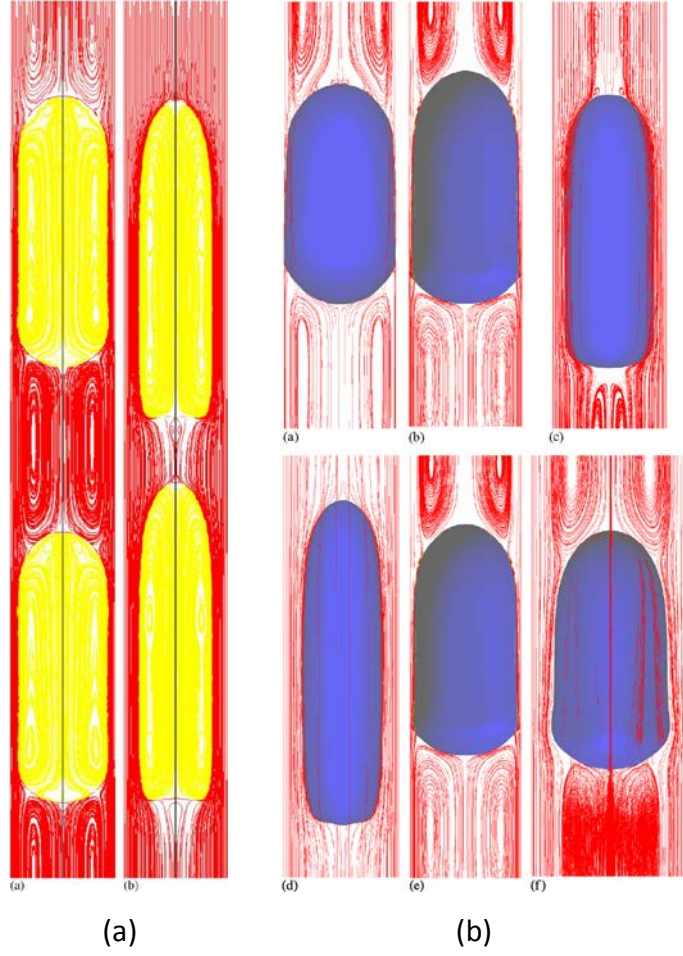
Şekil 1.42 Fukuta vd.'nin kullandığı deney düzeneğinin şematik resmi [103]

Soğutkanla yağın çözündüğü durumda, yağ konsantrasyonunun artmasıyla, (sıvı viskozitesinin çözünmeden dolayı artması sebebiyle) kütleli debinin azaldığı görülmüştür. Çözünmediği durumda da, yağ damlacıklarının çok küçük olması sebebiyle soğutkan ile homojen olarak karıştığı ve kılcal boru boyunca kütleli debinin azaldığı görülmüştür. Yağ konsantrasyonun, her iki durumda da buharlaşma başlangıcını etkilemediği söylenmektedir. Soğutkanın yağ ile karıştırıldığı durumda, iki fazlı kararsız bölge uzunluğunun, yağın ısı kapasitesinin etkisinden dolayı uzadığı ifade edilmektedir.

Hetsroni vd. [104], akışkan olarak suyun kullanıldığı, 1 mm içi çaplı, ısıtılabilen kılcal boru içerisinde tek faz sıvı, iki faz ve tek faz buharın incelendiği ve kızılötesi (infrared) görüntüleme tekniği ile farklı akış şartlarında ısıtılan kılcal boru yüzeyinde sıcaklığı dağılımının belirlendiği bir çalışma yapmışlardır.

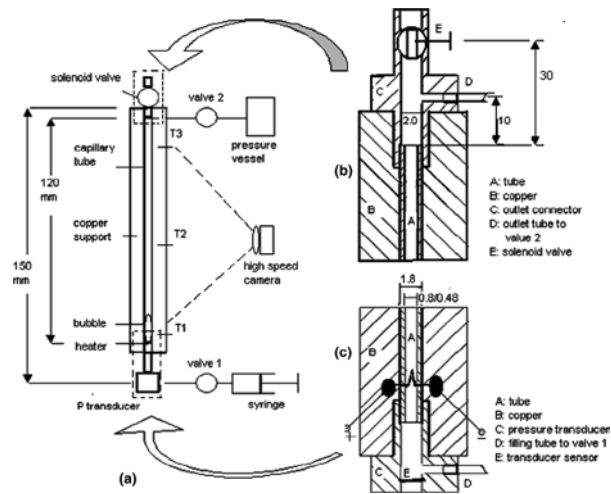
Deodhar vd. [105] 2006 yılında yaptığı çalışmada, R134a soğutucu akışkanın helisel kılcal boru içerisindeki akışı ile düz kılcal borudaki akışını karşılaştırmış ve sonucunda kütleli debinin düz kılcal boruda daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Taha ve Cui [106], kare şeklindeki mikro kanallarda, slug tipi akış şartında boru sınırlarıyla merkezi akış alanı arasında kalan çok ince sıvı filmi içerisinde oluşan ikincil akımlardan dolayı yüksek ısı ve kütle transferi sağladığının belirlenmesine yönelik CFD çalışması yapmışlardır. Yapılan sayısal çalışmada, bir ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği paketi olan FLUENT içerisinde, VOF (Volume of Fluid) metodu dahil ederek analizler gerçekleştirmişlerdir. Dairesel borularda mermi (slug) akış tipi şartı için karşılaştırmaya yer verilmiştir (Şekil 1.43).



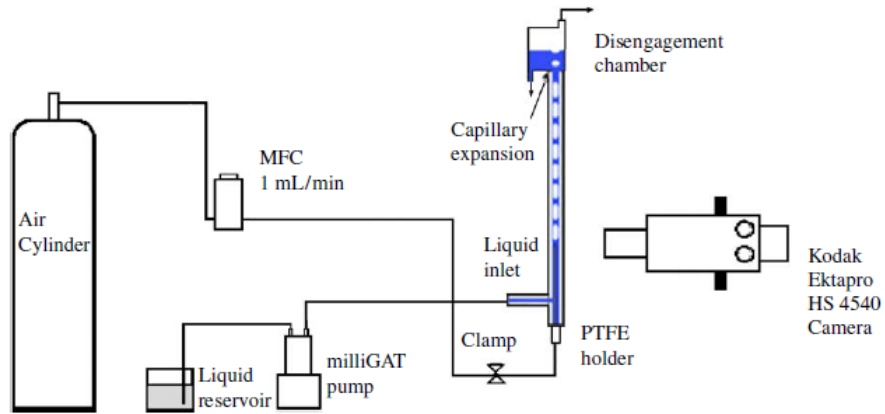
Şekil 1.43 Taha ve Cui (2006)'nın yaptıkları çalışmada farklı Ca sayıları için (a) dairesel borularda, (b) kare kesitli mikro kanallardaki akış hız alanları [106]

Kenning vd. [107], bir ucu kapalı, diğer ucu ise atmosfere açık kılcal boru ile su kullanarak kabarcık büyümesini inceledikleri deneysel bir çalışma yapmışlardır.



Şekil 1.44 Kenning vd.'nin yaptıkları çalışmada kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [107]

Salman vd. [108], Taylor kabarcıklarının oluşumu ve kabarcık uzunluklarını belirlemeye yönelik 1 mm iç çaplı dikey boru içerisinde hava-su ve hava-oktan karışımları kullanarak deneysel bir çalışma yapmışlardır. Kullandıkları deney düzeneğinde, kılcal boru ile eş merkezli olarak şekilde 0.11 mm ve 0.34 mm iç çaplı lüleler yerleştirilmiş ve hassas debi ölçer ile sıvı içerisine hava enjekte ederek kabarcık oluşumunu modellemişlerdir (Şekil 1.45). Çalışmalar sırasında, kabarcık oluşumunun görsellenmesi için hızlı kamera kullanılmıştır.



Şekil 1.45 Salman vd.'nin kullandığı deney düzeneğinin şematik resmi [108]

Khan vd. [109] 2009 yılında oldukça kapsamlı literatür araştırmasının sonuçlarını bir araya getiren bir çalışma yapmışlardır. Adyabatik düz, diyabatik düz, helisel ve yarı kararlı bölgenin de göz önüne alındığı çalışmalar olmak üzere 4 farklı bölümde incelenen yayınlardan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir. Farklı kategoriler altında, deneysel ve sayısal çalışmalar kronolojik sıra ile verilmiştir. Çalışmalar 1950 ile 2007 tarihleri aralığındadır.

- 1- Kılcal borular içerisindeki iki fazlı akış için, iki faza geçiş için gerekli olan kızgın miktarına ve dolayısıyla yarı kararlı bölge uzunluğunun belirlenmesine ilişkin literatürde yalnızca Chen vd.'nin [75] yaptığı çalışma bulunmaktadır.
- 2- Helisel kılcal borular için yapılan tüm çalışmalar, yalnızca R22 ve türevleri için yapılmış olup, R134a gibi diğer çevreyle dost alternatif soğutkanların helisel kılcal borulardaki performansına ilişkin bir çalışmaya rastlanmamıştır.

- 3- Bununla birlikte, helisel kılcal borular için yapılan çalışmalarda parametre olarak yalnızca helis çapı ele alınmış olup, helis açısı vb. diğer sarım parametreleri göz ardı edilmiştir.
- 4- Diyabatik kılcal borular için yapılan çalışmalar yetersiz olup özellikle yeni çevreye duyarlı soğutkanlar için yeni çalışmalar yapılmasına ihtiyaç bulunmaktadır.

Celata vd. [110], 0.03 mm - 0.5 mm arasındaki farklı çaplı ve farklı pürüzlülük değerlerine sahip kılcal borular ile azot gazı kullanarak yaptıkları çalışmada iki farklı laboratuvarda yapılan deneylerde elde edilen sonuçları değerlendirmişlerdir. Çalışmanın ikinci aşamasında ise, geniş çevrelerce bilinen ve kullanılan Blasius ve Colebrook denklemlerinin doğrulamasını yapmışlardır.

Chen vd. [111], Taylor kabarcıklarının zamana bağlı olarak oluşumu ve büyümesiyle ilgili olarak kararsız, sıkıştırılmaz akış için Navier-Stokes denklemlerini kullanarak sayısal simülasyon yapmışlardır ve kabarcık büyüklüğü, kabarcık şekli, film kalınlığı, kayma hızı, basınç düşümü gibi parametrelerin literatürdeki verilerle uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir. Çalışmalarında, kabarcık yapısının büyük ölçüde gaz ve sıvının superficial hızlarına bağlı olmasına rağmen, aynı sıvı ve gaz hızlarında kabarcığı oluşturan lüle kesitinin kabarcık yapısında ve basınç düşümünde büyük değişiklik yaratabildiğini belirtmişlerdir.

Revellin ve Haberschill [112], pürüzsüz borular için literatürde bulunan ve sıkça kullanılan beş farklı korelasyonla, 485 noktadan oluşan deneysel veri setinden elde edilen verilerin karşılaştırmasını yapmışlardır. The Friedel (1979), Grönnerud (1979), Müller-Steinhagen ve Heck (1986), Jung ve Radermacher (1989), Moreno Quibén ve Thome (2007)'ın oluşturdukları korelasyonla yapılan karşılaştırmalar sonucunda Moreno Quibén ve Thome (2007) ve Grönnerud (1979)'un verdikleri korelasyonların en iyi sonuçları verdiği söylenmektedir.

Ghajar vd. [113], akışkan olarak su kullanarak yaptıkları çalışmada, 0.337-2.083 mm arasındaki çaplarda kılcal borular kullanarak tek fazlı bölgede laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş bölgesinin belirlenmesine yönelik deneyler yapmışlardır.

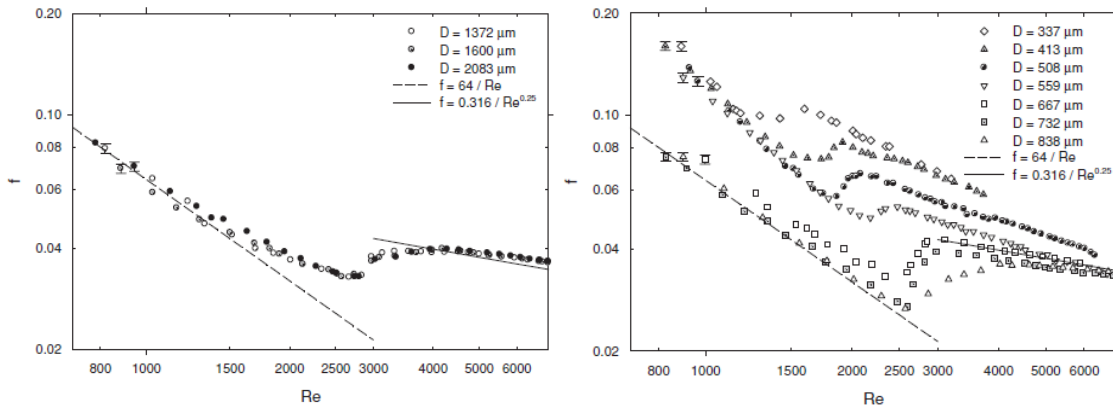
Deneylerden elde edilen önemli sonuçlarda birisi, böyle bir çalışmada basınç düşümü ölçümü içi kullanılan sensörün hassasiyetinin ve doğruluğunun büyük önem taşımasıdır. Farklı hassasiyette diyaframlar takılabilen özel bir basınç transduceri (Validyne DP 15) kullanılarak yapılan ölçümlerde, hata oranının %31'e kadar çıkabildiği ifade edilmiştir.

Laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş bölgesinin kılcal boru çapından etkilendiği söylenen çalışmada, boru çapının azalmasıyla birlikte hem akış tipi değişiminin değeri küçülmektedir hem de geçişin görüldüğü Re sayısı aralığı daralmaktadır. Bu durum Çizelge 1.13'de özetlemiştir.

Çizelge 1.13 Boru çapı ile akış tipi değişimini özetleyen tablo [113]

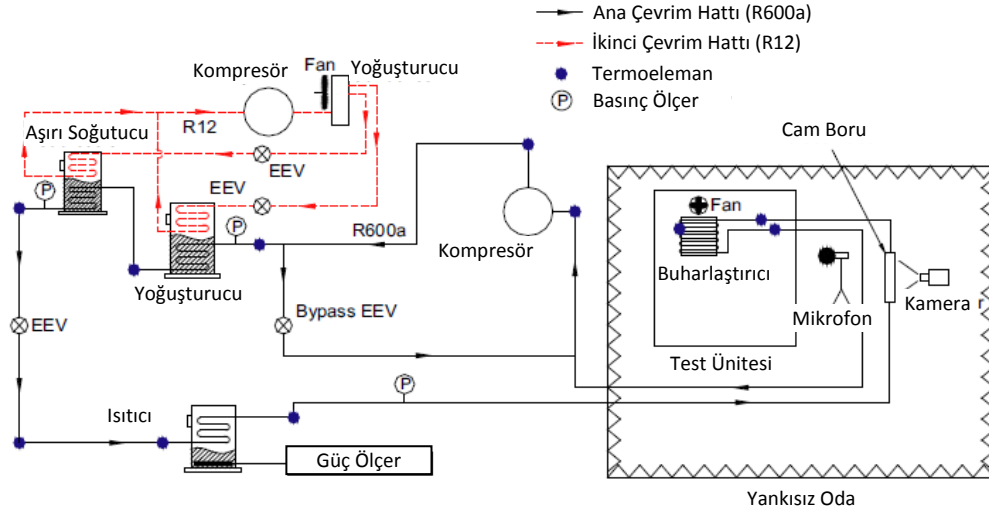
Tube ID (μm)	Transition range	Tube ID (μm)	Transition Range
2083	$1,500 < Re < 4,000$	732	$2,200 < Re < 3,000$
1600	$1,700 < Re < 4,000$	667	$2,200 < Re < 3,000$
1372	$1,900 < Re < 4,000$	559	$1,900 < Re < 2,500$
1067	$2,000 < Re < 4,000$	508	$1,700 < Re < 2,100$
991	$2,000 < Re < 4,000$	413	$1,500 < Re < 1,900$
838	$2,200 < Re < 4,000$	337	$1,300 < Re < 1,700$

Ayrıca çalışmada, sürtünme katsayısının kılcal boru çapı değişimiyle, boru çapının 1.372– 2.083 mm aralığında olduğu deneylerde önemli şekilde etkilenmediği fakat boru çapının 0.337 -1.372 mm olduğu aralıkta fark edilir bir değişim gösterdiği ifade edilmektedir. (Şekil 1.46)



Şekil 1.46 Boru çapı ile sürtünme faktörü değişimi [113]

Han vd. [114], buharlaştırıcı giriş borusundaki akış karakteristiğinin akışkan kaynaklı gürültü oluşumuna yönelik etkisinin belirlenmesine yönelik R600a soğutkanı ile deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir.



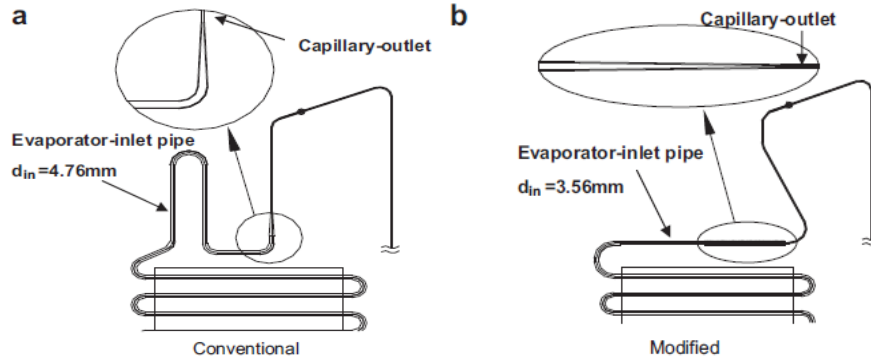
Şekil 1.47 Han vd.'nin kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [114]

Hızlı kamera ile görselleme yapılarak elde edilen farklı akım tipleri görüntüleri ile Hewitt, Taitel-Dukler ve Oshinowo-Charles'ın oluşturdukları akış haritaları karşılaştırılmıştır.

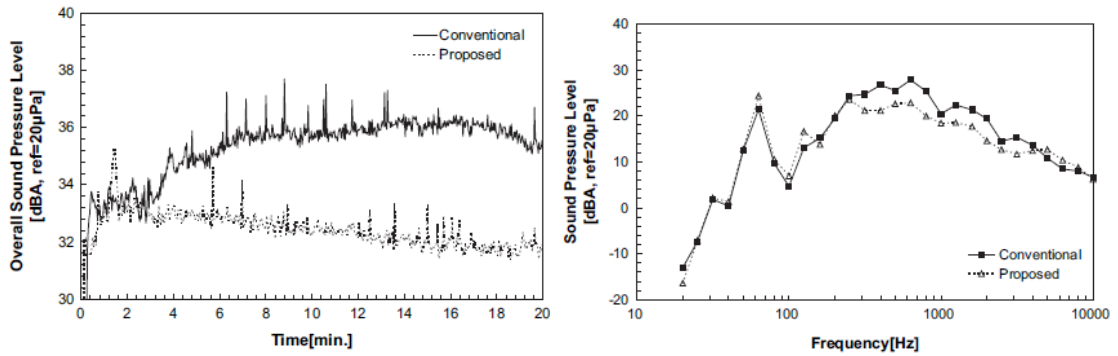
Çizelge 1.14 Han vd.'nin yaptıkları deneylerden elde ettikleri verilerle farklı akış haritalarına göre belirledikleri akım tipleri [114]

Çalışma Zamanı (dk)			4	8	12	20	30	60	100
Sıcaklık (°C)			-10.3	-11.3	-12.5	-14.6	-16.4	-19.5	-28.7
Basınç (Mpa)			0.1066	0.1026	0.0978	0.0899	0.0835	0.0736	0.0490
Kuruluk Derecesi			0.28	0.31	0.33	0.34	0.36	0.38	0.41
		Akış Haritası	Tahmin edilen Akım Tipi						
Boru iç Çapı (mm)	5.6	Hewitt	Ç	Ç	Ç	Ç	Ç	Ç	Ç
		Oshinowo-Charles	Ç	Ç	Ç	Ç	Ç	H	H
		Taitel-Dukler	M/Ç	M/Ç	M/Ç	M/Ç	M/Ç	M/Ç	H
	4.35	Hewitt	Ç	Ç	Ç	Ç	Ç	Ç	H
		Oshinowo-Charles	Ç	H	H	H	H	H	H
		Taitel-Dukler	M/Ç	H	H	H	H	H	H
	3.56	Hewitt	H	H	H	H	H	H	H
		Oshinowo-Charles	H	H	H	H	H	H	H
		Taitel-Dukler	H	H	H	H	H	H	H
Ç : Çalkantılı (Churn); M : Mermi (Slug); H: Halkasal (Annular)									

Elde edilen deneysel verilerin ışığında, kesikli akış oluşturmayacak şekilde buharlaştırıcı giriş borusunun şekli ve yapısı değiştirilmiş (Şekil 1.48) ve bu sayede buzdolabı ses seviyesinin 315 Hz ile 3.15 kHz frekans aralığında, 2-5 dB düşürülebileceği ifade edilmiştir (Şekil 1.49).



Şekil 1.48 Han vd.'nin yaptıkları deneylerden elde ettikleri verilerle ses seviyesinin azaltılmasına yönelik tasarım değişikliği: (a) orijinal buharlaştırıcı giriş borusu , (b) önerilen buharlaştırıcı giriş borusu [114]

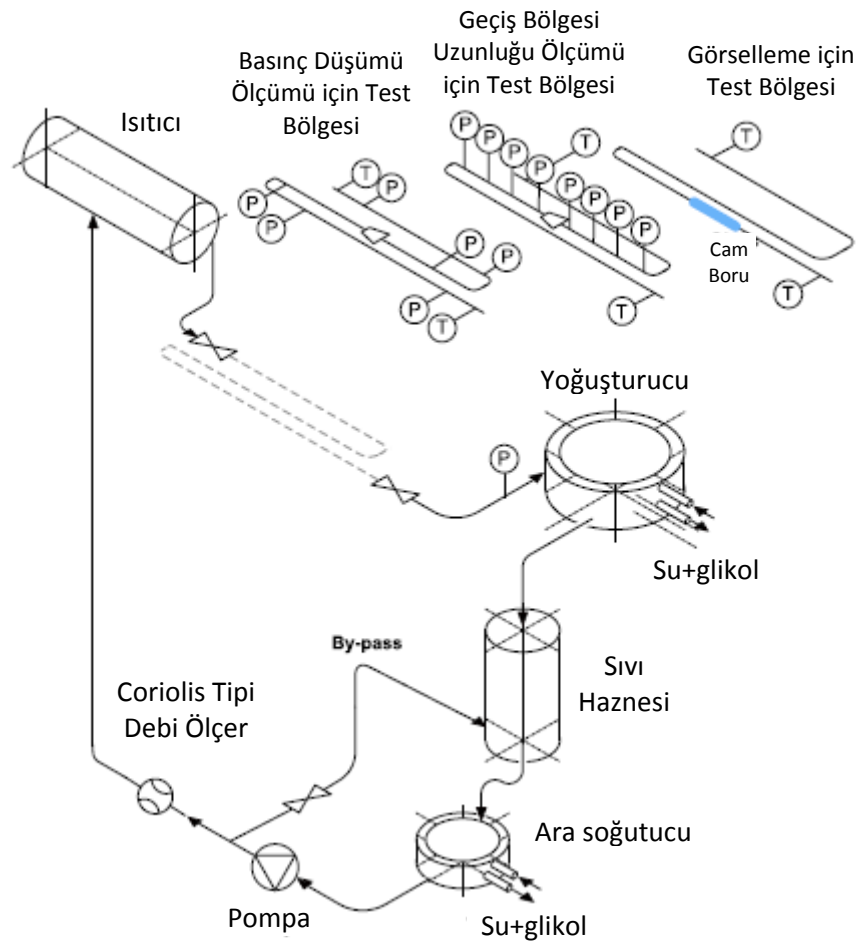


Şekil 1.49 Han vd.'nin yaptıkları ses seviyesinin azaltılmasına yönelik orijinal ve önerilen buharlaştırıcı giriş borusu için yapılan ses ölçümleri (a) ses basıncı seviyesinin zamanla değişimi, (b) ses basıncı düzeyine karşılık frekans grafiği [114]

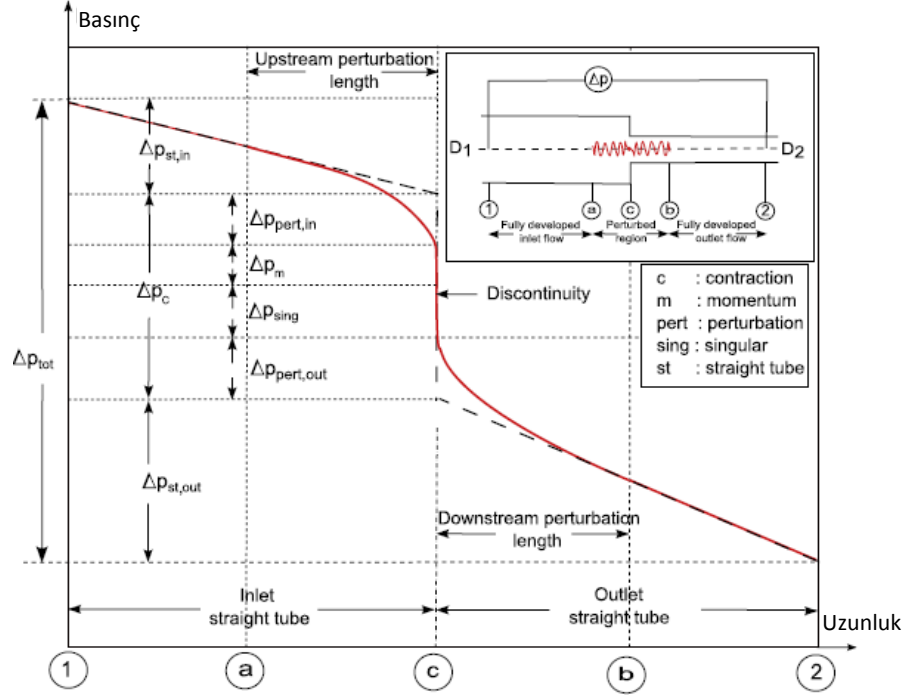
Barlak vd. [115], Ghajar vd.'nin [113] yaptıkları çalışmaya benzer şekilde 0.200-0.589 mm iç çaplı paslanmaz çelik borularda, su ile basınç düşümünü ve sürtünme faktörünü belirlemeye yönelik bir çalışma yapmışlardır. Deneyler sonucunda elde edilen sonuçların, laminar bölgede boru pürüzlülüğünden bağımsız olarak $(64/Re)$ ile ve türbülanslı akım tipi için, literatürde en çok kullanılan Colebrook ve Blasius tarafından önerilen ifadelerle uyumlu olduğu belirtilmiştir. Laminar akım tipinden türbülanslı akım tipine geçişin ise $Re=2000 - 2500$ arasında gerçekleştiği söylenmektedir.

Raut ve Wankhede, [116] soğutucu ve dondurucularda kılcal boru seçimine yönelik literatürde mevcut olan yayınların değerlendirildiği bir çalışma yapmışlardır.

Padilla vd. [117], soğutkan olarak R134a, R1234yf ve R410A'nın kullanıldığı deneysel çalışmada 10 mm uzunluklu cam boru kullanarak ani daralma bölgesindeki basınç düşümü değerlerini, tam gelişmemiş akış uzunluklarını ve bu bölgelerin basınç düşümüne olan etkilerini belirlemiş, kesit değişiminin olduğu bölgedeki akışı eş zamanlı olarak önden ve üstten olmak üzere hızlı kamera ile görselleştirmişlerdir.

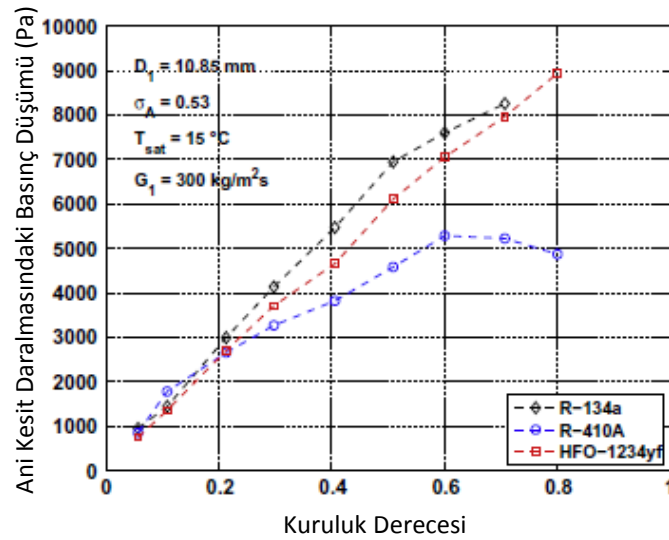


Şekil 1.50 Padilla vd.'nin yaptıkları çalışmada kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [117]

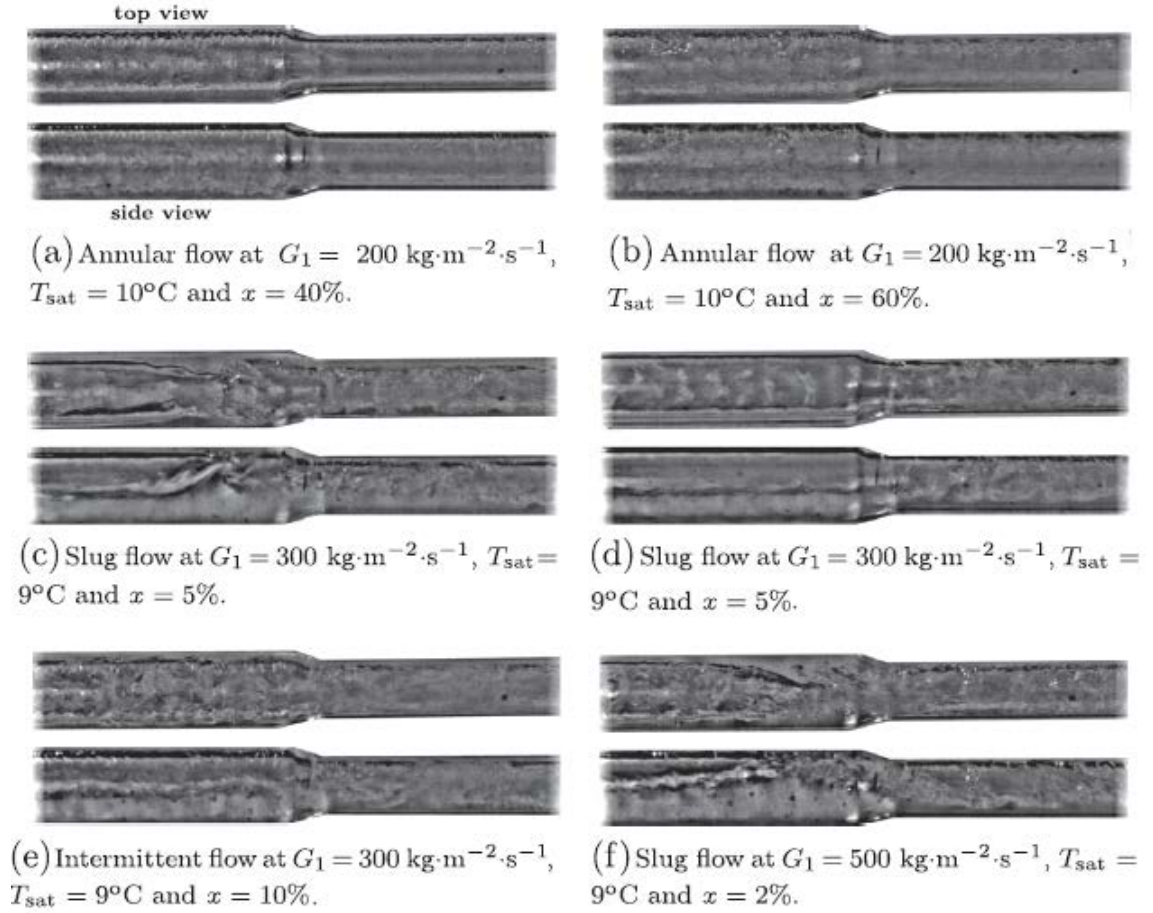


Şekil 1.51 Ani kesit değişimi sırasındaki basınç profili [117]

Deneylerden elde edilen basınç düşümü değerleri, literatürde bulunan altı farklı tahmin metoduyla karşılaştırarak en iyi sonuç veren metodun, sonuçların %54'ünün $\pm\% 30$ hata bandı içerisinde kaldığı Abdell vd. tarafından verildiği ifade edilmiştir. Mevcut deney seti kullanılarak, çalışma kapsamında oluşturulan yeni metod ise deneysel sonuçların %95'inin $\pm\% 30$ hata bandı içerisinde tahmin edebilmektedir (Şekil 1.52).

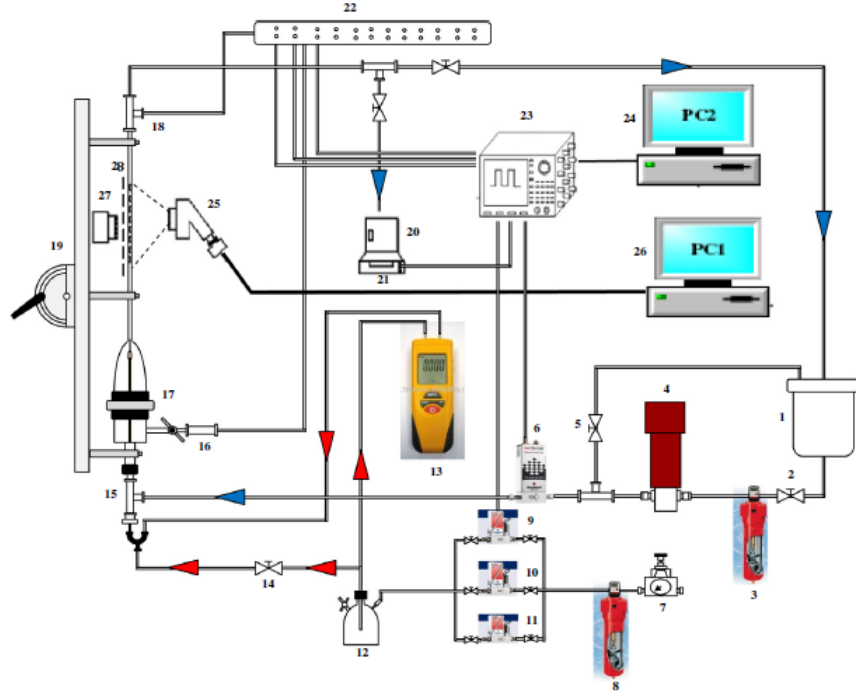


Şekil 1.52 Padilla vd.'nin yaptıkları çalışmada farklı soğutkanlar ve farklı kuruluk dereceleri için ani kesit değişiminin olduğu bölgedeki basınç düşümü [117]



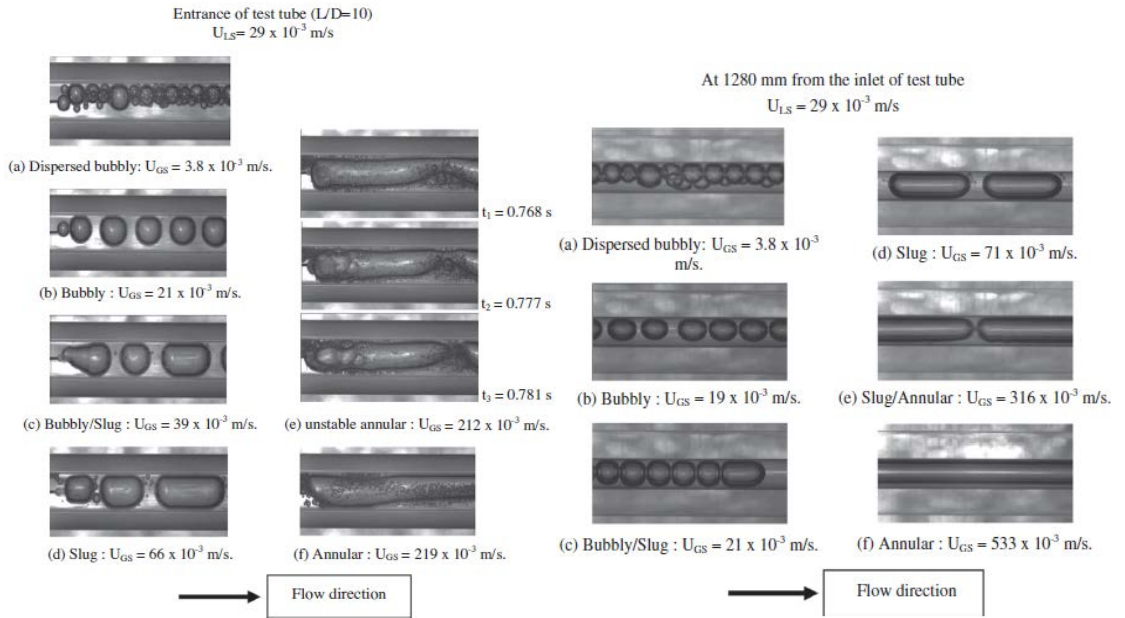
Şekil 1.53 Padilla vd.'nin yaptıkları çalışmada ani kesit değişiminin olduğu bölgedeki farklı akım tiplerinin görüntüleri [117]

Zeguai vd. [118], 3 mm iç çaplı yatay cam boruda hava ve su kullanılarak iki fazlı akışın oluşturulduğu Şekil 1.54'de gösterilen deney düzeneği kurmuşlardır. Benzer diğer çalışmalardan farklı olarak, sıvı superficial hızının $0.78 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ ile $79 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ ve gaz superficial hızının $2.3 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ ile 3.54 m/s arasında değiştiği deneylerde, giriş bölgesindeki ($L/D = 10$) ve tam gelişmiş akım bölgesindeki ($L/D = 420$) akışın hızlı kamera ile görsellemesi de yapılmıştır. Hava-su karışımının superficial hızlarının değişimine göre, kabarcıklı, mermi ve halkasal akış tipleri oluşturulabilmektedir.



Şekil 1.54 Zeguai vd. kullandıkları deney düzeneğinin şematik resmi [118]

Deneylerden elde edilen sonuçlarda, giriş bölgesinde karşılaşılan karmaşık akım yapısının, boru boyunca daha basit akım tiplerine dönüştüğü ifade edilmiştir. Çalışma için akım haritası oluşturulmuştur.



Şekil 1.55 Zeguai vd. yaptıkları çalışmada aynı superficial hızlar için giriş ve tam gelişmiş bölgedeki akış fotoğrafları [118]

Literatürde kılcal borular için yapılmış olan diğer çalışmalara ilişkin parametreler Çizelge 1.15’de özetlenmiştir.

Çizelge 1.15 Adyabatik kılcal borularda yapılmış olan diğer çalışmalar

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	M. Fukuta, T. Yanagisawa, T. Arai, Y. Ogi(2003)	R22, R134a (yağsız ve farklı yağ konsantrasyonları)	R22: L=800mm; d=1 mm R-22: $P_i=1.87\text{--}2.06$ MPa; $P_o=0.59\text{--}1.16$ MPa, $\Delta T_{sc}=0\text{--}26.1$ °C; $\dot{m}=18.2\text{--}36.5$ kg/h R134a: $P_i=0.81\text{--}1.28$ MPa; $P_o=0.4\text{--}1.08$ MPa; $T_{sc}=2.4\text{--}34.0$ °C; $\dot{m}=9.0\text{--}25.3$ kg/h
	G. Hetsroni, M. Gurevich, A. Mosyak, E. Pogrebnyak, R. Rozenblit, L.P. Yarin (2003)	Deiyonize Su	d=1 mm
	W. Salman, A. Gavriilidis, P. Angeli(2006)	Hava- Oktan(C8H18) karışımı	d= 1mm; $U_f=0.001 - 0.025$ m/s; $U_g= 0.002- 0.04$ m/s
	D.B.R. Kenning, D.S. Wen, K.S. Das, S.K. Wilson,(2006)	Su	d=0.8, 0.48 mm; L= 150 mm
	Taha Taha, Z.F. Cui(2006)	Farklı Viskozitelere sahip silikol esaslı yağlar	Çeşitli Ca sayıları
	Deodhar vd. (2006)	R134a	d=0.89, 1.07 mm; L=1.3, 2.0 m; $D_c=10\text{--}115$ mm; $P_{cond}=10\text{--}15$ bar; $\Delta T_{sc}=5\text{--}22$ °C
	M.K.Khan, R.Kumar, P K. Sahoo (2009)	Farklı Soğutkanlar	
	Y. Chen,R. Kulenovic, R. Mertz(2009)	Hava Oktan(C8H18) karışımı	d=1 mm; farklı lüle geometrileri
	R. Revellin, P. Haberschill(2009)	Çok çeşitli akışkanlar	–

Çalışmayı Destekleyen Firma (lar)	Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan (lar)	Çalışma Parametreleri
	G.P. Celata, M. Lorenzini, G.L. Morini, G. Zummo(2009)	N ₂	d=30 - 500 µm; farklı pürüzlülük değerleri
	A.J. Ghajar, C.C. Tang, W.L. Cook(2010)	Su	d=337 - 2083 µm
LG Electronics	H. S. Han, W. B. Jeong, M. S. Kim , S. Y. Lee , M. Y. Seo (2010)	R600a	EEV kullanılmıştır. Ses ölçümü, yankısız odada yapılmıştır.
TÜBİTAK-MAG 106M304	S. Barlak, S. Yapıcı, O.N. Sara(2011)	Su	d=0.20-0.589 mm; Re=100-10000; L/d=16-265
	A.S. Raut, U.S.Wankhede(2011)		-
	S. Zeguai, S. Chikh, L. Tadriss(2013)	Hava-su Karışımı	$U_f=0.78 - 79 \times 10^{-3} \text{ m/s}$; $U_v=2.3 - 3.54 \times 10^{-3} \text{ m/s}$
	M. Padilla, R. Revellin, J. Bonjour(2013)	R1234yf, R134a ve R410A	$D_1 = 10.85, 7.90 \text{ mm}$; $D_2 = 7.90, 5.30 \text{ mm}$; $G=188.7 - 966.1 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $T_d = 4.4-20.4 \text{ }^\circ\text{C}$; $Q = 0-10 \text{ kW}$; $x=0.04-0.96$ $P = 4.12-13.03 \text{ bar}$ $\Delta P = 0-190 \text{ kPa}$

1.1.4 Literatür Değerlendirmesi

Literatürde adyabatik ve diyabatik kılcal boru içinde meydana gelen akış ile ilgili yapılmış olan deneysel ve teorik çalışmalar incelenmiş ve elde edilen çıkarımlar aşağıda belirtilmiştir:

1. Yapılan çalışmalar, 1949 ile 2013 yılları arasında yapılmış olup, çalışmalar çoğunlukla Brezilya, Çin, Kore, Singapur, Hindistan, Yeni Zelanda, Kanada gibi ülkelerde yapılmıştır ve bir kısmı ticari firmalar tarafından desteklenmiştir. Ayrıca birçok çalışma da çalışmaların yapıldığı ülkelerdeki devlet destekli Ar-Ge Ofisleri tarafından finanse edilmiştir.

Çizelge 1.16 Çalışmalara destek veren firmalar

Çalışmayı Yapan Kişiler	Firma	Çalışma Sayısı
C. Melo vd.	Embraco S.A (Brezilya)	8
V. Vinš, V. Vacek	CERN (İsviçre - Fransa)	3
L. Yang, W. Wang	Carrier Corporation	2
E. Dirik, C. İnan, M.Y. Tanes	Arçelik A.Ş. (Türkiye)	2
C.J.L. Hermes, C. Melo, J.M. Gonçalves	Whirlpool S.A (Brezilya)	2
D. Chen, S. Lin	Bombardier Inc. (Kanada)	2
C. J.L. Hermes, C. Melo, M. M. Mezavila	Multibrás Eletrodomésticos S.A. (subsidiary of Whirlpool)	1
Motta vd.	Honeywell International Inc. (ABD)	1
P. Sarntichartsak, V. Monyakul, S. Thepa	Eminent Air Co. Ltd. (Tayland)	1
Kim vd.	Samsung Electronics (Güney Kore)	1
H. S. Han, W. B. Jeong, M. S. Kim, S. Y. Lee , M. Y. Seo	LG Electronics (Güney Kore)	1

- Yapılan çalışmalarda, hem kullanılan akışkanların termofiziksel özellikleri hem de boyutsal parametreler, evsel soğutuculara uymamaktadır. Bu nedenlerden dolayı literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen korelasyonların R600a soğutkanı için uygun sonuç vermeyeceği belirlenmiştir.
- Literatürde alternatif soğutucu akışkan olan ve günümüzde soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan R600a soğutkanının incelendiği az sayıda çalışma mevcuttur ve bu çalışmaların büyük kısmı C. Melo vd. ile Bansal ve Yang tarafından yapılmıştır.
- Yapılan sayısal çalışmalar tamamıyla sayısal olmayıp, analitik ifadelerin boruyu çok küçük parçalara ayırarak farklı akış modelleri için çözülmesi şeklindedir. Akış sanki tek boyutlu gibi ele alınmıştır.
- Yapılan çalışmaların çoğunda, basitliği nedeni ile homojen akış modeli kullanılmıştır. Ancak yapılan bu kabul akış karakteristiğine bağlı olarak oldukça farklı sonuçlar verebilir.

6. Çalışmaların büyük çoğunluğunda yarı kararlı akış bölgesinin etkisi göz ardı edilmiş olup yalnızca birkaç çalışmada göz önüne alınmıştır. Gerçekte, kılcal boru içindeki akışın tek fazdan iki faza geçişi ile ilgili en önemli bölge burası olup hesaplamalarda göz ardı edilmesi uygun değildir. Yarı kararlı akışın ve ilk kabarcık oluşumu için gerekli ilave kızgınlık değerinin belirlenmesine yönelik R600a soğutkanının incelendiği bir çalışmaya rastlanmamıştır.
7. İncelenen deneysel çalışmalarda kullanılan deney düzenekleri detaylı olarak değerlendirilmiş olup, tasarlanan deney düzeneğinde kullanılacak elemanlar ve yerleri, buradan hareketle özenle seçilmiştir. Yapılacak çalışmada farklı fiziksel özelliklerde kılcal boruların akış karakteristiklerinin deneysel olarak tespitine ve görsellenmesine olanak sağlayacak yeterlilikte bir deney düzeneği oluşturulmuştur. Literatürde, bazı araştırmacıların kullandıkları deney düzeneklerinde bulunan elemanların karşılaştırması Çizelge 1.7’de verilmiştir.

Çizelge 1.17 Literatürde bulunan bazı araştırmacıların kullandıkları deney düzeneklerinde bulunan elemanların karşılaştırması

	Yazarlar	Soğutucu Akışkanlar	Kompresör	Yoğuşurucu	Pompa	Yağ Ayırıcı	Buharlaştırıcı	Filtre	İğne Vana	By Pass	Kurutucu	Ara Soğutucu
Adyabatik Kılcal Boru	Huerta vd.	R410A, R407C			x		x		x			
	J. Choi vd.	R22, R290, R407C		x	x		x	x	x	x		
	Jabaraj vd.	R407C, R600a, R290		x	x		x		x		x	
	Motta vd.	R404A	x	x		x	x		x	x		x
	Mittal vd.	R407C	x	x	x	x	x	x	x		x	x
Diyabatik Kılcal Boru	D. Chen	R134A	x	x		x	x	x	x			x
	Melo vd.	R600a	x	x			x	x	x			x
Sarmal Kılcal Boru	Kim vd.	R22, R407C, R410A			x		x	x	x			
	Park vd.	R22		x	x		x	x	x			
	Khan vd.	R134a	x	x	x	x	x	x	x		x	x

1.2 Tezin Amacı

Soğutma çevrimlerinde kısılma için kullanılan kılcal boru basit bir eleman olmasına ve uzun yıllardır kullanılmasına rağmen içindeki akış tipi, akış tiplerine göre görsellenip tam olarak model haline getirilememiştir. Bu çalışmada; alternatif bir soğutucu akışkan olan R600a'nın kılcal boru içindeki adyabatik akışı görsellenerek, basınç düşüşü ölçülmüş ve kılcal boru içinde akışı etkileyen parametreler tespit edilmiştir. Diğer taraftan kabarcık oluşumu ve kılcal boru çıkışındaki akışın görsellenerek gürültü oluşumu mekanizmasının belirlenmesi için ön deneyler yapılmıştır.

1.3 Hipotez

Yapılan çalışma, alternatif soğutkan olan R600a'nın kılcal boru içerisindeki davranışının belirlenmesine ve görsellenmesine yöneliktir. Sistemin çalışma parametrelerinin (kütleli debi, yoğunlaşma ve aşırı soğutma miktarı vb.) ve boyutsal özelliklerinin spesifik olarak buzdolaplarına göre belirlenmiş olması, çalışmayı literatürde bulunan diğer çalışmalardan ayırmaktadır. Çalışma, R600a'nın yanıcı ve patlayıcı bir soğutkan olması sebebiyle söz konusu olan zorluklar, R600a'nın kısılması sırasında ilk kabarcık oluşumu için gerekli olan kızgınlık değerinin (underpressure of vaporization) deneysel olarak belirlenmesi, akışın termodinamiksel özellikleriyle birlikte görselleme çalışmalarıyla akış tiplerinin ortaya konularak bunun gürültü oluşumu ile olan ilişkisinin değerlendirilmesi açısından özgün değer taşımaktadır.

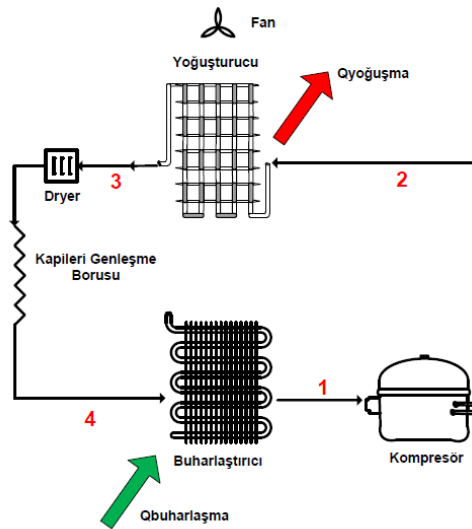
BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

2.1 Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

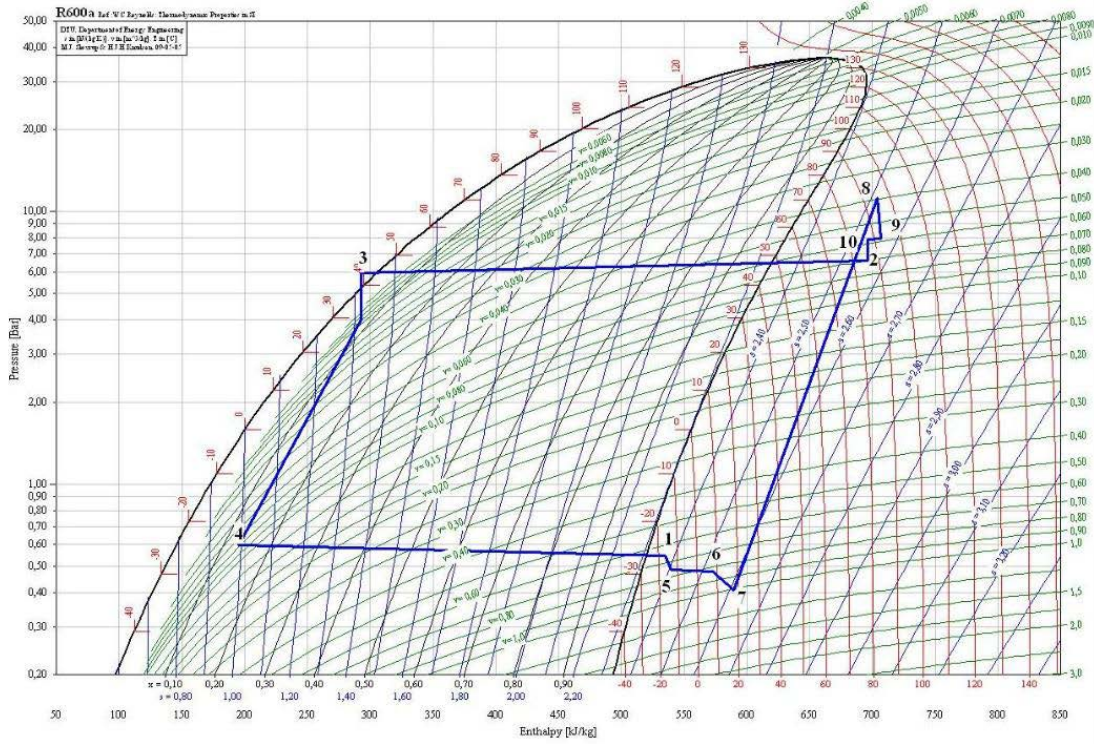
En genel tanımı ile soğutma, soğutulacak maddenin kendisinden daha düşük sıcaklıktaki bir madde ile ısı temas halinde bulunması durumunda gerçekleşir.

Ev tipi buzdolapların büyük çoğunluğunda buhar sıkıştırma soğutma çevrimi ile soğutma sağlanmaktadır. Buhar sıkıştırma soğutma çevriminde, soğutucu akışkanın buharlaştırılması ile soğutulacak kabin içerisinde ısı çekilir [119].

Genel amaçlı soğutma uygulamalarında en sık kullanılan yöntem olan buhar sıkıştırma soğutma çevriminin temel elemanları; buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kompresör ve fiziksel olarak soğumanın gerçekleştiği kılcal boru veya kısılma vanasıdır.



Şekil 2.1 Buhar sıkıştırma soğutma çevriminin şematik gösterimi [120]



Şekil 2.2 Kapileri ve buharlaştırıcı dönüş borusu birbiriyle ısı transferinde olan bir buzdolabının R600a soğutucu akışkanı için InP-h diyagramı[121]

- 7 – 8 Kompresörde Sıkıştırma
- 2 – 3 Yoğuşma ve Ara Soğutma
- 3 – 3' Kılcal Boruda Adyabatik Kısılma
- 3' – 4 Kılcal Boruda Kısılma ve Kompresör Dönüş Borusu ile ısı Transferi
- 4 – 1 Buharlaşma
- 1 – 7 Kompresör Girişinde Basınç Kaybı

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi incelendiğinde, buharlaştırıcıdan çıkan kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan (1) kompresöre girmeden önce kompresör vakumunun etkisiyle (1-5), kompresörden dolayı bir miktar ısındığından (5-6) ve giriş kayıpları nedeniyle emme hattında basınç düşümüne uğrar (6-7). Kompresör, kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkanı, sıkıştırarak daha yüksek bir basınca ve sıcaklığa ulaştırır (7-8). Yüksek sıcaklık ve basınçtaki kızgın buhar fazında soğutucu akışkan, kompresörü terk ederken basma valfinde basınç düşümüne uğrar (8-9) ve yoğuşturucuya girmeden önce bir miktar ısı kaybeder (9-10), basma hattında basınç düşümü oluşur (10-2).

Yoğuşturucuya kızgın buhar fazında giren soğutkan, teorik olarak sabit basınçta, gerçekte ise boru içerisindeki sürtünme kayıplarından dolayı bir miktar basınç düşümüne uğrayarak, çevreye ısı verir ve yoğuşur (2-3). Faz değişimini tamamlayarak doymuş sıvı hale gelen soğutkan, çevreye bir miktar daha ısı vererek soğur ve sıkıştırılmış sıvı bölgesine geçer. Sıkıştırılmış sıvı halindeki yüksek basınçlı akışkan, kılma elemanında(kılcal boru veya kılma vanası) buharlaştırıcı şartlarına getirilmektedir (3-4).Kılma vanası kullanılması durumunda, soğutkan buharlaştırıcı şartlarına ulaşana kadar adyabatik olarak kılılır. Kılcal boru kullanılması durumunda ise, soğutkan, sıvı fazda kılcal boruya girdikten sonra (3) ilk olarak belirli bir boru uzunluğunda adyabatik kılmaya uğrar ve ardından kılcal boru ile kompresör dönüş borusunun birbiriyle temas halinde olduğu kısımda kompresör dönüş borusuyla kılcal boru arasında ısı transferi gerçekleşir (diyabatik durum). Soğutma kapasitesinin artırılması için yapılan kılcal boru ısı değiştiricisi bölgesinde, kılma işlemi sabit entalpide gerçekleşmez; ısı transferi sırasında sıcaklık ve kuruluk oranı birlikte düşer ve 4 noktasındaki entalpi değeri 3 numaralı entalpi değerinden daha düşük değere ulaşır. Buharlaştırıcıya giren akışkanın sıcaklığı ısı kaynağının sıcaklığından düşük olduğundan, ısı kaynağından akışkana sabit basınçta ısı geçişi olmakta ve akışkan buharlaşmaktadır (4-1). Buharlaşma esnasında boru kayıplarından dolayı basınç düşümü yaşanır. Soğutkan, buharlaştırıcıda ısı alarak doymuş buhar fazına geri döner ve çevrimi devam ettirmek üzere tekrar kompresöre döner.

Buzdolabı çevriminde yukarıda bahsedilen dört ana komponent haricinde, yoğuşturucu çıkışında borular içerisinde akışkanla beraber ilerleyen partiküller ile nemi tutan kurutucu (dryer) ve buharlaştırıcı çıkışında kompresöre sıvı fazda akışkanın gitmemesini garanti altına almak için akümülatör bulunabilir [120].

Döngüsel çalışan bir buzdolabında, çalışma periyodu esnasında iç yüklere ve kabin içi ısı kazancına bağlı olarak geçen belirli bir süre sonra buzdolabı termostat sıcaklığına ulaşılacak ve kompresör duracaktır. Durma periyodu başlangıcında, kompresör durduğu anda yoğuşturucu basıncı buharlaştırıcı basıncından yüksektir. Herhangi bir önlem alınmadığı takdirde, yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki basınç farkından dolayı, basınçlar dengelenene kadar yoğuşturucuda bulunan yüksek sıcaklıktaki

soğutkan kılcal genişleme borusu yoluyla buharlaştırıcıya geçecektir. Durma anından sonra, soğutkanın basınç farkından kaynaklanan ataletle komponentler arasında ters yönlü olarak ilerlemeye devam etmesine "**soğutkan göçü**" denir. Soğutkan göçü, kompresör durduktan sonra yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları dengelenene kadar yoğuşturucudan buharlaştırıcıya soğutkan geçişinin gerçekleştiği geçici rejim sürecinde devam eder. Durma anından sonra basınç farkı nedeniyle yoğuşturucudan buharlaştırıcıya soğutkan göçü yaşanırken buharlaştırıcı basıncı yükselmeye başlar. Buharlaştırıcının içindeki basınç arttığı için kompresör basıncı daha da artar ve kompresör yağı içerisinde çözünen soğutkan miktarında artış oluşur [122].

Kompresör yağı içerisinde çözünen soğutkan miktarındaki artıştan dolayı ise kompresör içerisine yoğuşturucudan buharlaştırıcıya giren soğutkan miktarına kıyasla göreceli daha az miktarda soğutkan taşınır. Soğutkan göçü sırasında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçen yoğuşma sıcaklığına yakın sıcaklıktaki soğutkan, kabin iç sıcaklığından daha sıcak olduğu için kabin içerisine ısı yayacaktır ve soğutmaya çalışılan kabini ısıtmaya başlayacaktır. Kompresör durma anında, buzdolabı kabinine dış ortamdan giren ısı miktarına ve buzdolabı içerisindeki gıdaların terleme ve solunumla açığa çıkarttıkları ısıнын toplamına ek olarak soğutkan göçü nedeniyle toplam kabin ısı kazancının daha da artmış olur. Bu artış sonucunda durma periyodu zamanı azalırken çalışma zamanı artar ve kompresörün enerji tüketimi artmış olur. Kompresör durma periyodu ardından çalışmaya başladığında, rejim evresinde değişken devirli olmayan kompresörlerde normalden daha fazla güç çeker, değişken devirli kompresörlerde ise kalkış torku kontrol altında olduğundan, ilk çalışma anında çekilen güç miktarı daha düşüktür.

Kompresör, durma anından sonra çalışmaya başladığında yoğuşturucu sıcaklığının ve basıncının durma anında düşmüş olmasından dolayı, kompresör ve yoğuşturucu arasında daha fazla basınç farkı vardır. Kompresör devreye girdikten sonra durma anında oluşan ve çalışma anındaki buharlaştırıcı doyma basıncından yüksek, yoğuşturucu doyma basıncından düşük değerlerde sabitlenen sistem basıncı, aniden yükselişe geçer.

Kompresör devreye girdikten kısa bir süre sonra, kompresör dönüş borusunda normalden daha sıcak olan soğutkanın yoğunluğunun daha düşük olması sebebi ile kompresör hacimsel verimi de düşüktür.

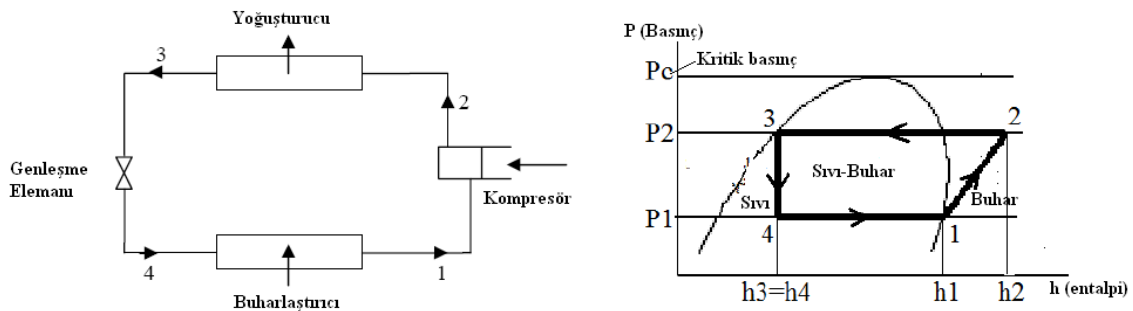
İlk hareketten sonra yavaş yavaş yükselen yoğunlaştırıcı basıncı ile aşırı soğuma miktarı InP-h diyagramından da görüleceği üzere artmaktadır. Aşırı soğumanın artmasıyla birlikte sistem soğutkan akış döngüsü normale döner.

2.2 Soğutma Çevriminde Teorik Hesaplamalar

Bir soğutma çevriminin en önemli karakteristiği, COP değeridir. İdeal soğutma çevrimi için performans katsayısı (COP), soğutulmak istenen ortamdan çekilen ısının kompresörü çalıştırmak için gereken güce oranı olarak tanımlanmaktadır. Bu durumda en genel halde soğutma çevriminin performans katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (2.1)$$

2.2.1 Basit Soğutma Çevrimi



Şekil 2.3 Basit soğutma çevrimi InP-h diyagramı

Yukarıdaki Şekil 2.3’de basınç ile entalpinin (InP-h) değişimini gösteren diyagram yer almaktadır. Bu diyagramda sistemin soğutma kapasitesi, 4 ile 1 noktaları arasındaki entalpi değişimi; sisteme verilen elektrik işi (kompresör işi) ise 1 ile 2 noktaları arasındaki entalpi değişimi olarak tanımlanmaktadır. Bu tanımlamalardan yola çıkılarak sistemin performans katsayısı (COP) aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.2)$$

Soğutma çevriminin rejim durumundaki enerji denklemi:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{E}_o - \sum \dot{E}_i = \sum \dot{m}_o \left(h_o + \frac{u_o^2}{2} + gz_o \right) - \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{u_i^2}{2} + gz_i \right) \quad (2.3)$$

Denklem 2.3'e bakıldığında, açık sistemleri için enerjinin korunumu gereği, sisteme giren ısı ile sisteme verilen işin farkı, sistemden çıkan toplam enerji ile sisteme giren toplam enerjinin farkına eşittir. Sistemin toplam enerjisi içerisinde entalpi, kinetik enerji ve potansiyel enerji yer almaktadır. Sistem dahilinde incelenen buharlaştırıcı ve yoğuşturucu gibi elemanlarda potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse, rejim halinde, akışkan iç enerji değişimi olan entalpi değişim farkıyla sistem giriş çıkışında sabit kalan akışkan debi miktarının çarpımıyla soğutma, yoğuşma ve kompresör kapasitesi tespit edilebilir.

Bu durumda,

Buharlaştırıcı (soğutma) kapasitesi;

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(\Delta h)_{evap} \quad (2.4)$$

Yoğuşturucu kapasitesi;

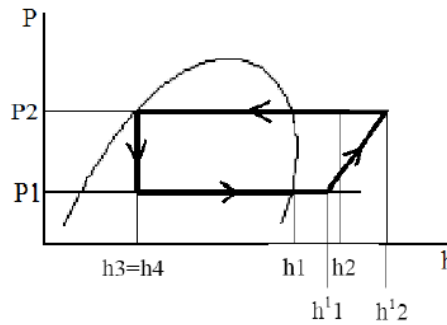
$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(\Delta h)_{cond} \quad (2.5)$$

Kompresörün çektiği güç;

$$\dot{Q}_{comp} = \dot{m}(\Delta h)_{comp} \quad (2.6)$$

olarak ifade edilir.

2.2.2 Aşırı Kızdırmalı Soğutma Çevrimi



Şekil 2.4 Aşırı kızdırma yapılmış soğutma çevrimine ilişkin InP-h diyagramı

Buzdolapları için tasarlanmış soğutma çevrimlerinde, soğutma kapasitesinin arttırılması ve kompresör dönüşünde soğutkanın tamamen kızgın buhar fazında olduğunun garanti altına alınması amacıyla aşırı kızdırma uygulanır.

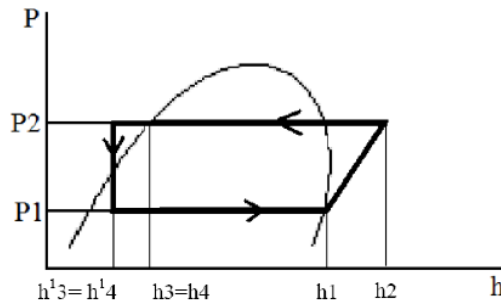
Ancak aşırı ısıtma ile birlikte entalpi farkının (Δh) artması sebebiyle kompresör gücü ve yoğunlaştırıcıda atılması gereken ısı yük de artmaktadır. Kompresörün çalıştığı entalpi farkı (Δh) değeri, soğutma kapasitesindeki artış değerinden fazla olduğu için sistemin soğutma performansında (COP) azalma meydana gelmektedir.

Şekil 2.4'te verilen InP-h diyagramında belirtilen şekilde, aşırı kızdırmalı soğutma çevriminde performans katsayısı(COP),

$$COP_{sh} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{h_1^1 - h_4}{h_2^1 - h_1^1} \quad (2.7)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır.

2.2.3 Ara Soğutmalı Soğutma Çevrimi



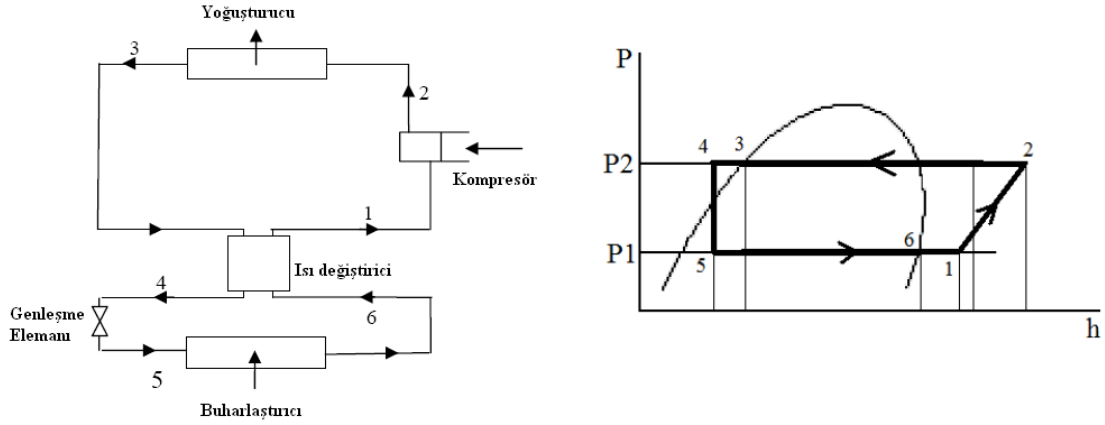
Şekil 2.5 Aşırı soğutma yapılmış soğutma çevrimine ilişkin InP-h diyagramı

Aşırı soğutma ile birlikte soğutma kapasitesi ve buna bağlı olarak sistem performansı artmaktadır. Şekil 2.5'te görüldüğü üzere, ideal çevrime göre buharlaştırıcının entalpi farkı (Δh) büyümektedir. Kompresör için bir değişim söz konusu değildir. Bu durumda sistemin soğutma performansı(COP) artmaktadır. Aşırı soğutma yapılmış soğutma çevrimi için soğutma performansı (COP),

$$COP_{sc} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{h_1 - h_4^1}{h_2 - h_1} \quad (2.8)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır.

2.2.4 Diyabatik Kılcal Boru Kullanılan Soğutma Çevrimi



Şekil 2.6 Diyabatik kılcal boru kullanılan soğutma çevrimine ilişkin akış şeması ve lnP-h diyagramı

Bu tasarımda, kılcal boru soğuk kompresör emiş hattıyla akımları ters olacak şekilde, ısı transferi gerçekleştirilmek üzere birbirleriyle bağlantılı hale getirilmiştir. Diyabatik kılcal boru sayesinde yüksek soğutma verimi, dolayısıyla daha iyi bir sistem verimi sağlanmaktadır.

Isı değiştirici üzerinde aşırı soğutulmuş sıvının kaybetmiş olduğu ısı aşırı ısıtılmış soğutkanın kaybetmiş olduğu ısıya eşittir. Burada sıvı ve buhar durumundaki soğutkanın debileri birbirlerine eşit olduğundan,

$$h_1 - h_6 = h_3 - h_4 \quad (2.9)$$

denklemleri geçerlidir.

Sistemin soğutma performansı (COP),

$$COP_{hx} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (2.10)$$

denklemleriyle hesaplanır.

2.3 Soğutma Devrelerinde Kılcal Boru Kullanımı

Kılcal boru, yoğuşturucu çıkışı ile buharlaştırıcı girişi arasında bulunan, kısılma vanası yerine kullanılan 0,5 mm-2 mm iç çap aralığında bakır borudur ve yoğuşturucu tarafındaki yüksek basınçlı akışkanın kısılarak buharlaştırıcıya, kısılarak, düşük basınçta ve sıcaklıkta girmesini sağlar. İç çapı kılcallık etkisine müsaade etmeyecek derecede büyük olduğundan, fiziksel anlamda kılcallık etkisi göstermez.

Genellikle düşük kapasiteli evsel soğutucularda yaygın şekilde kullanılmaktadır. Son yıllarda yüksek kapasiteli soğutma devrelerinde de kullanımı yaygınlaşmaktadır. Kılcal borunun soğutma devrelerinde kullanılmasının sağladığı avantajlar şu şekilde sıralanabilir.

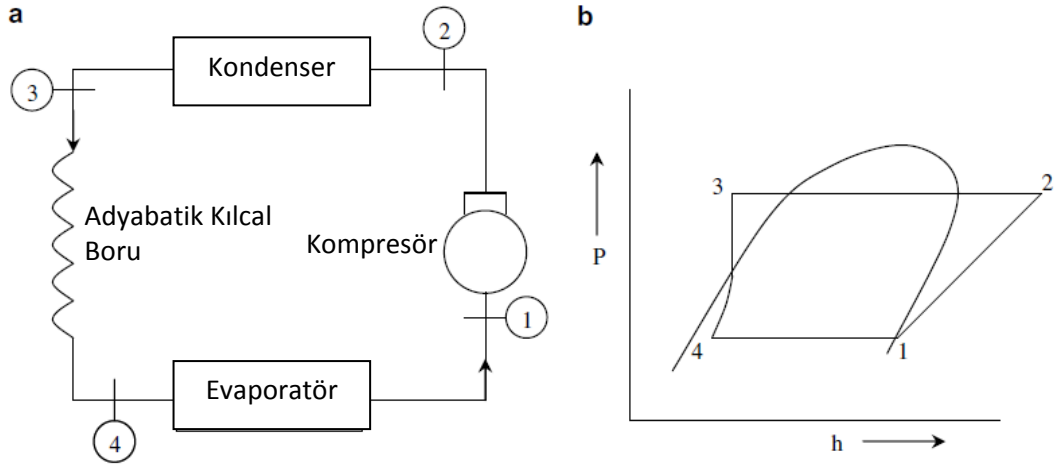
- Basit fiziksel yapısından dolayı düşük maliyetlidir.
- Hareketli parçası yoktur, bakım ve onarıma ihtiyaç duymamaktadır.
- Sistem durduğunda, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçlarının dengelenmesine izin verdiğinden gerekli olan kompresörün kalkış torku görece daha azdır. Bu sayede düşük karşı basınçlı kompresörler(LBP)'in kullanılmasını mümkün hale getirir.

Kılcal boru tek başına sadece kısılma işleminde kullanılıyorsa adyabatik, kompresöre giden emiş hattı ile birleştirilerek ısı değiştiricisi oluşturuyorsa diyabatik kılcal boru adını alır.

2.4 Kılcal Boru Çeşitleri

2.4.1 Adyabatik Kılcal Boru

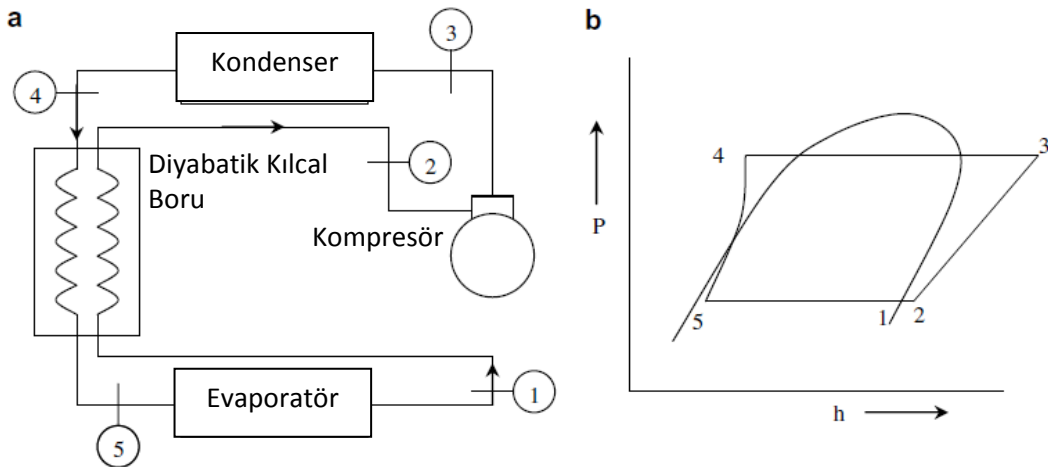
Soğutucu akışkan, kılcal boruya sıvı halde girmesi için aşırı soğutulur. Aşırı soğutulmuş akışkan, doyma eğrisini kesenen kadar kılcal boruda tek faz sıvı akışı şeklinde bulunur. Daha sonra soğutucu akışkanın basıncı, ısınarak doyma basıncının altına düştüğünde faz değişimi meydana gelir. Buharlaşma başlangıcı, kılcal boruda iki fazlı akışa sebebiyet verir. Bu durum buhar kuruluk derecesinin artışı, akışkan hızlanmasına neden olur ve sistemde hızlanmadan dolayı basınç düşümü meydana gelir. Aynı zamanda basıncın bir fonksiyonu olan sıcaklıkta da ani bir düşüş meydana gelir. Şekil 2.7(a)'da adyabatik kılcal boruda buhar sıkıştırılması sisteminin şematik resmi görülmektedir. Şekil 2.7(b)'de ise 3-4 bölgesinde yüksek basınç altındaki sıvı soğutucu akışkanın adyabatik genişlemesi görülmektedir. Kılcal boru içerisindeki akış adyabatik olduğundan dolayı, soğutucu akışkanın sıcaklığı sıvı haldeyken sabit kalmakta ayrıca ani buharlaşma meydana geldiği sırada sıcaklık ani şekilde düşmektedir. Ani buharlaşmanın bir sonucu olarak toplam enerjinin bir kısmı kinetik enerjiye dönüşürken, entalpi kılcal borunun sonlarına doğru düşer.

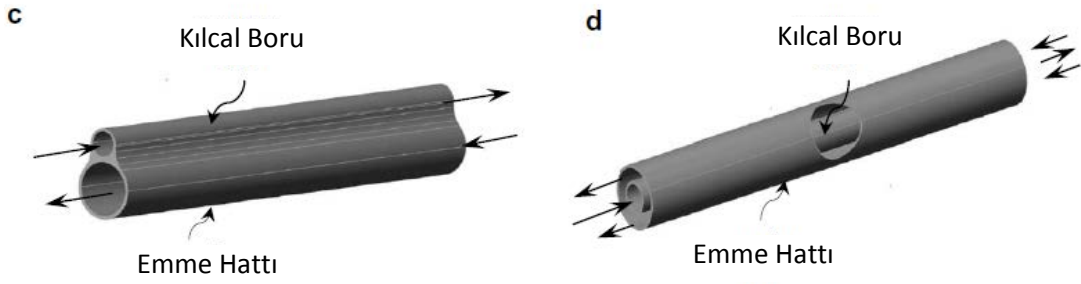


Şekil 2.7 Adyabatik kılcal boru kullanılan buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin (a) şematik şekli (b) P-h diyagramı

2.4.2 Diyabatik Kılcal Boru

Diyabatik akış düzenlemesinde ise Şekil 2.8(a)'da görüldüğü üzere kılcal boru, soğuk kompresör emiş hattıyla akımları ters olacak şekilde, ısı transferi gerçekleştirilmek üzere birbirleriyle bağlantılı hale getirilmiştir. Bu tasarım, diyabatik kılcal boruya yüksek soğutma verimi, dolayısıyla daha iyi bir sistem verimi sağlamaktadır. Şekil 2.8(b)'de de görülebileceği üzere, 4-5 bölgesinde yoğunlaştırıcıdan sıcak halde çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı, emiş hattındaki soğuk akışkanla ısı temasta olduğundan dolayı düşer. Bu nedenle, soğutucu akışkanın entalpisi, kılcal boru boyunca sürekli olarak azalır. Bu düzenleme kompresör emiş hattındaki akışkanın, kızgın buhar haline geçmesini ve kompresöre sıvı halde girme ihtimalinin azalmasını sağlar.





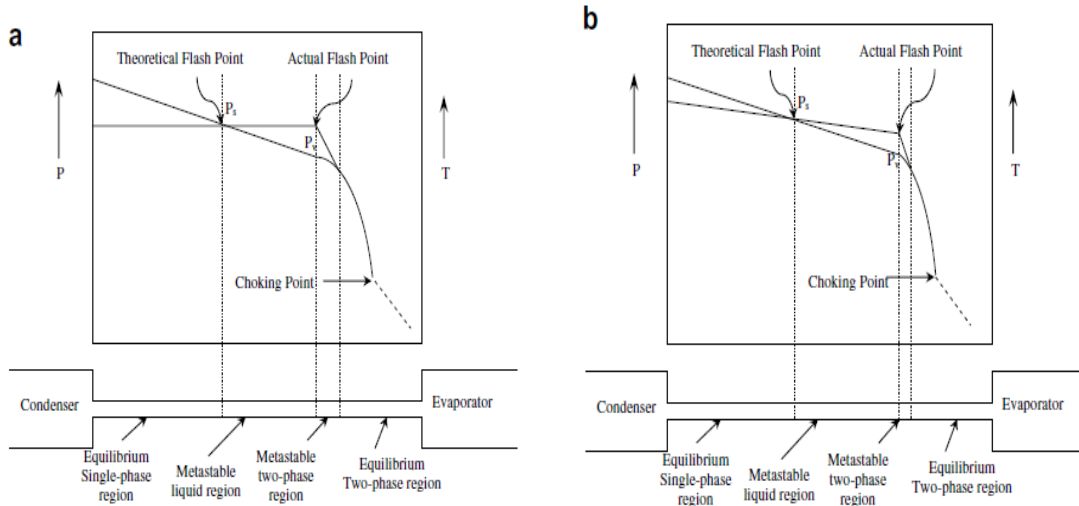
Şekil 2.8 Diyatik kılcal borulu buhar sıkıştırıcı soğutma sistemi (a) blok diyagramı (b) P-h diyagramı (c) yan yana düzenleme şekli (d) eş merkezli düzenleme şekli

Şekil 2.8 (c) ve (d)'de görülebileceği üzere iki çeşit düzenleme mümkündür: yan yana düzenleme ve eş merkezli düzenleme. Yan yana düzenlemede kılcal boru, kompresör emiş hattındaki boru ile kılcal boru lehimlenerek veya bakır şeritle birbirlerine sarılarak yan yana tutturulabilir. Eş merkezli düzenlemede ise kılcal boru, kompresörün emiş hattı borusunun ortasına yerleştirilir.

2.5 Kılcal Boruda Soğutkan Akışı ve Özellikleri

Kılcal boruda soğutkan akışı, 3 farklı rejimde gerçekleşmektedir. Yoğuşturucu çıkışında aşırı soğumuş olan soğutkan, kılcal boruya girmektedir. 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 basıncının 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. Buharlaşımadaki bu gecikmenin gerçekleştiği bölge kararsız bölge olarak bilinmektedir.

Şekil 2.9'da adyabatik ve diyatik kılcal boruda sıcaklık ve basınç değişimleri verilmiştir.



Şekil 2.9 a)adyabatik, b)diyabatik kılcal boruda sıcaklık ve basınç değişimleri

İlk buhar kabarcığı oluşumu sonrası soğutkan kuruluğu, basınç düştükçe artmaktadır. Ayrıca soğutkanın özgül hacmi kuruluk artışı ile beraber değiştikçe, 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.

Soğutkan debisindeki 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 kütleli debide herhangi bir değişikliğe yol açmayacaktır. Bu durum kılcal boru boyunca gerçekleşen basınç düşümü gradyeninin sonsuza gitmesi şeklinde gerçekleşmektedir. Durum, sabit akış kesitinde, aşağıda verilen iki fazlı akış basınç düşüm ifadesi ile açıklanmaktadır;

$$\frac{dp}{dz} = \frac{\frac{g \cos \theta}{xv_g + (1-x)v_z} + \frac{\lambda G^2}{2d_h} \{xv_g + (1-x)v_z\} + G^2 v_{zg} \frac{dx}{dz}}{1 + G^2 \left(x \left(\frac{\partial v_g}{\partial P} \right)_T + (1-x) \left(\frac{\partial v_z}{\partial P} \right)_T \right)} \quad (2.11)$$

Kılcal boru akışında birim boy başına düşen ağırlık çok küçük olduğundan basınç düşüm ifadesindeki yerçekimi terimi ihmal edilir. Ayrıca basınç düşümü 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;

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{\frac{\lambda G^2}{2d_h} \{xv_g + (1-x)v_s\} + G^2 v_{sg} \frac{dx}{dz}}{1 + G^2 \left((1-x) \left(\frac{\partial v_s}{\partial P} \right)_T \right)} \quad (2.12)$$

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.

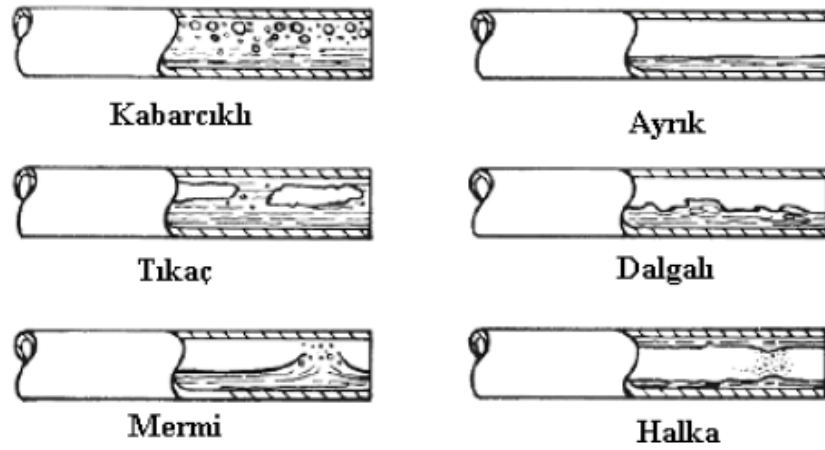
2.5.1 İki Fazlı Akım Tipleri ve Akış Haritaları

İki fazlı akışın en önemli hususlarından birisi, fazların kanalda nasıl dağıldığını gösteren akış rejimlerinin çeşitleridir. Akış rejimleri bilinmeden ısı transferi ve basınç düşümü gibi akış koşulları için tasarım parametreleri doğru hesaplanamayacaktır. Akış rejimleri basınç, geometri, boru eğimi gibi birçok parametreye bağlıdır. Geniş çaplı (> 3 mm) borularda meydana gelen iki fazlı akışta akış tipi gelişimleri ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Ancak kılcal borularda meydana gelen akış tipleri, kanal geometrilerinin farklı biçimlerde olmasından ve akış koşullarından ötürü yüksek doğrulukta tahmin edilememektedir. Akış tipi rejimleri, literatür incelemelerinde yatay ve dikey olmak üzere iki tipte incelenmektedir [120]. Yatay durumda incelenen iki fazlı akış rejimleri şu şekildedir:

- **Kabarcıklı Akış:** Gaz veya buhar fazının, sürekli sıvı fazı içinde kesikli kabarcıklar halinde bulunduğu rejimdir. Kabarcıkların boyutları borunun çapından küçüktür. Kabarcıklar, kaldırma kuvvetinin etkisiyle borunun üst kısmına doğru hareket etme eğilimindedirler.
- **Tıkaç Akış:** Bu akış düşük gaz hızı ve orta ölçekli sıvı hızlarında görülen kesikli akıştır. Bu akış şeklinde sıvı tıkaçlar uzamış gaz kabarcığı bölgeleri tarafından ayrıştırılmıştır.
- **Mermi Akış:** Tıkaç akışta gaz hızı arttığında sıvı havalanır ve küçük kabarcıklar içerirler. Tıkaç akışa göre daha düzensizdir ve gaz ile sıvı ara yüzü açık şekilde görülmez. Tıkaç akış ve mermi akış, kesikli akış rejimi başlığı altında kategorize edilir.

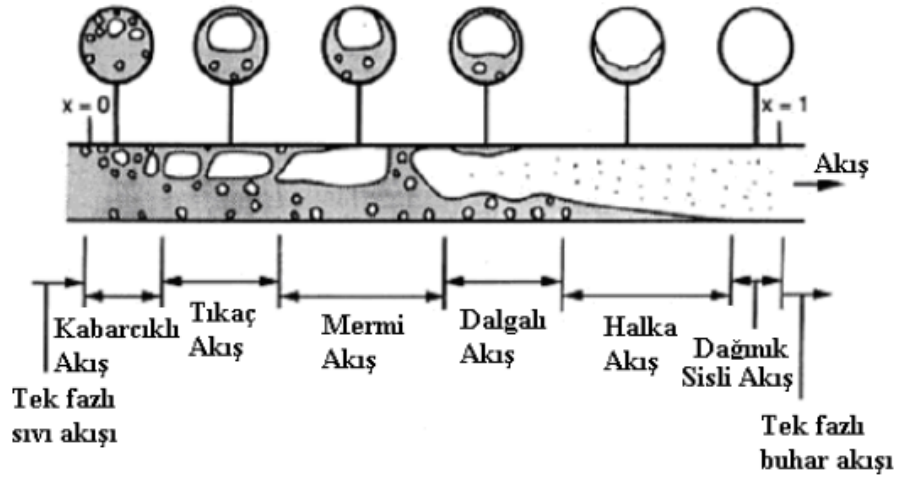
- **Ayrık Akış:** Bu akış tipinde, kanalın alt kısmındaki sıvı faz, bir serbest yüzey oluşturur ve gaz fazıyla tamamen ayrılmıştır. Bu akış rejimi düşük gaz ve sıvı hızlarında oluşur. Düzgün ayırık ve dalgalı ayırık akış olmak üzere ikiye ayrılır. Düzgün ayırık akış düşük gaz hızlarında meydana gelir.
- **Dalgalı Akış:** Gaz fazının hızı arttıkça, gaz-sıvı ara yüzeyinde akış yönünde hareket eden dalgalanmalar başlar. Bu akış rejimi dalgalı ayırık akış ile ilintilidir.
- **Halkasal Akış:** Yüksek gaz hızlarının, sıvının boru cidarında film şeklini almasına neden olduğu akış tipidir.

Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri Şekil 2.10'de görülmektedir.



Şekil 2.10 Yatay boruda, iki fazlı akışta görülen akış rejimleri [120]

Yatay bir boruda faz değişimi sırasında görülen akış rejimleri termodinamik ve hidrodinamik denge değişimlerinden etkilenmektedir. Şekil 2.11'de eşit dağılı düşük ısı akısıyla ısıtılan ve doyma sıcaklığının hemen altındaki sıvıyla beslenen yatay boru görülmektedir. Ardışık akış rejimlerinin düşük giriş hızıyla ilişkili olduğu anlaşılmaktadır ($<1\text{m/s}$). Asimetrik faz dağılımları ve tabakalaşmalar ek karışıklıklar meydana getirmektedir. Isı transferi açısından önemli noktalar; kesikli kuruma olasılığı, borunun üst yüzeyinin mermi ve dalgalı akışta yeniden ısıtılması ve halka akışta boru cidarının üst çevresinin uzun boru boylarında artarak kurumasıdır. Yüksek sıvı giriş hızlarında yerçekiminin etkisi daha az olup faz dağılımı daha simetrik olmakta ve akış rejimleri dikey akışta görülenlere daha benzer olmaktadır.



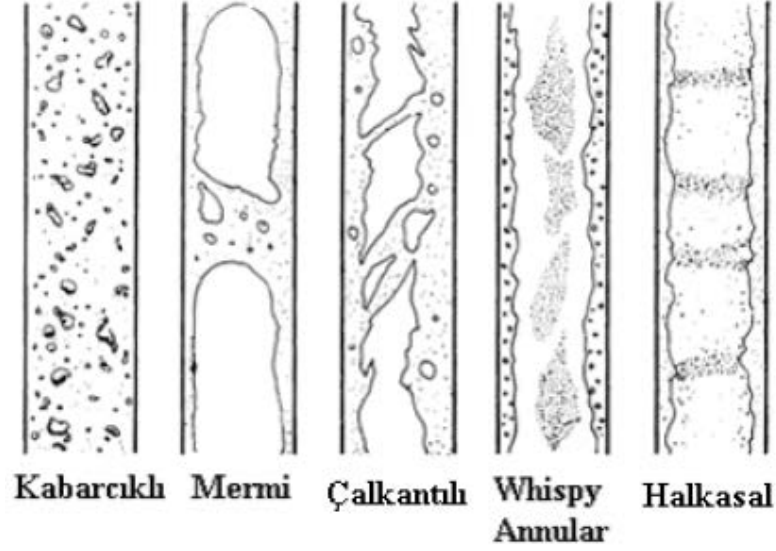
Şekil 2.11 Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri [120]

Dikey iki fazlı akışlarda, dikey doğrultuda fazların dağılımı, yatay akıştan farklı olarak yerçekiminden etkilenmez. Dikey borulardaki iki fazlı akışta görülen akış rejimleri şu şekildedir:

- **Kabarcıklı Akış:** Gaz ya da buhar fazı yayılmıştır ve sürekli sıvı fazı içinde kabarcıklar ayırık halde bulunmaktadır. Kabarcıklar farklı şekillere ve boyutlara sahip olabilmekle birlikte boyutları boru çapından çok küçüktür.
- **Mermi Akış:** Kuruluk derecesi arttıkça, kabarcıklar bir araya gelmekte ve boru çapına yakın veya daha büyük boyutlarda kabarcıklar (Taylor Kabarcıkları) oluşturmaktadır. Bu uzatılmış gaz kabarcıkları, içlerinde daha ufak kabarcıklar bulunan sıvı tıkaçlarla birbirlerinden ayrılırlar. Ayrıca bu Taylor kabarcıkları boru cidarından ince bir sıvı filmiyle ayrılmaktadır.
- **Çalkantılı Akış:** Akış hızı arttığı zaman görünüşte karasız bir rejime bölünürler. Bu rejim sıvının boru cidarına doğru yer değiştirdiği mermi ile halka akış rejimleri arasındaki rejimdir.
- **Whispy-Halkasal Akış:** Sıvının akış hızı arttığı zaman büyük miktarda sıvı, gaz çekirdeğine girebilir. Bu sıvı damlacıkları birleşerek sıvı öbekleri meydana getirebilir. Bu rejim yüksek kütleli akılarda görülür.

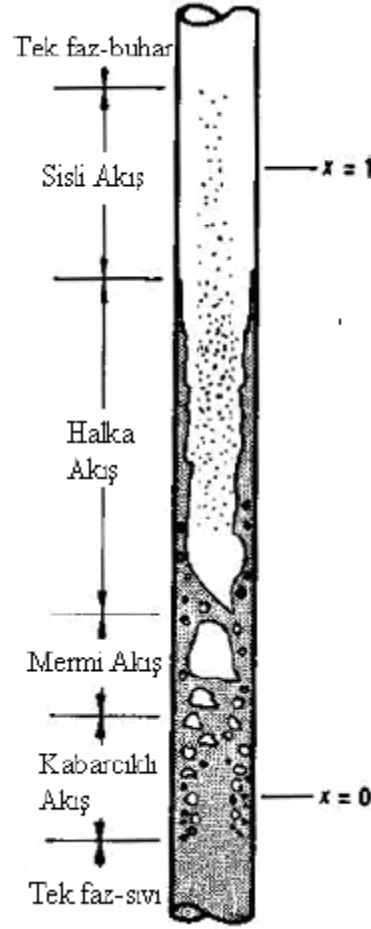
- **Halkasal Akış:** Sıvı akışı, film şeklinde cidarda olup gaz fazı borunun merkezindedir. Normal olarak gaz fazının içerisinde bazı sıvı damlacıkları yer alabilir ve sıvı filminin içerisinde de kabarcıklar halinde gaz kabarcıkları bulunabilir.

Şekil 2.12’de dikey borudaki iki fazlı akışta, akış rejimleri görülmektedir.



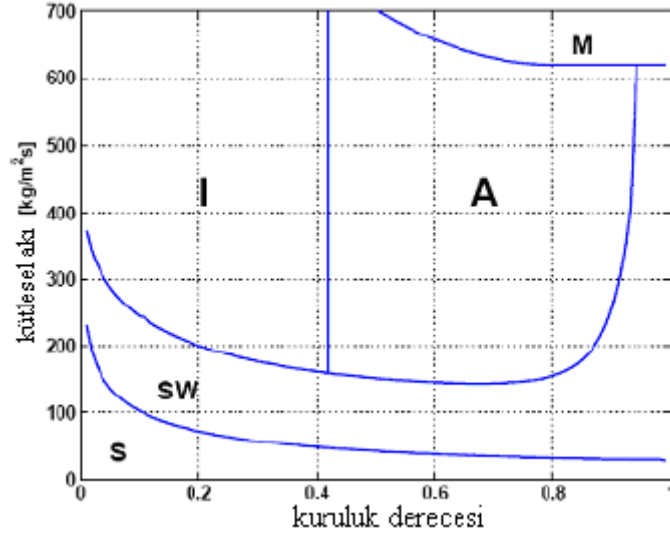
Şekil 2.12 Dikey iki fazlı akışta görülen akış rejimleri [120]

Dikey dairesel boruda, ısı akışı sonucu faz değişimi sırasında, fazların karışımıyla ilgili önemli bir özel durum söz konusudur. Boru boyunca bir ısı akışının var oluşu, akış rejimini, aynı yerel akış koşullarına sahip ısıtılmayan bir kanaldaki akış rejimine göre farklılaştırabilir. Bu değişiklik iki temel nedene bağlı olarak oluşur; kanaldaki radyal sıcaklık profili ile bağlantılı termodinamik dengeden sapma ve kanal boyunca yerel hidrodinamik dengeden sapmadır. Collier ve Thome’den alınan Şekil 2.13’e göre eşit dağılı ısı akısıyla ısıtılan ve doyma sıcaklığının hemen altında bulunan sıvıyla beslenen dairesel borudaki dikey akışın görünümü görülmektedir.



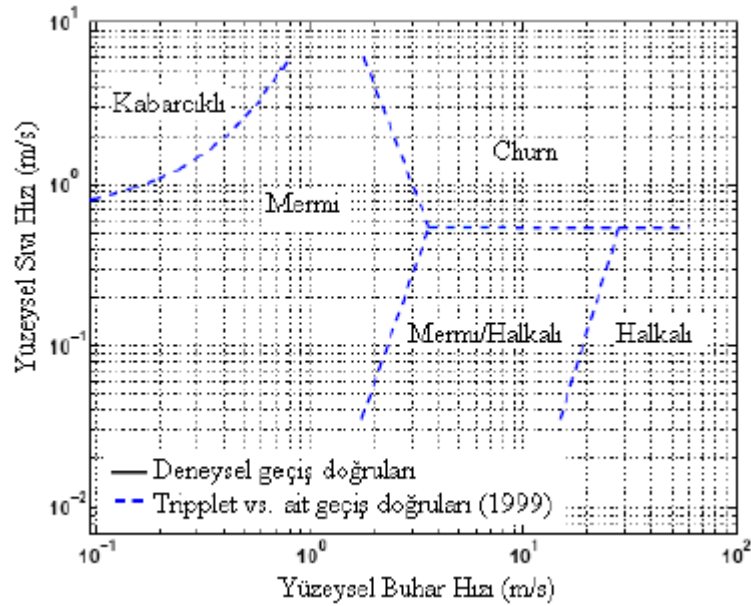
Şekil 2.13 Düşey boruda kaynama prosesinde görülen akış rejimleri [120]

İki fazlı akış rejimlerini tahmin etmek için birçok akış haritası mevcuttur. Bunlar iki sınıfa ayrılabilir: hava/su için adyabatik akış haritaları ve buharlaşan soğutucu akışkanlar için diyabatik akış haritaları. Isı transferi ve basınç düşümü modelleri bu akış rejim haritalarına dayandırılmaktadır. Kattan vd. yatay borularda buharlaşma üzerine geliştirilmiş bir iki fazlı akış haritası sunmuşlardır (Şekil 2.14). Bu yeni harita beş farklı soğutkan için geniş kütleli debi ve kuruluk derecesi aralıklarında elde edilen akış rejimi verilerine dayandırılarak hazırlanmıştır. Bu harita hem adyabatik hem de diyabatik akışlar için uygundur [120].



Şekil 2.14 Dikey kanallar için akış haritası. R-134a için, $d=10$ mm, $T_d= 30$ °C, $Q=10$ kW/m². (S: Ayrık, SW: Ayrık-dalgali, I: Kesikli, A: Halka, M: Sisli akış) [120]

Tripplert vd. tarafından gerçekleştirilen diğer bir çalışmanın amacı kılcal borularda iki fazlı akışın deneysel olarak araştırılmasıdır. Hava ve su kullanılarak yapılan deneyler 1.1 ve 1.45 mm iç çapında dairesel borular ile 1.09 ve 1.49 mm hidrolik çaplı yarıüçgensel kesite sahip mikrokanallarda yürütülmüştür. Akış rejimleri ve akış haritalarında koordinat olarak kullanılan gaz ve sıvı superficial hızları yapılan testlerde birbirine benzerdir. Görülen akış rejimleri kabarcıklı (B), churn (C), mermi(S), mermi/halkalı (S/A) ve halkalıdır.

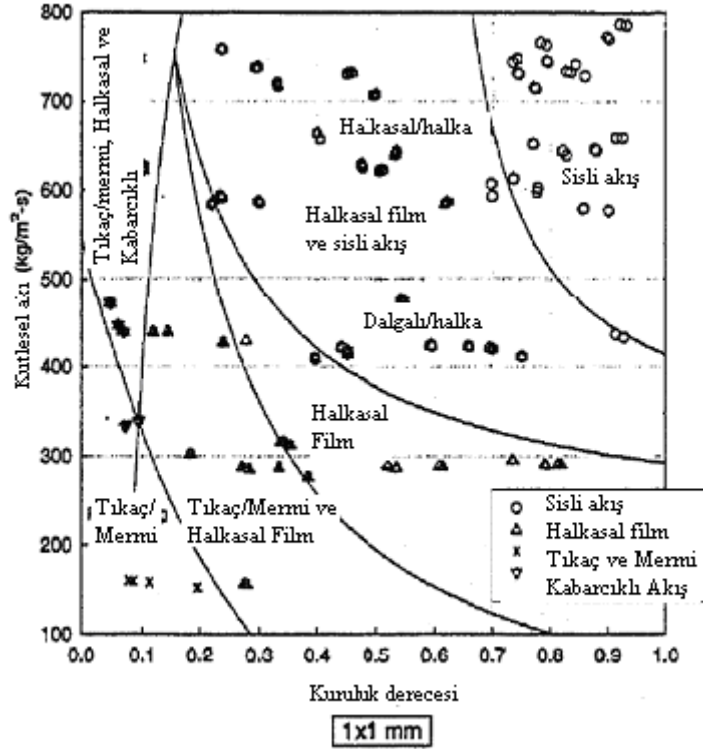


Şekil 1.7 1.1 mm boruda hava/su için akış rejim haritası [120]

Coleman ve Garimella (2003), küçük çaplı borularda boru çapının ve şeklinin, iki fazlı akışta, akış rejimleri arasındaki geçişe etkisini araştırmışlardır. Aynı yönlü akışta hava/su karışımlarının yatay olarak dairesel ve dikdörtgen kesitli borulardaki akış rejimleri, yüksek hızlı video analizleri ile tespit edilerek akış haritaları ve akış rejimleri arasındaki geçişler belirlenmiştir. Kabarcıklı (B), yayılmış (D), uzatılmış kabarcıklı (EB), mermi (S), ayrık (St), dalgalı (W), dalgalı-halkasal (WA) ve halkalı (A) elde edilmiştir. Boru çapının ve geometrisinin akış rejimleri üzerine etkisi, 1.3 ile 5.5 mm aralığında çapa sahip borular ile belirlenmiştir. Boru çapı arttıkça ayrık akışın baskın olduğu görülmektedir. Coleman ve Garimella (2000), 4.91 mm çaplı dairesel boruda R134a soğutkanının yoğuşması sırasındaki iki fazlı akış deneysel olarak araştırılmıştır. Farklı akış rejimleri Şekil 2.15’de görülmektedir. Bununla birlikte dört farklı kare kesite sahip kanalda da deneyler gerçekleştirilmiştir. R134a için grafiksel akış rejim haritası Şekil 2.16’da görülmektedir. [120]

AKIŞ REJİMLERİ				
Akış Şekilleri	Halkalı	Dalgalı	Kesikli	Dağınık
	Sırlı Akış	Ayrık dalgalı (0)	Mermi Akış	Kabarcıklı Akış
	Halkasal/Halka	Ayrık Dalgalı (1)	Mermi Akış	Kabarcıklı Akış
	Dalgalı/Halka	Ayrık Dalgalı (2)	Tıkaç Akış	Kabarcıklı Akış
Akış Şekilleri				
	Dalgalı Paket	Ayrık Dalgalı (3)	Tıkaç Akış	
Akış Şekilleri		Numaralı ikincil dalgaların şiddetini göstermektedir.		
	Halkasal Füm	Numaralı ikincil dalgaların şiddetini göstermektedir.		

Şekil 2.15 Coleman ve Garimella çalışmasında akış rejimleri [120]



Şekil 2.16 Coleman ve Garimella'nın çalışmasında akış rejim haritaları [120]

2.5.2 Boyutsuz Sayılar

Literatürde, çeşitli koşullarda deneyler yapan araştırmacılar, korelasyonlarının gelişimine göre iki fazlı akışta basınç düşümü ifadelerinde çeşitli boyutsuz sayılar kullanmışlardır.

Boyutsuz sayıların korelasyonlardaki kullanımı, literatür araştırmalarında farklılıklar göstermektedir. Bu boyutsuz sayıların kullanımı, irdelenen mekanik kuvvetin korelasyondaki önemine göre korelasyonda sınırlamalar getirebilmektedir. Temel olarak boyutsuz sayılara bakılırsa, Reynolds Sayısı (Re), atalet ve viskoz kuvvetlerin etkisine göre akış rejiminin laminar veya türbülanslı olması durumunu ifade etmektedir.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.13)$$

Bu kapsamda, iki fazlı akış araştırmalarının karşılaşılan boyutsuz sayılardan bazıları Çizelge 2.1'de verilmiştir. [120]

Çizelge 2.1 Kılcal borular içerisindeki iki fazlı akışa ilişkin boyutsuz sayılar [120]

Boyutsuz sayılar	Önemi	Kılcal Borularda Kullanımı
Ampirik Değerlendirmeye Dayalı Gruplar		
Martinelli Parametresi, X	İki fazlı akışta, sıvının içerisindeki buhar oranını ifade eden parametredir.	İki fazlı akışta basınç düşümü ve kaynama-yoğuşma prosesleri için sıklıkla kullanılan bir boyutsuz sayıdır.
$X = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_g} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}}$		
Konveksiyon Sayısı, Co	Değiştirilmiş Martinelli parametresi olup, akış kaynamasında ısı transferi verilerinin korelasyonunda kullanılmaktadır.	Akış kaynaması korelasyonlarında kullanımı sınırlıdır.
$Co = [(1 - x)/x]^{0.8} [\rho_v/\rho_l]^{0.5}$		
Kaynama Sayısı, Bo	Isı akısı, kütleli debi ve gizli ısıya bağlı olarak boyutsuzlaştırılmıştır.	Isı akısı ve kütleli akı parametrelerini kombine ederek akış kaynamasının ampirik değerlendirilmesinde kullanılır.
$Bo = \frac{\dot{q}}{Gh_{lv}}$		
Temel Değerlendirmeye Dayalı Gruplar		
$K_1 = \left(\frac{\dot{q}}{Gh_{lv}} \right)^2 \frac{\rho_l}{\rho_v}$	Buharlaştırma momentumunun sıvı-buhar ara yüzeyindeki atalet kuvvetlerine oranıdır.	Kandikar (2004), yüzey gerilim kuvvetlerinin kritik olduğu akış kaynamasında uygulanabilmesi için türetmiştir.
$K_2 = \left(\frac{\dot{q}}{h_{lv}} \right)^2 \frac{D}{\rho_v \sigma}$	Buharlaştırma momentumunun sıvı-buhar ara yüzeyindeki gerilme kuvvetlerine oranıdır.	Kandikar (2004), kritik ısı akısında sıvı- buhar ara yüzeyi hareketlerinin modellenmesi için türetmiştir.
Bond Sayısı, Bo	Kaldırma kuvvetinin yüzey gerilimi kuvvetine oranıdır. Damlacık ve sprej tipi akışlarda kullanılabilir.	Yer çekimi kuvveti etkisinin önemli olduğu düşey borularda iki fazlı akış için önemlidir.
$Bo = \frac{g(\rho_l - \rho_v)D^2}{\sigma}$		
Eötvös Sayısı, Eo	Bond Sayısı ile aynı fiziksel özellikleri tanımlamakta olup, karakteristik uzunluk yerine hidrolik çap kullanılmaktadır.	Yer çekimi kuvveti etkisinin önemli olduğu, çok düşük hızlı akışlarda düşey borularda iki fazlı akış için önemlidir.
$Eo = \frac{g(\rho_l - \rho_v)L^2}{\sigma}$		

Kapileri Sayısı, Ca	Sıvı-buhar ara yüzüne etkiyen viskoz kuvvetlerin, yüzey gerilimi kuvvetlerine oranıdır.	Özellikle pürüzlü ve küçük çaplı borularda, basınç düşümünün hangi etkinin daha baskın yönelik parametredir.
$Ca = \frac{\mu V}{\sigma}$		
Ohnesorge Sayısı, Z	Viskoz kuvvetlerin, atalet ve yüzey gerilimi kuvvetlerine oranıdır.	Üçkuvvetin kombinasyonu, kuvvetlerin etkilerini maskelediğinden kılcal boru araştırmaları için uygun değildir.
$Z = \frac{\mu}{\sqrt{\rho L \sigma}}$		
Weber Sayısı, We	Yüzey gerilimi kuvvetlerinin, atalet kuvvetlerine oranıdır. İç akışlarda, karakteristik uzunluk L yerine, hidrolik çap Dh kullanılır.	Yüzey gerilimi ve atalet kuvvetlerinin iki fazlı akış rejimleri üzerindeki bağlı etkilerinin incelenmesi için uygundur.
$We = \frac{LG^2}{\rho \sigma}$		
Jakob Sayısı, Ja	Doyma sıcaklığına ulaşılması için gerekli olan duyulur ısının gizli ısıya oranıdır.	Kılcal borularda, kabarcık oluşumu öncesi sıvının aşırı kızması ve aşırı soğutmanın etkisinin belirlenmesi çalışmaları için kullanılabilir.
$Ja = \frac{\rho_l c_p L \Delta T}{\rho_v h_{lv}}$		

2.5.3 Kılcal Borulu Sistemlerde Kapasite Denge Şartı

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

Soğutma çevrimlerinde, iki farklı dengesiz çalışma durumu gözlenebilmektedir: kompresör basma kapasitesinin kılcal akış kapasitesinden fazla olduğu durum ve kılcal boru akış kapasitesinin kompresör basma kapasitesinden fazla olduğu durum [123].

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 arttırdığından, kılcal boru akış kapasitesi artmakta, kompresör kapasitesi ise bir miktar düşmektedir [123].

İkinci durumda kılcal boru akış kapasitesinin yüksek oluşu, buharlaştırıcıda soğutkan birikimine, yoğuşturucudan sürekli soğutkan tahliyesine neden olmaktadır. Kompresör girişinde soğutkanın 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 [123].

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 [123].

%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 [123].

2.5.4 Alternatif Soğutkan R600a

Günümüzde soğutucu akışkanlar, termodinamik verimlilikleriyle birlikte uzun vadede yaratabilecekleri kalıcı çevresel hasarlar ile değerlendirilmektedir. Özellikle ozon tabakasındaki bozulmaya ve küresel ısınmaya etkileri, soğutucu akışkanların kullanılabilirliğinin önemli kriterlerinden biridir [123].

İlk olarak Molina ve Rowlands (1974), CFC tipi soğutkanların atmosferdeki ozon tabakasına önemli zararlar verdiği tezini ortaya atmışlardır. Ozon tabakası stratosferde alt kısmındaki 20 ile 30 km yükseklikte bulunmaktadır. Ozon (O_3) , güneşten gelen ultraviyole(UV) ışınlarının oksijen ile etkileşimi sonucu ortaya çıkmaktadır. Ozon kararsız yapıdadır, sürekli olarak oksijene dönüşüp geri oluşabilmektedir. Kimyasal kararlılıkları sayesinde ozon tabakasının bulunduğu üst stratosfere ulaşan CFC'ler,

güneşten gelen ve dalga boyu 60-380 nm arasında olan ultraviyole ışınları tarafından parçalanarak klor atomunun ortaya çıkmasına neden olur. Klor ozonun oksijene dönüşme reaksiyonunu katalize eden bir halojen gazdır [123].

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 kısmı atmosferde bulunan gazlar (sera gazları) tarafından tutulur ve yeryüzüne geri yansır. Bu şekilde, yeryüzüne gelen güneş radyasyonu atmosferde hapsolarak sıcaklığı muhafaza edilmesi sağlanır. Atmosferin yapısında var olan sera gazları başta su buharı olmak üzere karbondioksit, metan, diazot monoksit, ozon ve aerosollerdir. Atmosferde doğal sera gazların bulunmaması durumunda yeryüzü sıcaklığının bugüne göre -30 °C daha soğuk olacağı hesaplanmaktadır. Bununla birlikte, atmosferde çeşitli insan kaynaklı nedenlerle miktarı artan bu gazlar, yeryüzü sıcaklığında belirgin yükselmelere neden olmaktadır. Bugün atmosferde büyük oranlarda bulunmayan, fakat artışları tehlike arz eden kloroflorokarbonların (CFC) ısı tutma kapasiteleri karbondioksitten 15.000 kez daha büyüktür [123].

Ozon tabakasındaki bozulmaya karşı, 1987 yılında Montreal Protokolü ile ev tipi soğutucularda CFC tipi soğutkanların yasaklanması ve yerine klor içermeyen HFC tipi soğutkanların kullanılması süreci başlamıştır. Fakat yaygın olarak kullanılmaya başlanan R134a gazı ozon tabakasına karşı bozucu etkiler içermese de azımsanmayacak düzeyde bir sera etkisine sahiptir [123].

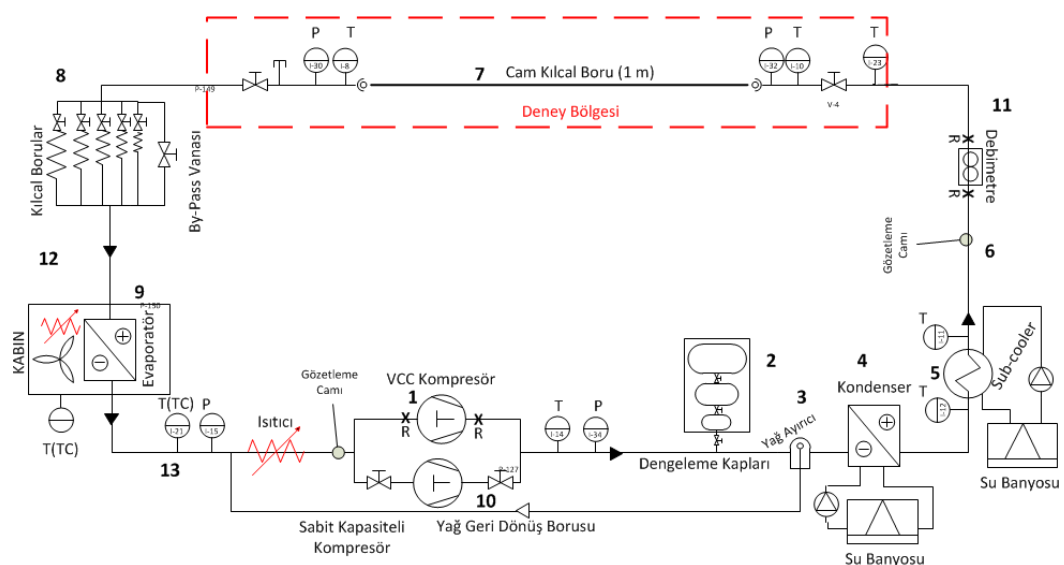
Çevreye zararlı bir etkisi olmayan HC esaslı R600a (izobütan) soğutkanı kullanımı Avrupa'da özellikle evsel soğutucularda yaygınlaşmaktadır. Aşağıda diğer soğutkan gruplarına ait akışkanlar ile bunların ile çevresel etkileri ve termodinamik özellikleri (ASHRAE değerleri) çizelgeler halinde karşılaştırmalı 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 [123].

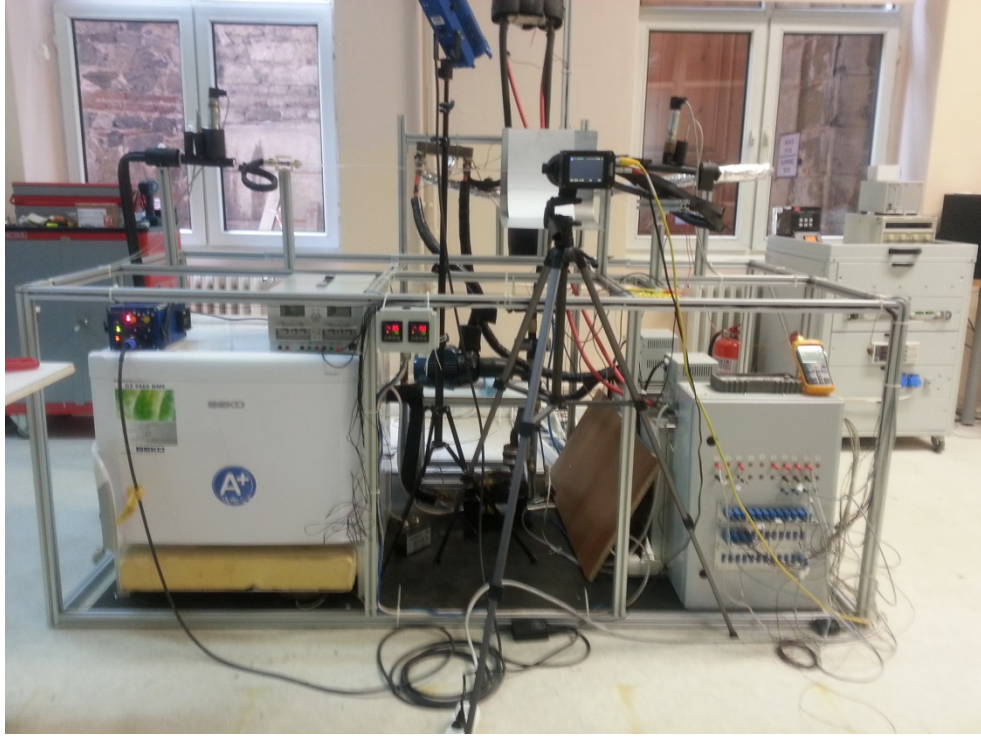
Çizelge 2.2 Soğutkanların çevresel etkileri (Molina ve Rowlands, 1974)

Soğutkan	R12	R22	R134a	R600a
Kimyasal Sınıf	CFC	HCFC	HFC	HC
Atmosferik Ömür	130	15	16	< 1
Ozon İnceltici Etki (ODP)	1	0.007	0	0
Küresel Isınma Etkisi (GWP)	7300	1500	1200	8

Çizelge 2.3 Soğutkan özelliklerinin ve evsel soğutucularda harcanan enerji miktarını etkileyen parametrelerin -15°C ve 30° 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 (μPa.s)	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/μ (kJ/kgK)	0.278	0.293	0.496





Şekil 3.2 Deney düzeneğinin fotoğrafı

Kılcal boru deney düzeneği aşağıdaki kısımlardan oluşmaktadır;

- Soğutma Devresi

- | | |
|----------------------|---------------------------------|
| 1. Kompresör | 6. Gözetleme Camı |
| 2. Dengeleme Kapları | 7. Test Bölgesi |
| 3. Yağ Ayırıcı | 8. Bakır Kılcal Boru Kollektörü |
| 4. Yoğuşturucu Grubu | 9. Kabin / Buharlaştırıcı |
| 5. Ara Soğutma Grubu | 10. Küresel Vana |

- Ölçüm, Kontrol ve Veri Toplama Ünitesi

- | | |
|--------------------|----------------------------|
| 11. Debimetre | 13. RTD ve Termoelemanlar |
| 12. Basınçölçerler | 14. Dinamik Basınçölçerler |

- Görselleme sistemi

3.2 Deneysel Çalışmada Dikkat Edilecek Parametreler ve Çıktılar

Deneysel çalışmada öncelikli olarak kılcal boru içinde meydana gelecek akışın hızlı kamera ile görsellenmesi ve kabarcık oluşumunun nerede, nasıl olduğunun ve akım tiplerinin tespit edilmesi hedeflenmiştir. Daha sonra kılcal boru içinde kaynama başlangıç noktasının yeri kontrollü olarak değiştirilerek, kabarcık ve akış yapısının görsellenerek incelenmesi ve bu sayede kılcal boru içinde bölgesel akış karakteristiğinin belirlenmesi amaçlanmaktadır.

Ayrıca, bölgesel akış karakteristiğinin belirlenmesi sayesinde ses gürültü düzeyindeki değişimlerin hangi şartlarda meydana geldiği tespit edilerek, kılcal boru içinde bu şartlardan uzak çalışabilmesi için gerekli kılcal boru parametrelerinin belirlenmesi sağlanacaktır.

Yapılacak deneysel çalışmaya ait çıktılar aşağıda sıralanmıştır:

- Farklı çevrim şartları altında, kılcal borular ile yapılan deneylerde akış karakteristiklerini ve basınç düşüşlerini etkileyen değişkenlerin irdelenmesi
- Kılcal boru boyunun etkisi
- Kılcal boru giriş basıncının etkisi
- Aşırı soğutmanın etkisi
- Farklı boyutlardaki kılcal borular için boğulma akış şartının irdelenmesi
- Deneysel çalışmanın sonucunda elde edilen veriler ışığında tasarım kriterlerinin belirlenmesi

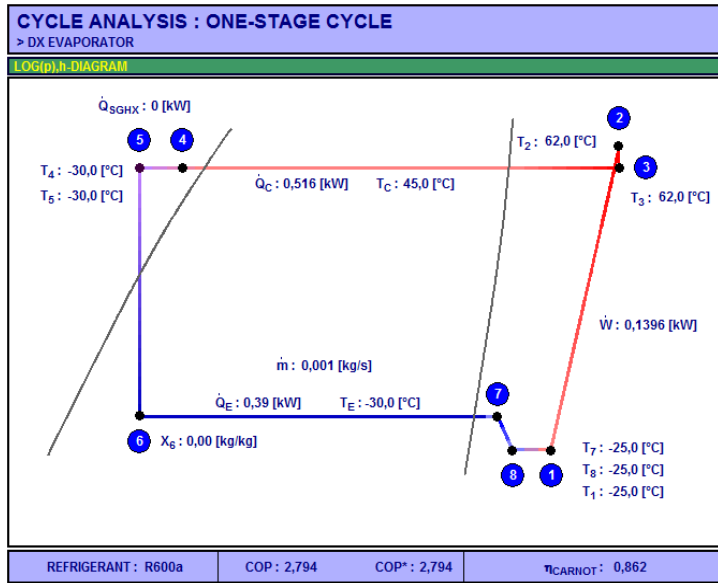
3.3 Deney Düzeneği Tasarım Şartları

Deney düzeneğindeki parçaların tasarlanması ve boyutlandırılması sırasında, aşağıdaki Çizelge 3.1’de verilen deney parametreleri kullanılmıştır.

Çizelge 3.1 Deney düzeneği tasarım parametreleri

T_{COND}	45 °C	W_{COMP}	139,6 W
T_{EVAP}	-30 °C	Q_{COND}	516 W
$\dot{m}_{R600a}$	0,001 kg/s = 1g/s	Q_{EVAP}	390 W
ΔT_{SC}	25 °C	η_v	0,7

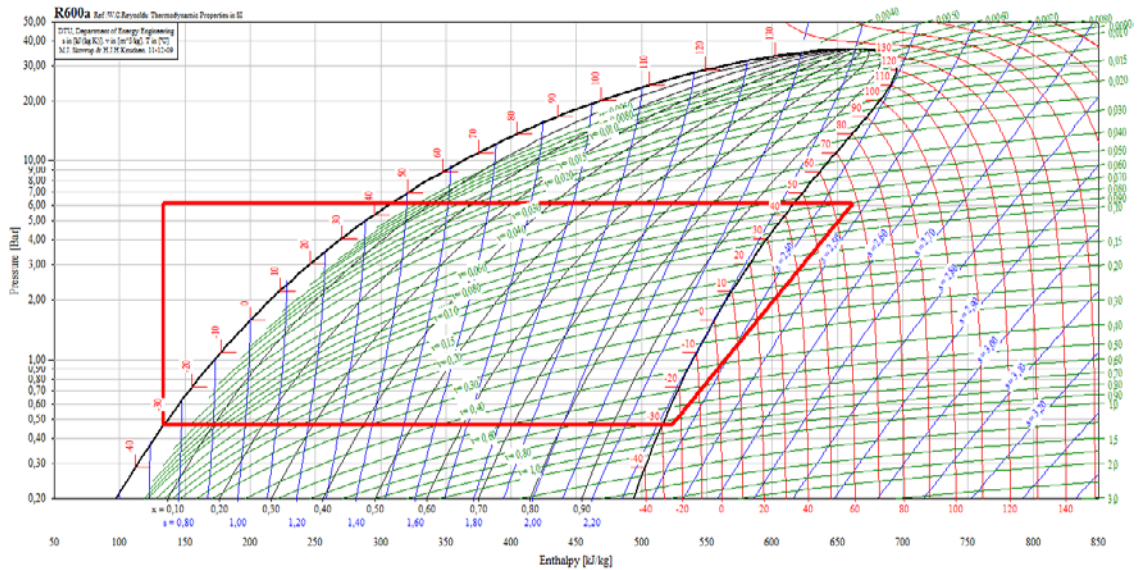
Soğutma çevriminin tasarım hesapları, Cool Pack isimli program kullanılarak belirlenmiş olup, programın ekran görüntüleri Şekil 3.3’de, soğutma çevriminin $\ln(P)$ - h diyagramındaki çizimi Şekil 3.4’de gösterilmiştir.



STATE POINTS		
STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE
	[°C]	[kPa]
1	-25,0	45,4
2	62,0	607,8
3	62,0	600,3
4	-30,0	600,3
5	-30,0	600,3
6	-30,0	46,5
7	-25,0	46,5
8	-25,0	45,4

STATE POINT	ENTHALPY	DENSITY
	[kJ/kg]	[kg/m ³]
1	645,4	1,3
2	771,1	14,6
3	771,4	14,3
4	255,3	613,7
5	255,3	613,7
6	255,3	-----
7	645,4	1,3
8	645,4	1,3

Şekil 3.3 Cool Pack programının ekran görüntüsü



Şekil 3.4 Deney düzeneğinde gerçekleşecek ideal soğutma çevriminin $\ln(P)$ – h diyagramı

Deney düzeneği tasarlanırken, maksimum değler seçilmiş olup, bu sayede mümkün olan en geçiş aralıkta çalışılabilmesi sağlanmaya çalışılmıştır.

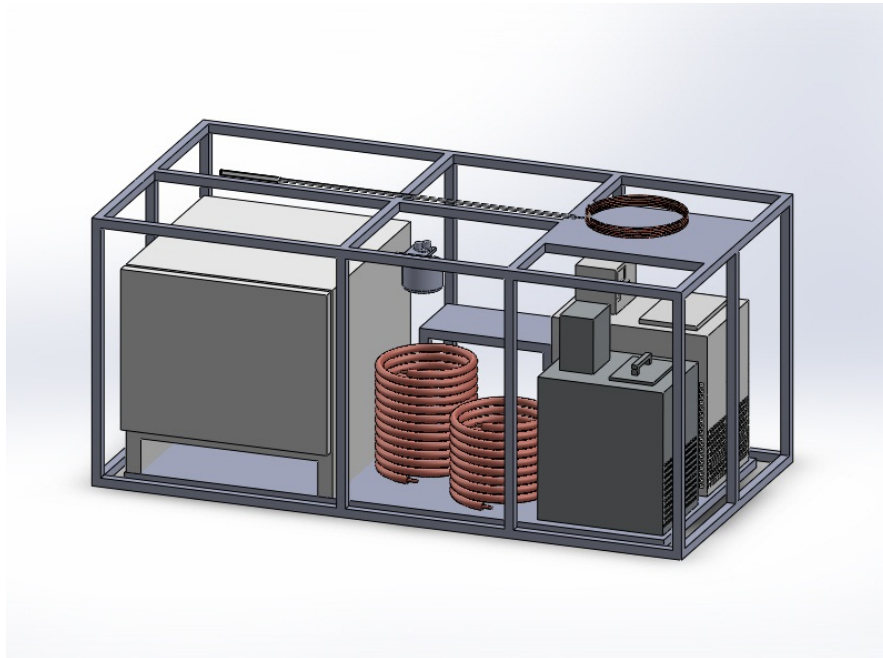
3.4 Deney Düzeneğini Oluşturan Elemanlar

Bu bölümde istenilen gereksinimlere cevap verebilecek kapasitede tasarlanan deney düzeneğini oluşturan parçalar detaylı olarak anlatılmıştır.

3.4.1 Karkas

Deney düzeneği, tüm parçalara kolaylıkla ulaşılabilmesi ve gerektiğinde müdahale edilebilmesi, mümkün olduğunca kompakt ve az yer kaplayan yapıda olması, tüm parçalarının güvenilir ve sağlam şekilde monte edilebilmesi, test bölgesini titreşimlerden koruyacak şekilde tasarlanmıştır.

Bu kapsamda, kılcal boru deney düzeneğini oluşturacak karkas, 2 m x 1,2 m x 0,9 m boyutlarında olacak alüminyum profiller kullanılarak oluşturulmuştur. Profillerin bağlantısı, bağlantı parçalarıyla yapılmış olup ihtiyaçlar doğrultusunda yeni profillerin eklenmesi, profillerin çıkarılması veya yerlerinin değıştırilmesi mümkündür. Tasarlanan karkasın şematik resmi Şekil 3.5’de ve üretimi tamamlanmış halinin fotoğrafı ise Şekil 3.6’de gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Deney düzeneği için tasarlanan karkasın resmi

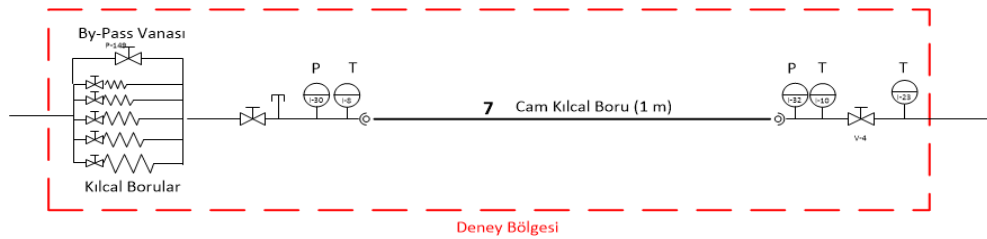


Şekil 3.6 Üretilen karkasın fotoğrafı

Yapılan planlamaya göre, deney düzeneğinde bulunan kabinin, sabit sıcaklık banyolarının ve kompresörün oluşturacağı titreşim etkilerinin azaltılması için, bu bileşenler, karkasın altına ve karkas profillerine temas etmeyecek şekilde 20 mm kalınlıklı kauçuk malzemeden sönümlleme levhasının üzerine konumlandırılmıştır.

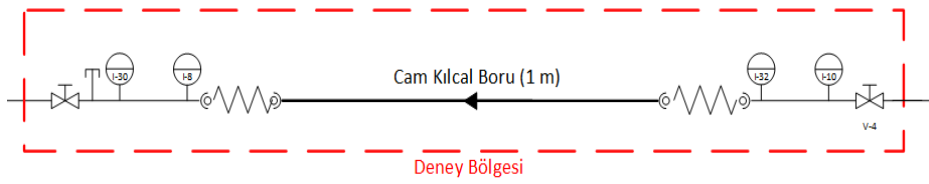
3.4.2 Test Bölgesi

Test bölgesi yapılacak deneye göre farklılık göstermektedir. Çalışmanın ilk aşamasında, test bölgesi, farklı kılcal boru uzunluklarının kütleli debi ve basınç düşümü üzerindeki etkisinin incelenmesine yönelik olarak tasarlanmıştır. Bu kapsamda öncelikle, test bölgesi, 1 m uzunluğundaki 0.8 mm iç çaplı cam borudan ve devamında ise farklı uzunluklarda kılcal borulardan oluşan kollektörden oluşturulmuştur. Deney yapılmak istenen kılcal boru ait vana açılarak farklı kılcal boru uzunlukları için kütleli debi ve basınç düşümü değerleri ölçülmüştür (Şekil 3.7).



Şekil 3.7 Kılcal boru uzunluğunun etkisinin belirlenmesine yönelik oluşturulan test bölgesinin şematik resmi

Kılcal boru uzunluğundaki değişimin, yoğunlaşma, aşırı soğutma ve kompresör devri parametrelerinin basınç düşümü ve akışkan debisi üzerindeki etkisinin incelenmesinin ardından, kılcal boru boyunca uzunlukla birlikte akım tipinin de inceleneceği deneyler için öncelikle, deney düzeneği üzerinde cam kılcal borudan sonra bulunan ve farklı uzunluklarda kılcal borulardan oluşan kollektör sökülmüş ve toplam kılcal boru uzunluğu her durumda 4 m olacak şekilde, cam kılcal borunun önüne ve arkasına farklı uzunluklarda bakır kılcal borular bağlanarak kılcal borunun farklı bölgelerinin görsellenmesi mümkün hale getirilmiştir (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 Akış tiplerinin belirlenmesine yönelik oluşturulan test bölgesinin şematik resmi

Kılcal borunun adyabatik kabul edilebilmesi için de, ortamla olan ısı transferinin mümkün olduğunca azaltılması için cam boru kılcal boru da dahil olmak üzere yalıtım malzemesi ile sarılmıştır.

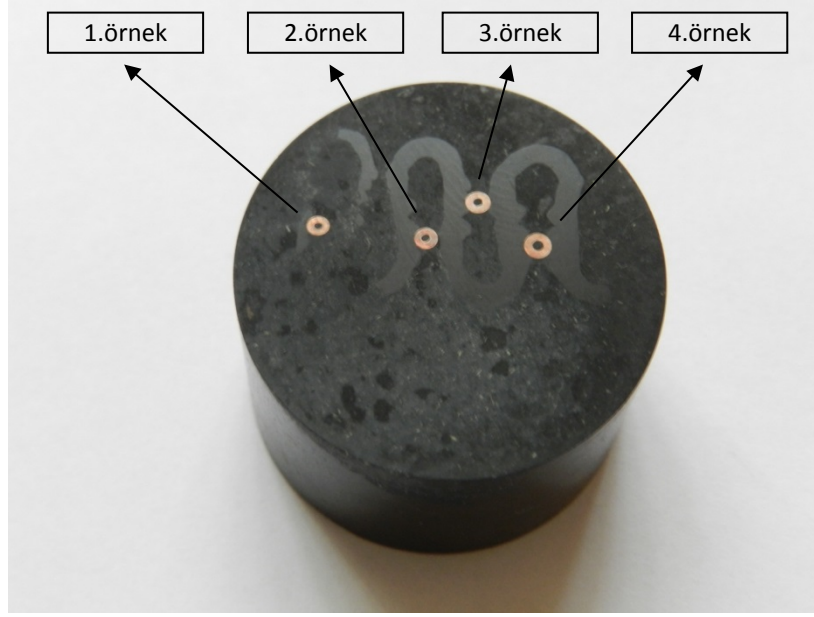
Test borularının giriş ve çıkışlarında, sıcaklık ve basınç değerlerinin ölçüleceği sensörler bulunmaktadır. Ayrıca farklı kılcal boru deneylerinde boruların değişimlerinin kolaylıkla yapılabilmesi için servis bağlantıları bulunmaktadır.

3.4.2.1 Bakır Kılcal Boru

Deney düzeneğinde 0,8 mm iç çapında ve farklı uzunluklarda kılcal borular kullanılmıştır.

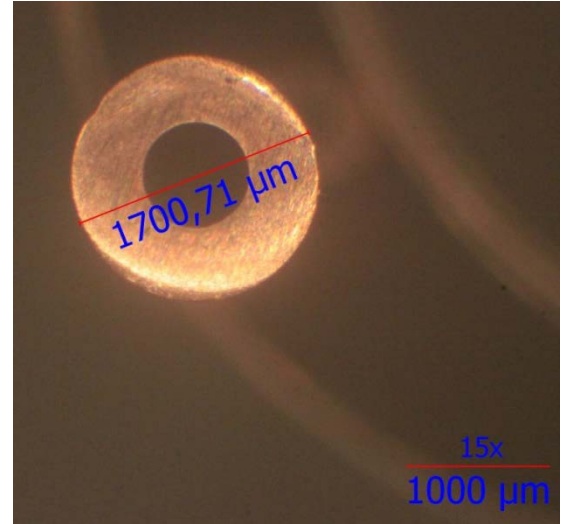
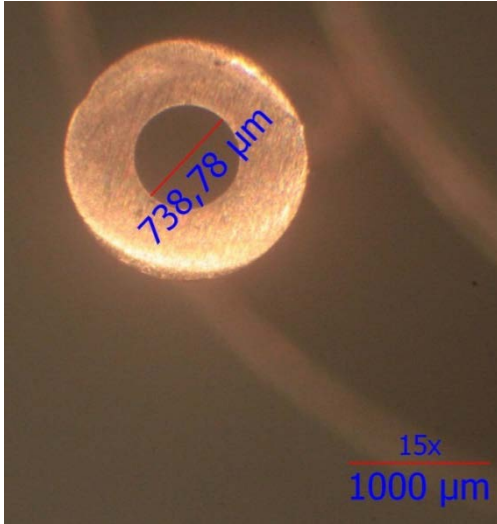
Satın alınan kılcal boruların iç çaplarının kontrolü, Arçelik A.Ş. Malzeme Teknolojileri ailesinde bulunan mikroskop kullanılarak yapılmıştır. Bunun için kılcal borulardan kesilerek alınan numuneler, bakalitin içerisine gömülüp, su zımparası ile hazırlandıktan sonra mikroskop altında iç ve dış çap ölçümleri yapılmıştır.

Kılcal boru numunelerinin gömüldüğü bakalit bloğun fotoğrafı aşağıdaki Şekil 3.9'da verilmiştir.



Şekil 3.9 Numune kılcal boruların gömüldüğü bakalit bloğunun fotoğrafı

Bakalit bloğunun içerisinde bulunan kılcal boru numunelerinin mikroskop kullanılarak alınan görüntüleri ve iç/dış çap ölçüleri, kullanılan kılcal borunun dış çapı 1.7 mm ve iç çapı 0.738 mm olarak ölçülmüştür.

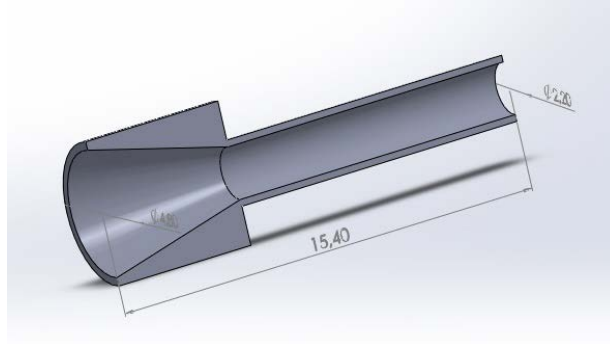


Şekil 3.10 Kullanılan kılcal boruya ait mikroskop görüntüsü

Deney bölgesinin çok uzun yapılamayacak olması sebebi ile bakır kılcal boru sarmal olarak kullanılmıştır. Bakır boru üzerine ilk kısımlarda 25 cm aralıkla, son 1 m’de ise 10 cm aralıkla yerleştirilen olan termoelemanlar sayesinde boru yüzeyinin sıcaklık ölçümü yapılmıştır.

3.4.2.2 Bakır Kılcal Boru Bağlantı Aparatı

Deneyler farklı kılcal boru boyları ile yapılacağından boru değişimi yapılması gerektiğinde, kaynaklı bağlantıların sökülmesi gerekmektedir. Bu hem zaman kaybı olacağından hem de patlayıcı gaz kullanan sistemde güvenlik riski oluşturacağından dolayı bu bağlantı için sökülüp takılabilir ve iyi sızdırmazlık sağlayan bir aparat tasarlanmıştır. Bu aparat mevcut olan bir metal redüksiyon içerisine farklı kılcal boru çaplarıyla uygun olacak şekilde Arçelik A.Ş. Prototip Ailesinde yaptırılan konik bağlantı elemanı ve sızdırmazlık elemanı yerleştirilmesiyle oluşturulmuştur.



Şekil 3.11 Konik bağlantı elemanının katı model görüntüsü

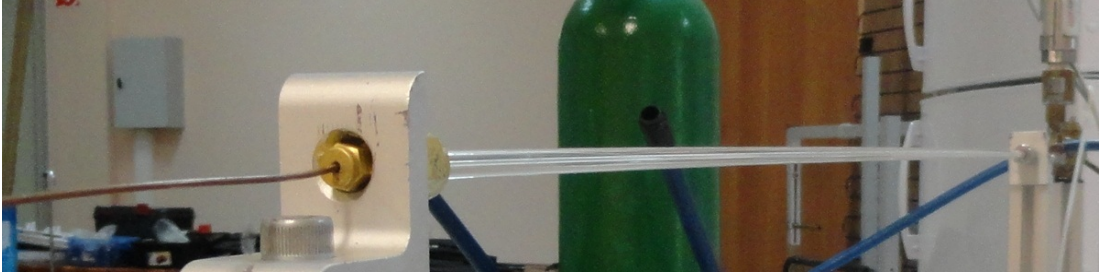


Şekil 3.12 (a) Kılcal boru bağlantı aparatının patlatılmış fotoğrafı ; (b) Bağlantı aparatının deney düzeneğine bağlanmış haldeki görüntüsü

Arçelik A.Ş Prototip atölyesinde SLS malzemedan hızlı prototipleme yöntemi ile üretilen bağlantı parçaları ile cam ve bakır borular, contalar kullanılarak sıkıştırılmış ve civata-somunlarla sabitlenmiştir. Contalarla borular arasındaki baskı sayesinde oluşturulan sürtünme kuvveti, her yönden gelebilecek yüklere karşı koymaktadır. Bu sayede, olası gaz kaçağlarının ve cam borunun kırılma riskin azalması sağlanmıştır.

3.4.2.3 Cam Kılcal Boru

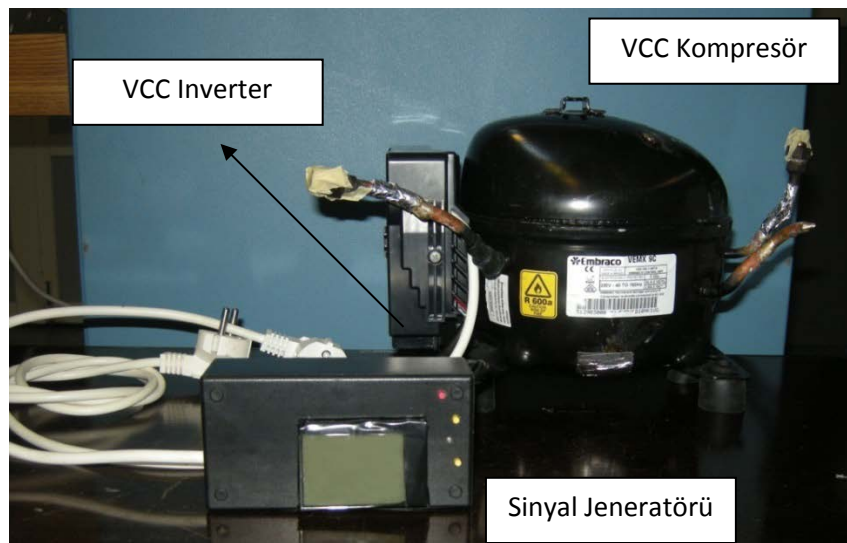
Proje kapsamında yapılacak deneylerde kılcal borularda akış esnasında meydana gelen akış tipinin belirlenmesi (kabarcıkların boru içindeki şekli, konumları vb.) için 1 m uzunluğunda kılcal cam boru test bölgesine monte edilmiştir. Yerleştirilen cam boru ile akım tiplerinin belirlenmesi ve kompresörden kaynaklanan basınç dalgalanmalarının kılcal borudaki akışa olan etkisinin (kabarcıkların oluşup – çökmesi) incelenmesi mümkün olmuştur.



Şekil 3.13 Cam kılcal borunun fotoğrafı

3.4.3 Kompresörler

Deney düzeneğinde dolaşan soğutkan debisi, akış karakteristiği için önemli bir parametre olduğundan farklı deney şartları için farklı debilere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle sistemde kullanılan kompresörlerden biri değişken devirli(VCC) olarak diğer ise gerekli debinin sağlanamaması durumunda devreye alınmak üzere sabit kapasiteli olarak seçilmiştir.



Şekil 3.14 Değişken devirli kompresör, inverter ve sinyal jeneratörü

Bu amaçla, Arçelik A.Ş. Ar-Ge laboratuvarında mevcut olan Embraco firmasına ait VEMX9C model kompresör, buna uygun frekans kontrollü bir inverter ve invertere dışarıdan kare dalga gönderecek olan frekans jeneratörü kullanılmıştır.

Seçilen kompresör maksimum çalışma kapasitesinde (4500d/d; 0,511g/s), tasarım parametrelerinde yer alan 1 g/s'lik debiyi sağlayamadığı için, bu kapasitenin üzerindeki debilerde çalışıldığında devreye sokulacak ikinci bir sabit kapasiteli kompresörün kullanılmasına ihtiyaç duyulmuştur.

Kompresörün devrini ayarlamak için, invertere dışarıdan kare dalga formunda sinyal gönderilmesi gerekmektedir. Bunun için, Arçelik A.Ş elektronik birimi tarafından uygun frekans aralığında çalışacak frekans jeneratörü üretilmiştir.

Gerek kompresörün sökülmesi veya değiştirilmesi gereken durumlarda gerekse bir kompresör çalışırken diğerinin kullanılmaması durumunda gaz akışını kesecek vanalar yerleştirilmiştir.



Şekil 3.15 Paralel bağlı kompresörlerin fotoğrafı

3.4.3.1 Değişken devirli kompresörün MAP ve ASHRAE Testleri

Kullanılacak olan kompresörün belirlenen çalışma parametrelerindeki davranışlarının belirlenmesi amacıyla farklı buharlaşma yoğuşma sıcaklıklarında ve farklı devirlerde kalorimetre testleri yapılmıştır. Bu testler sayesinde, kompresörün toplam 60 farklı çalışma noktasında soğutma kapasitesi, COP, debi gibi değerleri belirlenmiştir.

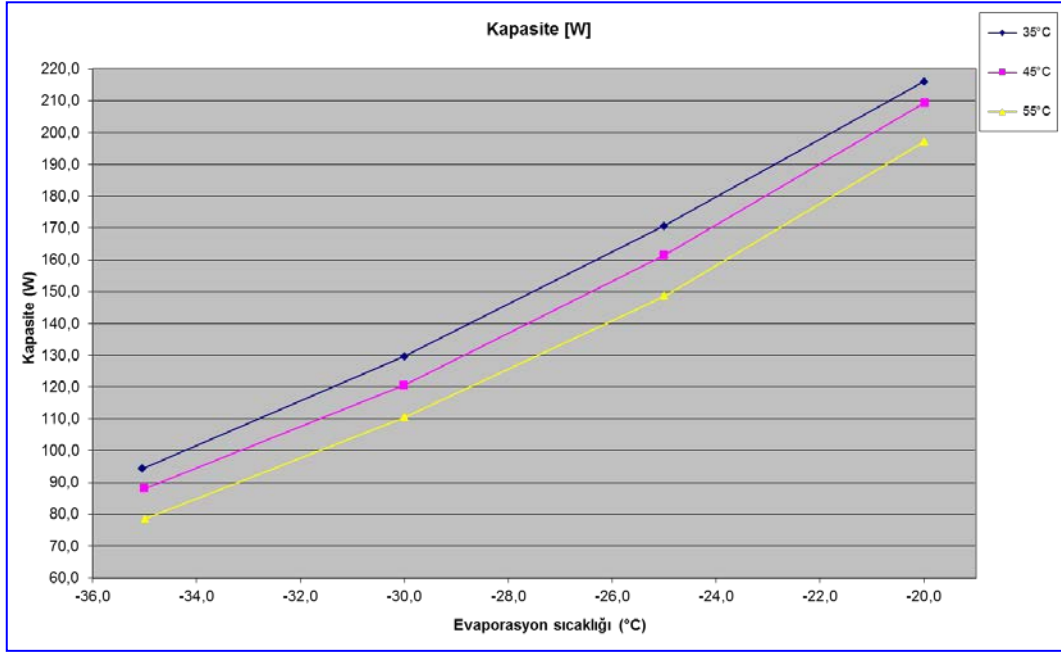
Aşağıdaki Çizelge 3.3’de, örnek olarak 3000 rpm’de kompresörden elde edilen veriler sunulmuştur. Testleri yapılan diğer noktalar şu şekildedir:

Çizelge 3.2 Test noktaları

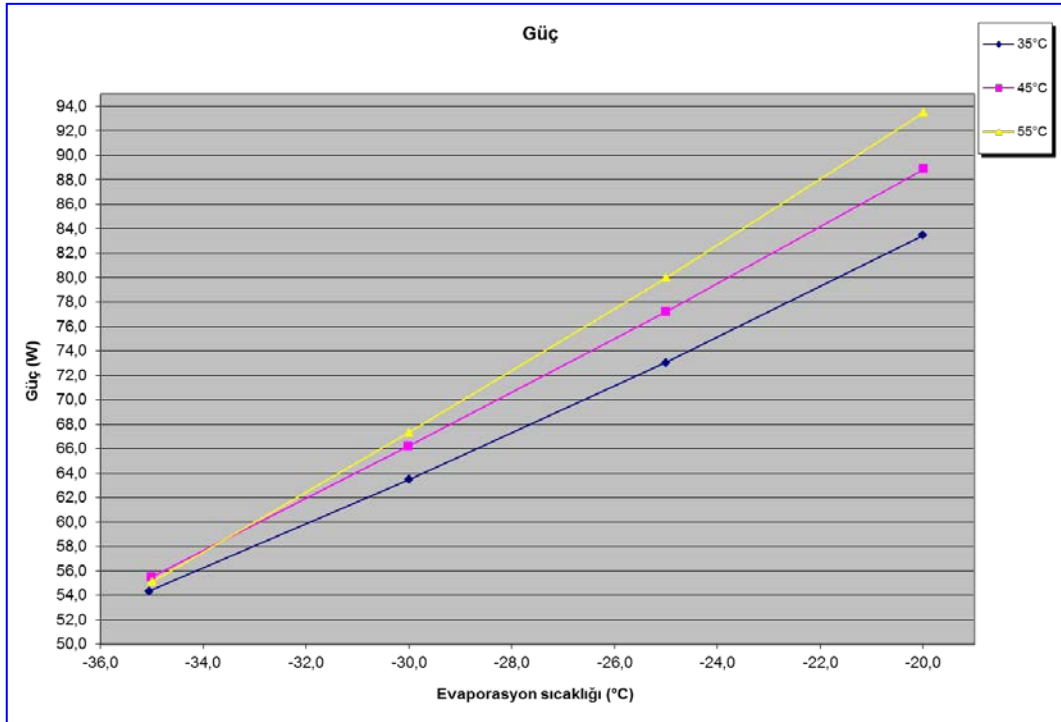
Devir (rpm)	Buharlaşma Sıcaklığı (°C)	Yoğuşma Sıcaklığı (°C)
1200	-20	35
1600	-25	45
2000	-30	55
3000	-35	
4500		

Çizelge 3.3 3000 rpm için Embraco VEMX9C model VCC kompresöre ait ASHRAE ve MAP değerleri

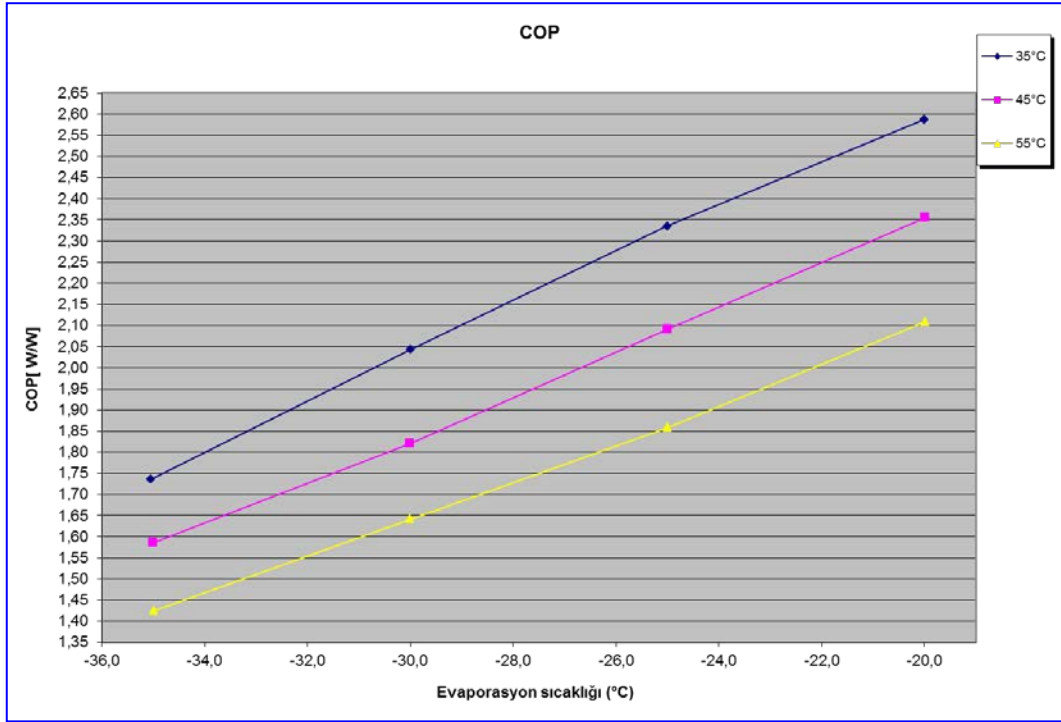
VEMX9 C #513903000# MAP Kalorimetre # 2# 230 V [RPM # 3000 #]																	
3000 RPM	T kon [°C]	T evap [°C]	Kapasite [kcal/h]	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	Voltaj [V]	Akım [A]	Pfactor	Muhafaza [°C]	Çıkış [°C]	Debi [g/s]	Balance [%]	Subcooling [°C]	Superheat [°C]	Ambient [°C]	COP [W/W]
	35,0	-20,0	185,7	216,0	83,5	2,59	229,7	0,666	0,545	50,5	61,1	0,633	1,3	25	25	25	2,59
	35,0	-25,0	146,6	170,6	73,0	2,34	230,5	0,563	0,563	50,3	57,2	0,499	1,0	25	25	25	2,34
	35,0	-30,0	111,5	129,6	63,5	2,04	230,6	0,496	0,555	49,8	55,2	0,379	0,4	25	25	25	2,04
	35,0	-35,1	81,1	94,3	54,3	1,74	230,5	0,443	0,532	48,9	52,6	0,275	0,2	25	25	25	1,74
	45,0	-20,0	180,0	209,4	88,9	2,36	229,2	0,661	0,586	52,8	61,4	0,614	0,4	25	25	25	2,36
	45,0	-25,0	138,8	161,4	77,2	2,09	229,1	0,563	0,598	52,8	59,9	0,472	0,4	25	25	25	2,09
	45,0	-30,0	103,7	120,6	66,2	1,82	228,9	0,510	0,568	52,1	57,3	0,352	0,2	25	25	25	1,82
	45,0	-35,0	75,7	88,1	55,5	1,59	228,8	0,450	0,539	50,8	54,1	0,257	0,2	25	25	25	1,59
	55,0	-20,0	169,5	197,1	93,5	2,11	227,6	0,712	0,576	55,8	64,6	0,578	0,4	25	25	25	2,11
	55,0	-25,0	127,7	148,5	80,0	1,86	227,5	0,624	0,563	55,6	62,7	0,435	0,3	25	25	25	1,86
	55,0	-30,0	95,0	110,5	67,3	1,64	231,6	0,526	0,552	54,3	59,8	0,323	0,4	25	25	25	1,64
	55,0	-35,0	67,5	78,5	55,1	1,42	230,8	0,444	0,537	52,1	55,7	0,229	0,6	25	25	25	1,42
VEMX9 C #513903000# ASHRAE Kalorimetre # 2# İnvertör girişi 220 V [RPM # 3000 #]																	
3000 RPM	T kon [°C]	T evap [°C]	Kapasite [kcal/h]	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	Voltaj [V]	Akım [A]	Pfactor	Muhafaza [°C]	Çıkış [°C]	Debi [g/s]	Balance [%]	Subcooling [°C]	Superheat [°C]	Ambient [°C]	COP [W/W]
ASHRAE	54,4	-23,3	137,5	159,9	83,5	1,91	221,1	0,623	0,606	62,6	70,2	0,476	0,9	32,2	32,2	32,2	1,91
ASHRAE	54,4	-23,3	137,8	160,2	82,9	1,93	221,1	0,624	0,601	62,1	69,9	0,477	0,6	32,2	32,2	32,2	1,93
ASHRAE	54,4	-23,3	137,7	160,2	83,3	1,92	221,3	0,624	0,604	62,0	69,8	0,477	0,4	32,2	32,2	32,2	1,92
ASHRAE	54,4	-23,3	137,7	160,2	83,1	1,93	221,2	0,624	0,602	61,9	69,8	0,477	0,2	32,2	32,2	32,2	1,93
ASHRAE	54,4	-23,3	137,7	160,1	83,2	1,92	221,2	0,620	0,607	61,9	69,7	0,477	0,4	32,2	32,2	32,2	1,92
ASHRAE	54,4	-23,3	137,7	160,1	82,9	1,93	221,1	0,613	0,611	61,9	69,7	0,477	0,2	32,2	32,2	32,2	1,93
ASHRAE	54,4	-23,3	137,7	160,2	83,1	1,93	221,3	0,623	0,603	61,9	69,7	0,477	0,3	32,2	32,2	32,2	1,93
ASHRAE	54,4	-23,3	137,8	160,2	83,3	1,92	221,4	0,627	0,600	61,9	69,7	0,477	0,2	32,2	32,2	32,2	1,92
ASHRAE	54,4	-23,3	137,7	160,1	83,2	1,92	221,4	0,625	0,601	61,9	69,7	0,477	0,3	32,2	32,2	32,2	1,92
ASHRAE	54,4	-23,3	137,5	160,0	83,1	1,93	221,3	0,624	0,602	61,8	69,7	0,476	0,4	32,2	32,2	32,2	1,93
Average	54,4	-23,3	137,7	160,1	83,2	1,925	221,2	0,623	0,604	62,0	69,8	0,477	0,4	32,2	32,2	32,2	1,93
VEMX9 C #513903000# ASHRAE Kalorimetre # 2# İnvertör girişi 230 V [RPM # 3000 #]																	
3000 RPM	T kon [°C]	T evap [°C]	Kapasite [kcal/h]	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	Voltaj [V]	Akım [A]	Pfactor	Muhafaza [°C]	Çıkış [°C]	Debi [g/s]	Balance [%]	Subcooling [°C]	Superheat [°C]	Ambient [°C]	COP [W/W]
ASHRAE	54,4	-23,3	137,0	159,4	83,9	1,90	228,4	0,614	0,598	62,0	69,7	0,474	0,7	32,2	32,2	32,2	1,90
ASHRAE	54,4	-23,3	137,3	159,7	83,7	1,91	228,5	0,613	0,598	62,3	70,0	0,476	0,4	32,2	32,2	32,2	1,91
ASHRAE	54,4	-23,3	137,7	160,1	83,7	1,91	228,5	0,613	0,598	62,2	69,9	0,477	0,2	32,2	32,2	32,2	1,91
ASHRAE	54,4	-23,3	137,8	160,2	83,7	1,91	228,4	0,610	0,600	62,2	70,0	0,477	0,1	32,2	32,2	32,2	1,91
ASHRAE	54,4	-23,3	137,6	160,0	83,7	1,91	228,3	0,611	0,600	62,2	69,8	0,476	0,4	32,2	32,2	32,2	1,91
ASHRAE	54,4	-23,3	137,7	160,1	83,1	1,93	228,1	0,607	0,600	62,1	69,8	0,477	0,3	32,2	32,2	32,2	1,93
ASHRAE	54,4	-23,3	137,7	160,2	83,3	1,92	228,3	0,606	0,602	62,1	69,8	0,477	0,2	32,2	32,2	32,2	1,92
ASHRAE	54,4	-23,3	137,5	159,9	83,4	1,92	228,4	0,614	0,595	62,1	69,7	0,476	0,3	32,2	32,2	32,2	1,92
ASHRAE	54,4	-23,3	137,4	159,8	83,3	1,92	228,3	0,613	0,595	62,0	69,7	0,476	0,4	32,2	32,2	32,2	1,92
ASHRAE	54,4	-23,3	137,7	160,2	83,5	1,92	228,3	0,614	0,596	62,0	69,6	0,477	0,2	32,2	32,2	32,2	1,92
Average	54,4	-23,3	137,5	160,0	83,5	1,915	228,4	0,611	0,598	62,1	69,8	0,476	0,3	32,2	32,2	32,2	1,92
ASHRAE testi # 220V ve 230V arası fark																	
	Mutlak	0,131	0,152	0,366	0,010	7,123	0,011	0,005	0,133	0,027	0,000						
	Bağıl	0,09%	0,09%	0,44%	0,53%	3,22%	1,81%	0,90%	0,21%	0,04%	0,09%						



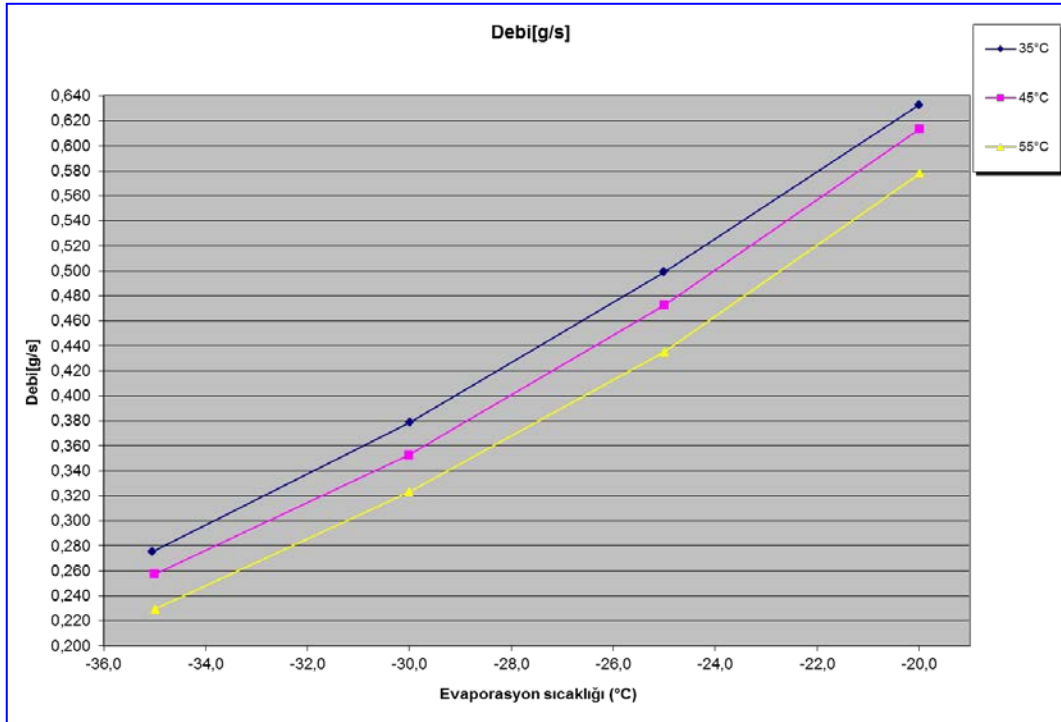
Şekil 3.16 VCC kompresöre ait 3000 rpm için kapasite grafiği



Şekil 3.17 VCC kompresöre ait 3000 rpm için çekilen güç grafiği



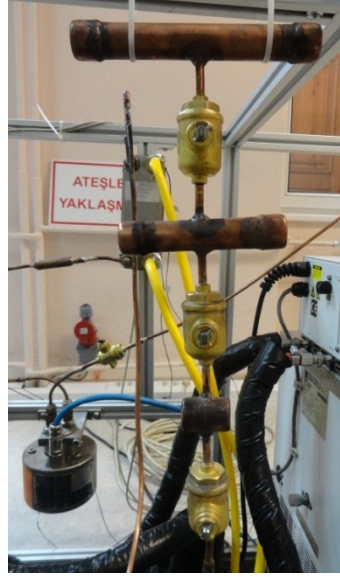
Şekil 3.18 VCC kompresöre ait 3000 rpm için COP grafiği



Şekil 3.19 VCC kompresöre ait 3000 rpm için kütleli debi grafiği

3.4.4 Dengeleme Kapları

Kompresörlerin kesikli ve darbeli çalışması sebebiyle akış üzerinde meydana gelebilecek etkinin bertaraf edilmesi için düzeneğe dengeleme kaplarının yerleştirilmiştir.



Şekil 3.20 Dengeleme kaplarının deney düzeneğine bağlanmış durumundaki görüntüsü

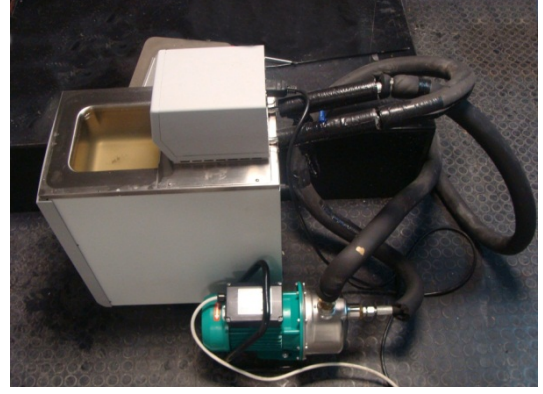
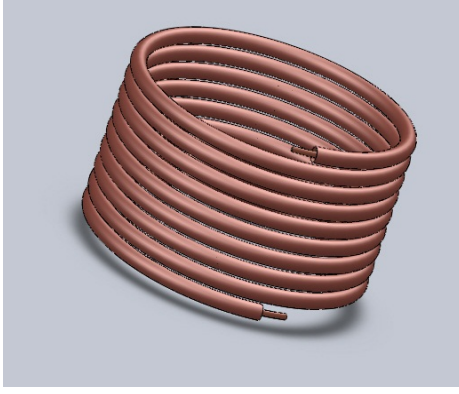
3 farklı boyutta tasarlanmış olan dengeleme kapları birbirlerinden vanalarla ayrılmış ve istenilen vananın açılıp kapatılmasıyla uygun şekilde devreye alınması sağlanmıştır. Bu sayede, kılcal boru içerisinde oluşan gaz kabarcıklarının oluşup çökmesi ile kompresör kaynaklı basınç değişimi arasındaki ilişkinin saptanması mümkün olacaktır.

3.4.5 Yoğuşturucu ve Ara Soğutma Grubu

Deneyler sırasında yoğuşma ve sub-cool(aşırı soğutma) sıcaklıkları istenilen değere ayarlanabilecek ve sabit tutulacaktır.

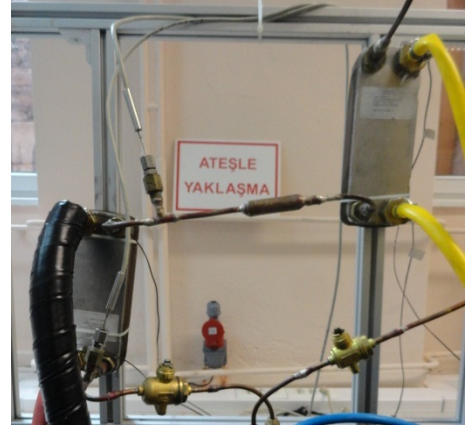
Bu amaçla başlangıçta, yoğuşturucu ve aşırı soğutma prosesleri için kullanılacak ısı değiştiricileri, su banyosu ile şartlandırılan farklı çaplarda iç içe geçmiş iki borudan oluşan ters akışlı ısı değiştiricileri olarak gerekli ısı transferi, basınç düşümü ve boyutlandırma hesapları yapılmıştır (Şekil 3.21).

Ancak, bu ısı değiştiricilerinin tasarım kriterlerinden birisi olarak iç içe yapılacak boruların birbirine değmemesi gerekliliğinden dolayı firmalardan alınan fiyatların çok yüksek bulunması sebebi ile bundan vazgeçilmiştir.



şekil 3.21 İç içe boru şeklinde tasarlanmış ters akışlı ısı değiştiricisi ve su banyosu

İç içe geçmiş borulardan oluşan ters akışlı ısı değiştiricilerinin yerine ise, Alfa Laval firmasına ait tamamı lehimli ve R600a soğutkanı ile uyumlu olan plakalı ısı değiştiricileri çok daha uygun maliyetle temin edilmiştir.

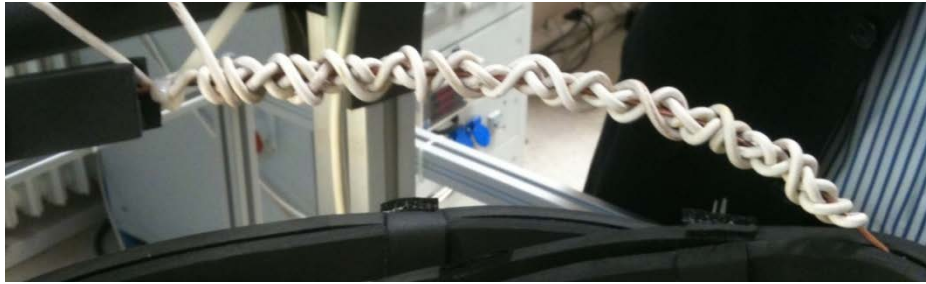


şekil 3.22 (a) Lehimli plakalı ısı değiştiricisinin fotoğrafı; (b) ısı değiştiricilerinin deney düzeneğine bağlı haldeki görüntüşü

Her iki ısı değiştiricisinde de evre ile olan ısı transferini azaltmak için, ısı değiştiricilerinin dışı yalıtım malzemeleriyle yalıtılmıştır. Hem soğutucu akışkan, hem de su giriş ve sıcaklıkları termoelemanlar ile ölçülmüştür.

3.4.6 Ön Isıtıcı

Farklı tipteki akış şartlarının incelenebilmesi ve ilk kabarcık oluşumunun cam boru girişinde başlatılabilmesi amacıyla, bakır kılcal borunun biterek cam kılcal boruya bağlandığı yere kablo tipi ısıtıcı sarılarak hassas bir güç kaynağı ile kontrollü şekilde akışkana ısı verilmesi düşünülmüştür. Ayrıca, cam kılcal borunun öncesinde, ısıtıcıdan sonra, kılcal boru yüzeyine ısı iletimini arttıracak bir termal macun kullanılarak T tipi bir termoeleman sabitlenmiş, bu sayede cam kılcal boru giriş sıcaklığı da ölçülebilir hale getirilmiştir (Şekil 3.23).

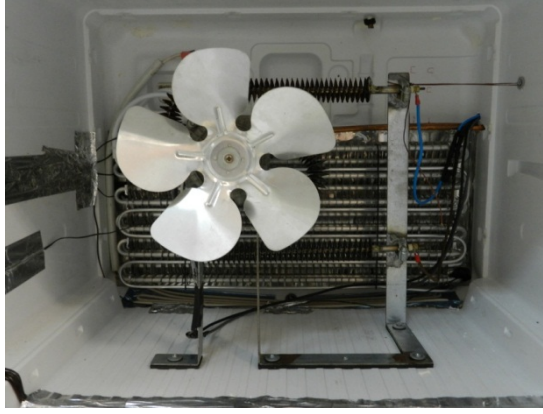


Şekil 3.23 Bakır kılcal borunun bitiş ile cam kılcal borunun başlangıcına sarılan kablo tipi ısıtıcı

3.4.7 Kabin ve Buharlaştırıcı Grubu

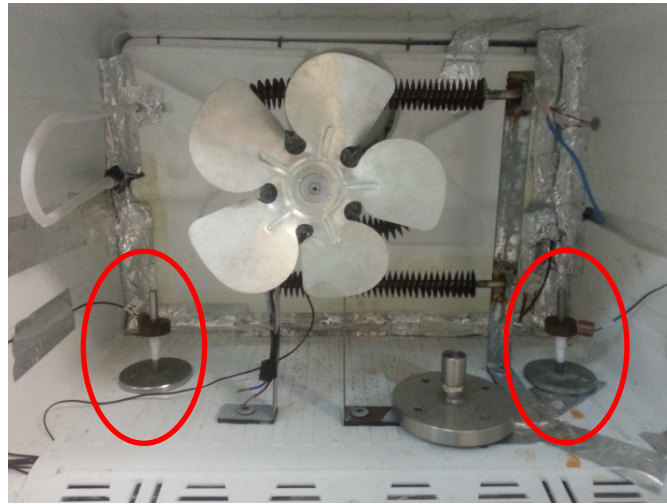
Deneyler sırasında, test bölgesinin giriş ve çıkışındaki çevrim parametrelerini sabit ve kararlı halde tutabilmek büyük önem taşımaktadır.

Buharlaştırıcının ortam sıcaklıklarına göre çok düşük sıcaklıklarda çalışmasından dolayı, ortamdaki havanın içerisinde bulunan su buharının soğuk yüzeyle karşılaşması ve yüzeyde yoğunlaşması, sonrasında ise donarak katı faza geçmesi sebebi ile kısa süre içerisinde karlanma problemi ortaya çıkmaktadır. Bunu ortadan kaldırmak ve buharlaşma sıcaklığını sabit tutabilmek amacıyla, buharlaştırıcı, buzdolaplarında olduğu gibi bir kabinin içerisinde konumlandırılmıştır. Kabin içerisindeki havanın homojen olarak dağılması için bir fan kullanılmaktadır. Deneyler sırasında kabinin şartlandırılmasına ihtiyaç duyulabileceği gerekçesiyle, kabin içerisine soğutma yükü oluşturacak max. 500 W gücünde PID kontrollü 220 VAC elektrikli ısıtıcı konulmuştur (Şekil 3.24).



Şekil 3.24 Kabin içerisine yerleştirilen ısıtıcı ve fanın fotoğrafı

Deneyler sırasında, sistemde bulunan şarj miktarı sabit tutulmuş olup, değişimin görülebilmesi amacıyla buharlaşma sıcaklığı serbest bırakılmıştır. Kabin içerisindeki sıcaklığın daha hassas ve doğru olarak ölçülebilmesi amacıyla kabinin sağ ve sol taraflarına olmak üzere 2 adet 3 inç termoeleman yerleştirilmiştir. Bu termoelemanların gösterildiği fotoğraf Şekil 3.25’de verilmiştir.



Şekil 3.25 Kabin içerisine yerleştirilen 3 inç termoelemanların görüntüsü

Deneylerde farklı uzunluklarda kılcal borular ve farklı çalışma parametreleri ile deneyler yapılacağından dolayı, şarj optimizasyonu yapılamayacaktır. Bu nedenle, şarjın fazla geldiği ve kılcal borudan çıkan soğuk soğutkanın buharlaştırıcıda tamamen gaz fazına döndürülemediği şartlar söz konusu olacaktır. Kompresöre sıvı soğutkan kaçmasının önüne geçebilmek için, soğutkanın buharlaştırıcıdan çıkıp kompresöre girdiği kısımda, borunun üzerinde ısıtıcı sarılarak PID kontrolcü ile kompresör dönüş sıcaklığı sabit tutulmuştur.



Şekil 3.26 Buharlaştırıcı çıkışına sarılan ısıtıcının fotoğrafı

3.4.8 Yağ Ayırıcı

Kılcal boruda akışın incelenmesi için yapılacak deneyler, spesifik olarak R600a için referans oluşturacağından, soğutucu akışkanın içerisinde bir miktar çözünen yağın akış karakteristiğini ve görsellemeyi olumsuz etkileyebileceğinden dolaşımdan uzaklaştırılarak kompresöre geri gönderilmesi gerekmektedir. Bunun için deney düzeneğine Temprite 302 serisi bir adet yağ ayırıcısı eklenmiştir. Bu yağ ayırıcısı, küçük kapasiteli olup akış içerisindeki yağı %99,995 oranında ayırabilme kapasitesine sahiptir.



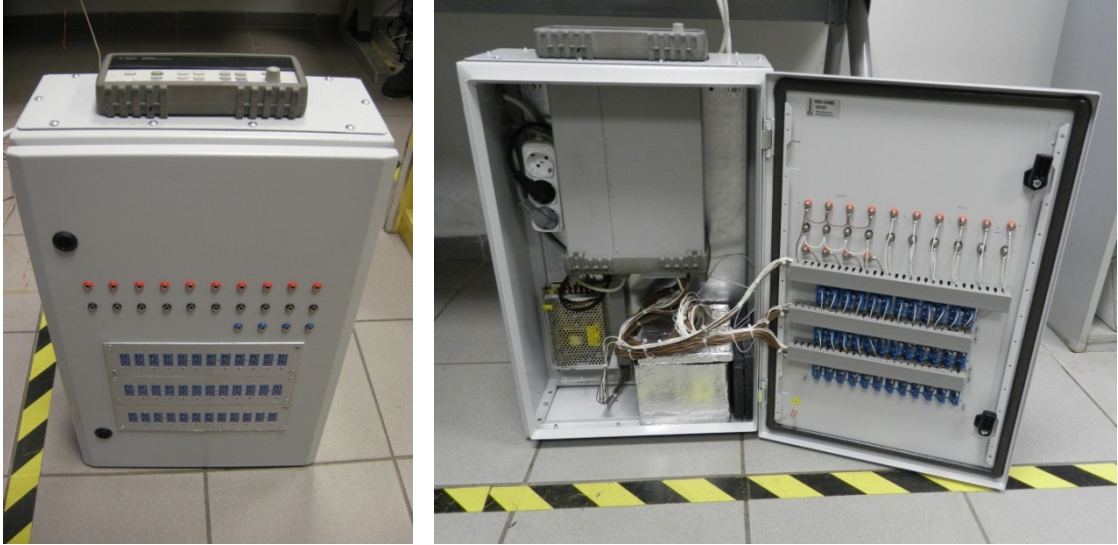
Şekil 3.27 Deney düzeneğinde konulacak olan yağ ayırıcısının fotoğrafı

3.4.9 Vanalar

Deney düzeneğinde yapılacak olan herhangi bir değişiklik sırasında sistemde bulunan soğutucu akışkanın akışını kontrol etmek ve ortama salınmasının engellemek amacıyla düzeneğin çeşitli yerlerine küresel vanalar yerleştirilmiştir.

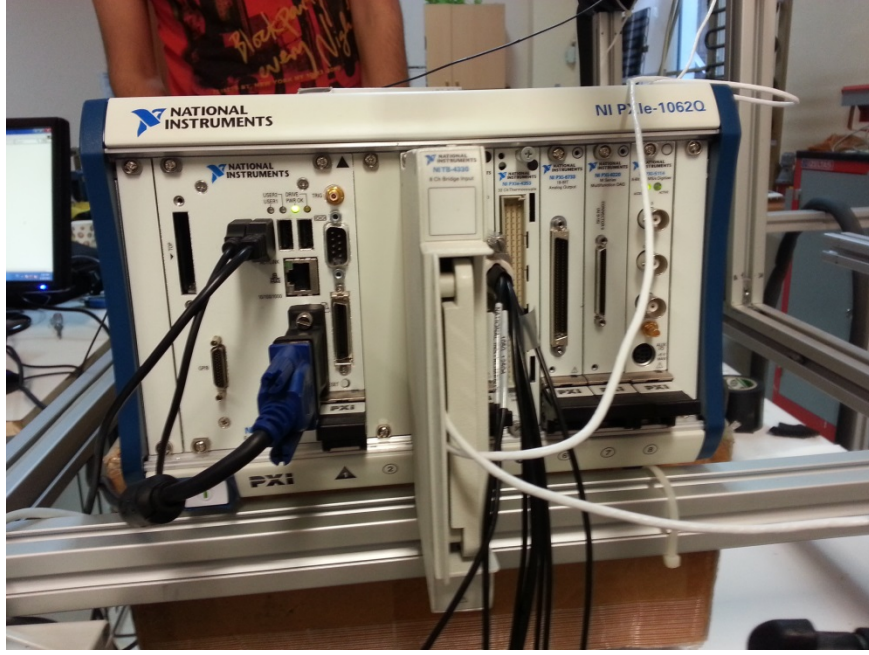
3.5 Veri Toplama Sistemi ve Yazılımı

Deney düzeneğinde mevcut durumda, toplam 4 noktadan basınç, 40 noktadan sıcaklık (termoeleman ve RTD) ve debi ölçümü yapılmaktadır. Çalışma için özel olarak geliştirilen bilgisayar programıyla birlikte Arçelik A.Ş. tarafından temin edilen Agilent 34970a datalogger ile en fazla 60 kanaldan anlık olarak istenilen aralıkta ölçüm değerlerinin kaydedilmesi, grafik olarak görüntülenmesi ve deney sonrası analiz yapılabilmesi mümkündür. Bu program sayesinde, ölçülen değerler anlık olarak görülebildiği gibi aynı zamanda, ölçülen değerler veya istenilen ortalama değerler grafiksel olarak da izlenebilmektedir.



Şekil 3.28 Veri toplama sisteminin genel görünümü

Bununla birlikte, ölçümü yapılacak olan titreşim ve dinamik basınç verileri için, mevcut bulunan datalogger yeterli bulunmamaktadır. Bu nedenle, bu sensörlerle yapılacak olan ölçümler, TİTAK tarafından yalnızca belirli zamanlarda YTÜ'ye getirilen yüksek hızlı ölçüm ve veri toplama kabiliyetine sahip, çeşitli modüllerden oluşan NI PXI analizör ile yapılmaktadır. Şekil 3.29'de kullanılan analizöre ait temsili resim gösterilmiştir.



Şekil 3.29 TİTAK'ta kullanılan deney düzeneğine eklenen ivmeölçerlerin ve dinamik basınçölçerlerin oluşturduğu sinyalleri işleyen hızlı veri toplama sisteminin fotoğrafı

Ölçülecek Büyüklükler

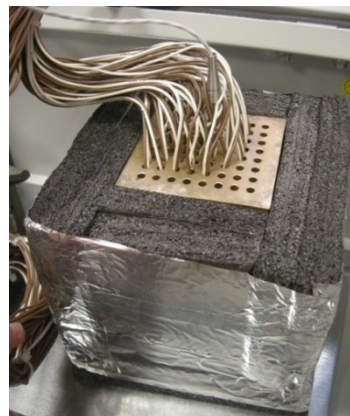
- Kılcal Boru Boyunca Sıcaklık Ölçümü (20 TC)
- Test Bölgesi Giriş Basıncı (1 PT)
- Test Bölgesi Çıkış Basıncı (1 PT)
- Buharlaştırıcı Çıkış Basıncı (1 PT)
- Kompresör Çıkış Basıncı (1 PT)
- Test Bölgesi Giriş Sıcaklığı (1 RTD)
- Test Bölgesi Çıkış Sıcaklığı (1 RTD)
- Ara Soğutucu Giriş ve Çıkış Sıcaklıkları (2 RTD)
- Ön Isıtıcı Sinyal Sıcaklığı (1 TC)
- Buharlaştırıcı Sıcaklıkları (5 TC)
- Kompresör Giriş ve Çıkış Sıcaklıkları (1 RTD, 1 TC)
- Ortam Sıcaklıkları (2 TC)
- Debi
- Titreşim Ölçümü (İvmeölçerler)
- Dinamik Basınç Ölçümü (2 Dinamik PT)

Çizelge 3.4 Deney düzeneğinde kullanılan veri toplama sistemine ait kanal listesi

DATALOGGER KANAL LİSTESİ					
100		200		300	
101	REF. RTD	201	TC Kılcal Boru Üzeri 5	301	PT Kılcal Boru Çıkış (1.Hat)
102	TC Ortam 1	202	TC Kılcal Boru Üzeri 6	302	PT Kılcal Boru Çıkış (2.Hat)
103	TC Ortam 2	203	TC Kılcal Boru Üzeri 7	303	PT Evaporatör Çıkış
104	Kompresör Giriş	204	TC Kılcal Boru Üzeri 8	304	
105	Kompresör Çıkış	205	TC Kılcal Boru Üzeri 9	305	RTD SubCooler Giriş
106	TC Su Yoğuşturucu Giriş	206	TC Kılcal Boru Üzeri 10	306	RTD Subcooler Çıkış
107	TC Su Yoğuşturucu Çıkış	207	TC Kılcal Boru Üzeri 11	307	RTD Ön Isıtıcı Sinyal
108	TC Su Sub Cooler Giriş	208	TC Kılcal Boru Üzeri 12	308	RTD Kılcal Boru Giriş (1.Hat)
109	TC Su Sub Cooler Çıkış	209	TC Kılcal Boru Üzeri 13	309	RTD Kılcal Boru Çıkış (1.Hat)
110	TC Buharlaştırıcı Giriş	210	TC Kılcal Boru Üzeri 14	310	RTD Kompresör Çıkış
111	TC Buharlaştırıcı Orta	211	TC Kılcal Boru Üzeri 15	311	BOŞ
112	TC Buharlaştırıcı Son 1. Pas	212	TC Kılcal Boru Üzeri 16	312	
113	TC Buharlaştırıcı Son 2. Pas	213	TC Kılcal Boru Üzeri 17	313	
114	TC Buharlaştırıcı Son 3. Pas	214	TC Kılcal Boru Üzeri 18	314	
115	TC	215	TC Kılcal Boru Üzeri 19	315	
116	TC	216	TC Kılcal Boru Üzeri 20	316	
117	TC Kılcal Boru Üzeri 1	217	TC	317	
118	TC Kılcal Boru Üzeri 2	218	BOŞ	318	
119	TC Kılcal Boru Üzeri 3	219		319	
120	TC Kılcal Boru Üzeri 4	220		320	
121	Debimetre	221	PT Kompresör Çıkış	321	BOS AKIM
122	BOS AKIM	222	BOS AKIM	322	BOS AKIM

3.5.1 Sıcaklık Ölçümü ve Kalibrasyonu

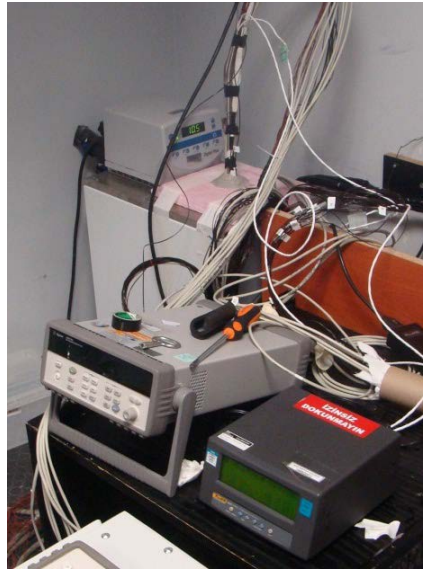
Deney düzeneğinde ortam sıcaklıkları, soğutkana ait sıcaklıklar ve ısı değiştiricilerine giren-çıkan su sıcaklıkları, sabit sıcaklık banyosu ve referans termometre kullanılarak kalibrasyonları yapılan T tipi termoelemanlar ve RTD'ler ile ölçülmektedir. Ölçüm hassasiyetinin iyileştirilmesi amacıyla, termoelemanlar, izole edilmiş bir pirinç bloktan (cold junction) referans alınarak kullanılmaktadır.



Şekil 3.30 Soğuk bağlantı noktası(cold junction) oluşturmak için kullanılan yalıtılmış pirinç bloğun fotoğrafı

Deney düzeneğinde toplam 5 adet RTD ve 36 adet termoeleman kullanılabilir durumda olup, termoelemanların 6 adedi daha sonra ihtiyaç duyulduğunda konumlandırılmak üzere yedek olarak bırakılmıştır.

RTD ve termoelemanların kalibrasyonunda, Şekil 3.31’de gösterilen bir sabit sıcaklık banyosu ve bir referans termometre kullanılmıştır. RTD ve termoelemanlar, sabit sıcaklık banyosunun içerisinde bulunan ve sıcaklık dağılımını ve iyileştiren pirinç bloğun içerisine konularak, kalibrasyon işlemi, -30°C ile 50°C arasındaki referans sıcaklık değerleri için, 30 saniyede bir olmak üzere yaklaşık 120 sıcaklık verisi toplanarak gerçekleştirilmiştir.

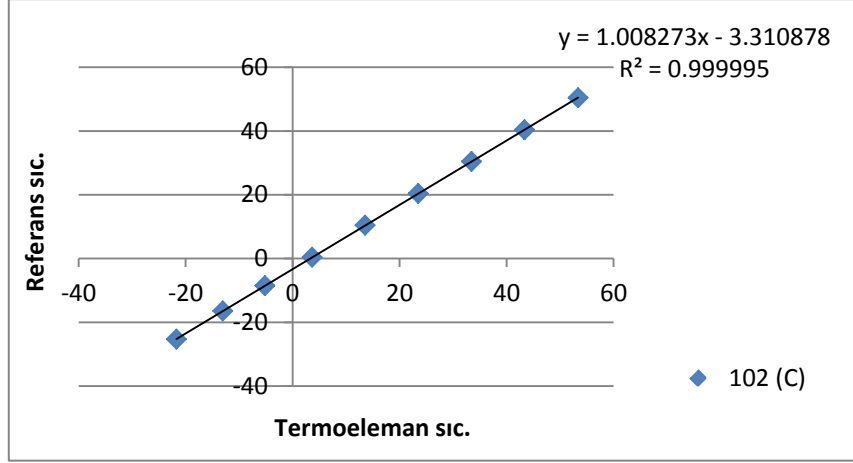


Şekil 3.31 RTD ve Termoelemanların kalibrasyonu

Aşağıda, dataloggerin 102 numaralı kanalında bulunan termoeleman için ölçüm sonuçları, oluşturulan kalibrasyon eğrisi ve denklemi verilmiş olup, diğer sıcaklık ölçümü yapılan kanallar için de aynı işlemler tekrarlanarak kalibrasyon eşitlikleri oluşturulmuş ve deney esnasında ölçülen tüm değerler bu eşitlikler yardımıyla düzeltilerek kullanılmıştır.

Çizelge 3.5 Kalibrasyon için ölçülen sıcaklıklar (102)

Su Sıcaklık	-25°C	-16°C	-8°C	0°C	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C
Referans Sıcaklık	-25,3161	-16,4803	-8,5354	0,4111	10,4256	20,3850	30,4013	40,3716	50,4045
Ölçülen Sıcaklık 102 ($^{\circ}\text{C}$)	-21,7295	-13,0560	-5,1915	3,6468	13,5347	23,4652	33,4282	43,3308	53,3546



Şekil 3.32 102 numaralı kanalda bulunan termoelemanına ait kalibrasyon eğrisi ve hata fonksiyonu

Grafik üzerinde verildiği üzere, 102 numaralı kanal için hesaplanan kalibrasyon denklemi $y = 1,008273x - 3,310878$ olarak belirlenmiştir. Sıcaklık ölçümü yapılan kanallara ait kalibrasyon denklemleri EK-1’de verilmiştir.

3.5.2 Basınç Ölçümü ve Kalibrasyonu

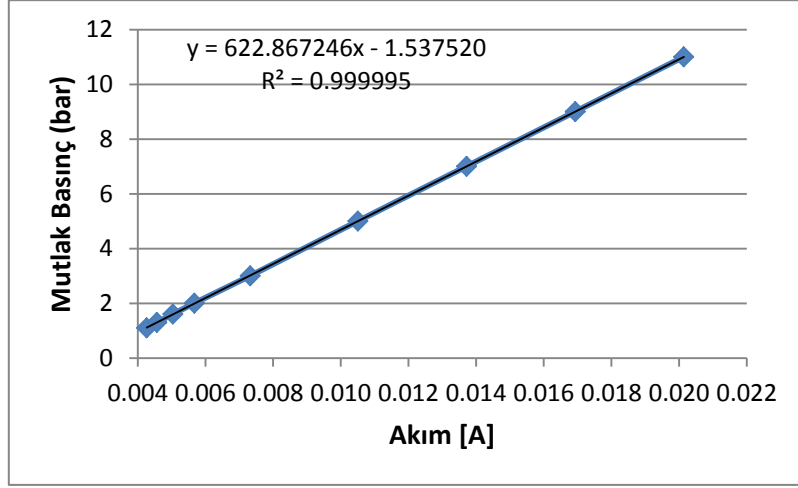
Kılcal Boru Deney Düzenekinde toplam 5 noktadan basınç ölçümü yapılmakta olup, yalnızca gösterge basıncı ölçebilen Baumer E613 ve mutlak basınç ölçebilen Bourdon Haenni ED701 marka basınçölçerler kullanılmaktadır. Basınçölçerlerden gelen akım veya gerilim sinyalleri datalogger üzerinden okunmakta ve kaydedilmektedir.

Basınçölçerlerin kalibrasyonu, Arçelik A.Ş. Merkez Kalibrasyon Laboratuvarında bulunan referans basınçölçer ile 0-10 bar aralığındaki 9 noktada, artan ve azalan sırada, nokta başına her saniyede 1 defa olmak üzere 30 veri alınarak yapılmıştır. Sonrasında, artan ve azalan sıralamayla olarak ayrı ayrı elde edilen değerlerin ortalaması alınmış ve kalibrasyon denklemleri buna göre oluşturulmuştur.

Aşağıda dataloggerin 122 numaralı akım ölçümü yapabilen kanalına bağlı olan basınçölçere ait kalibrasyon eğrisi ve denklemi verilmiş olup, diğer sensörler için de aynı işlemler tekrarlanarak kalibrasyon eşitlikleri oluşturulmuş ve deney esnasında ölçülen tüm değerler bu eşitlikler yardımıyla düzeltilerek kullanılmıştır.

Çizelge 3.6 Kalibrasyon için kullanılan basınç ölçümü verileri

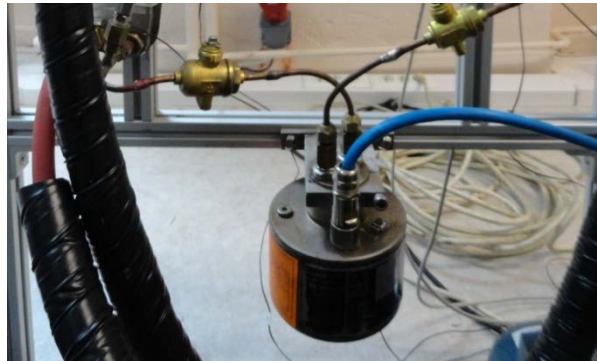
Gösterge Basıncı(bar)	Mutlak Basınç(bar)	Artan (mA)	Azalan (mA)	Ortalama (A)
0.1	1.109	4.26076	4.27003	0.00427
0.3	1.309	4.56184	4.57304	0.00457
0.6	1.609	5.03306	5.04231	0.00504
1	2.009	5.66627	5.67805	0.00567
2	3.009	7.30640	7.33968	0.00732
4	5.009	10.50003	10.51920	0.01051
6	7.009	13.71231	13.73175	0.01372
8	9.009	16.92380	16.94191	0.01693
10	11.009	20.14044	20.14066	0.02014
Atmosfer Basıncı			1.009	



Şekil 3.33 122 numaralı kanalda bulunan 1 no'lu basınçölçere ait kalibrasyon eğrisi ve hata fonksiyonu

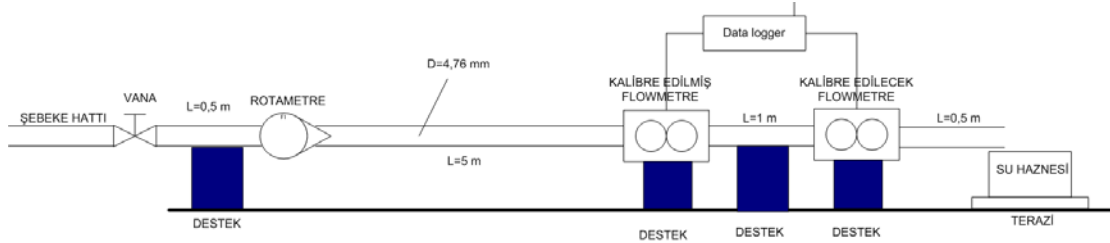
3.5.3 Debi Ölçümü ve Kalibrasyonu

Deney düzeneğinde dolaşacak soğutkan debisini ölçmek için, Coriolis prensibine göre çalışan Danfoss MassFlow 2100 DI 1.5 model debimetre kullanılmaktadır (Şekil 3.34).

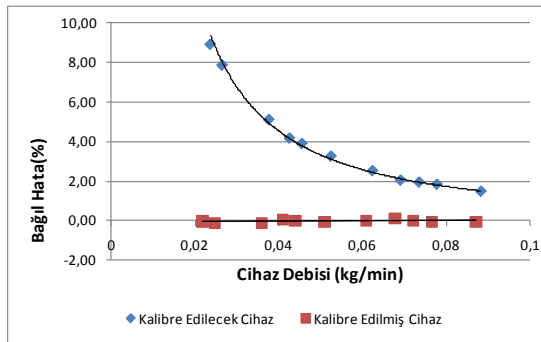


Şekil 3.34 Deney düzeneğinde kullanılan debimetrenin fotoğrafı

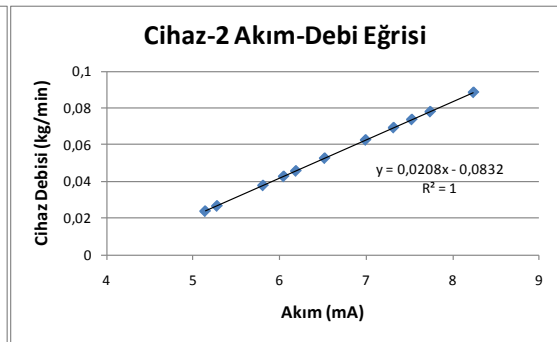
Debimetrenin doğrulaması, daha öncesinde UME tarafından kalibre edilen bir başka debimetre kullanarak Arçelik A.Ş.'de kurulan deney düzeneği kullanılarak yapılmış ve bu deneyden elde edilen bilgilere göre kalibrasyon grafiği ve denklemi oluşturulmuştur. Debimetrenin doğrulanmasında kullanılan deney düzeneği aşağıdaki Şekil 3.35'de verilmiştir.



Şekil 3.35 Deney düzeneğinde kullanılacak olan debimetrenin doğrulanmasında kullanılan deney düzeneği¹



Şekil 3.36 Kalibrasyonu Yapılan Cihaza ait Bağlı Hata Grafiği¹



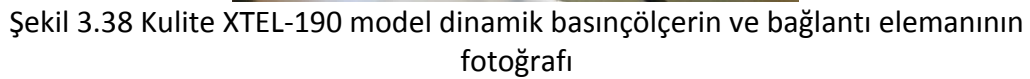
Şekil 3.37 Cihaz-2 (Kalibre Edilen) Akım Debi Eğrisi¹

Çizelge 3.7 Referans Cihaza ve Kalibrasyonu Yapılan Cihaza Ait Değerler¹

ORT. CİHAZ-1 DEBİSİ	ORT. REFERANS DEBİSİ	CİHAZ-1 AKIM DEĞERİ	ORT. CİHAZ-2 DEBİSİ	CİHAZ-2 AKIM DEĞERİ	HATA MİKTARI	BAĞIL HATA	DÜZELTİLMİŞ DEBİ CİHAZ-2	BAĞIL HATA
kg/dk	kg/dk	mA	kg/dk	mA	kg/dk	%	kg/dk	%
0,02243	0,02175	4,59891	0,02369	5,13736	0,00194	8,94	0,02175	-0,04
0,02524	0,02458	4,67496	0,02652	5,27411	0,00194	7,88	0,02461	-0,13
0,03638	0,03583	4,97094	0,03766	5,80615	0,00183	5,11	0,03588	-0,14
0,04138	0,04088	5,10373	0,04258	6,04494	0,00170	4,17	0,04085	0,06
0,04431	0,04384	5,18288	0,04554	6,18613	0,00170	3,89	0,04385	-0,02
0,05122	0,05081	5,36765	0,05246	6,51861	0,00165	3,24	0,05084	-0,06
0,06116	0,06085	5,63134	0,06237	6,99203	0,00152	2,50	0,06086	-0,02
0,06794	0,06769	5,81167	0,06906	7,31532	0,00137	2,02	0,06763	0,10

¹ Debimetrenin kalibrasyonu için verilen şekil ve tablolar, konuyla ilgili olarak hazırlanan rapordan alınmıştır.

Kılcal boru boyunca akım tiplerinin ve kabarcıkların oluşup çökmesinin gürültü oluşumu üzerindeki etkisinin incelenebilmesi için, Şekil 3.38’te gösterilen TİTAK tarafından temin edilen 0-7 bar ve 0-17 bar ölçüm aralığına sahip Kulite XTEL-190 model dinamik basınçölçerler kullanılmıştır.



Dinamik basınç ölçümünde kullanılacak olan basınçölçerler, daha önce kalibrasyonu yapılan kompresör kalorimetresindeki basınçölçerler ile doğrulanmıştır.

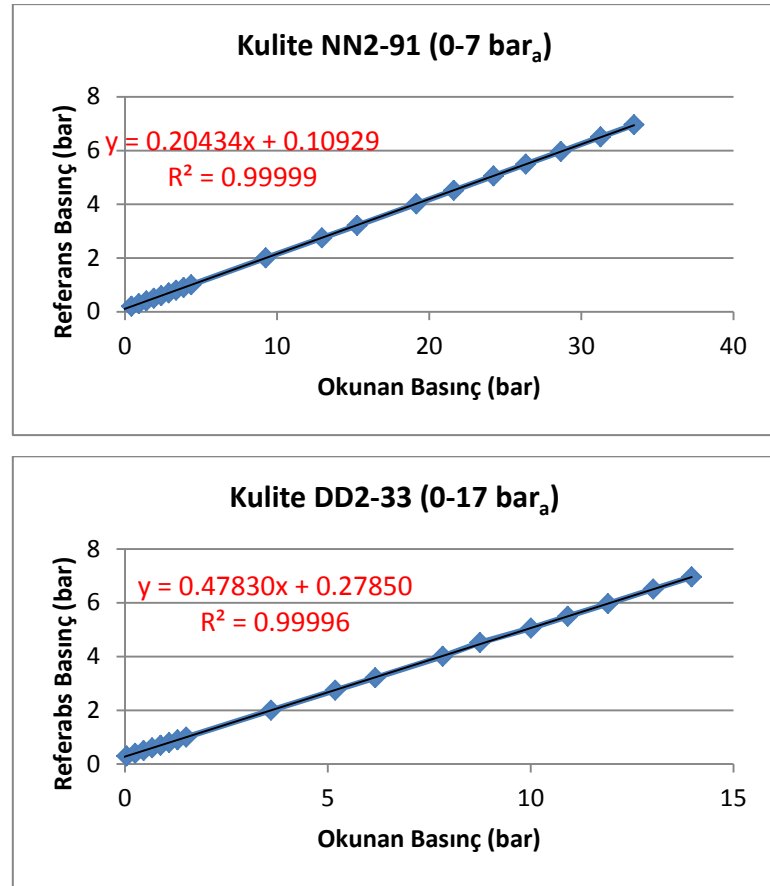


Şekil 3.40 Deney düzeneğine bağlanacak dinamik basınçölçerlerin kalorimetre üzerinde bulunan kalibrasyonlu basınçölçerler ile doğrulanması

Kalibrasyon sırasında, uygulanan basınca göre, kompresör kalorimetresinde bulunan farklı ölçüm aralığına sahip 3 adet basınçölçerlerden uygun olanın gösterdiği değerler doğru kabul edilerek önce artan sonra azalan sıralama ile 0-7 bar aralığında 20 adımda değerler kaydedilmiş ve kalibrasyon denklemleri oluşturulmuştur. Kalibrasyon sırasında okunan değerler Çizelge 3.8’te, kalibrasyon eğrileri ve denklemleri ise Şekil 3.41’de verilmiştir.

Çizelge 3.8 Deney düzeneğine bağlanacak dinamik basınçölçerlerin kalorimetre üzerinde bulunan kalibrasyonlu basınçölçerler ile doğrulanması

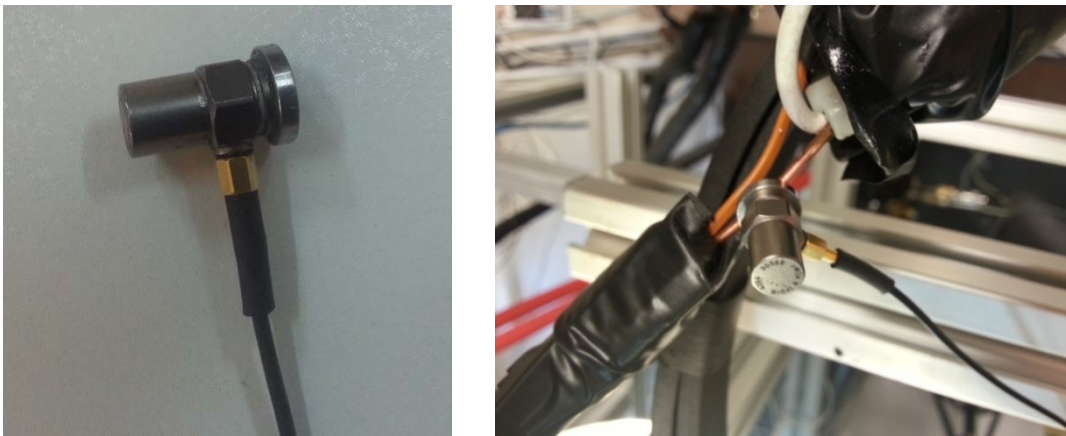
bar		Kalorimetre Referans			Okunan		bar		Kalorimetre Referans			Okunan		Ort. Ref.	Ort. Okunan	
		Suct. High	Suct. Low	Disch.	Kulite 0-7	Kulite 0-17			Suct. High	Suct. Low	Disch.	Kulite 0-7	Kulite 0-17		Kulite 0-7	Kulite 0-17
0.1	Artan	0.219	0.0997	0.08	-0.0634	-0.376	0.1	Azalan	0.222	0.1	0.09	-0.063	-0.377	0.09985	-0.0632	-0.3765
0.2	Artan	0.323	0.2	0.18	0.426	-0.167	0.2	Azalan	0.325	0.2	0.18	0.426	-0.168	0.2	0.426	-0.1675
0.3	Artan	0.428	0.299	0.29	0.915	0.0408	0.3	Azalan	0.431	0.3	0.29	0.916	0.041	0.2995	0.9155	0.0409
0.4	Artan	0.532	0.399	0.38	1.406	0.25	0.4	Azalan	0.534	0.399	0.38	1.406	0.25	0.399	1.406	0.25
0.5	Artan	0.638	0.499	0.49	1.895	0.459	0.5	Azalan	0.64	0.5	0.49	1.896	0.459	0.4995	1.8955	0.459
0.6	Artan	0.741	0.599	0.58	2.385	0.668	0.6	Azalan	0.743	0.599	0.58	2.386	0.669	0.599	2.3855	0.6685
0.7	Artan	0.644	0.699	0.69	2.873	0.876	0.7	Azalan	0.849	0.699	0.69	2.877	0.879	0.699	2.875	0.8775
0.8	Artan	0.95	0.798	0.78	3.363	1.085	0.8	Azalan	0.952	0.7995	0.78	3.364	1.087	0.79875	3.3635	1.086
0.9	Artan	1.056	0.899	0.89	3.853	1.294	0.9	Azalan	1.058	0.899	0.89	3.857	1.297	0.899	3.855	1.2955
1	Artan	1.159	0.998	0.98	4.341	1.503	1	Azalan	1.167	1.001	0.99	4.361	1.513	0.9995	4.351	1.508
2	Artan	2.209	2	1.99	9.247	3.599	2	Azalan	2.212	2	1.99	9.255	3.604	2	9.251	3.6015
3	Artan	3.004	-	2.75	12.965	5.189	3	Azalan	2.999	-	2.74	12.931	5.175	2.745	12.948	5.182
3.5	Artan	3.5	-	3.21	15.268	6.17	3.5	Azalan	3.5	-	3.21	15.261	6.17	3.21	15.2645	6.17
4	Artan	-	-	3.99	19.059	7.794	4	Azalan	-	-	4.03	19.25	7.877	4.01	19.1545	7.8355
4.5	Artan	-	-	4.54	21.684	8.918	4.5	Azalan	-	-	4.5	21.545	8.578	4.52	21.6145	8.748
5	Artan	-	-	5.08	24.386	10.075	5	Azalan	-	-	5.03	24.068	9.939	5.055	24.227	10.007
5.5	Artan	-	-	5.51	26.414	10.943	5.5	Azalan	-	-	5.48	26.278	10.886	5.495	26.346	10.9145
6	Artan	-	-	5.97	28.677	11.914	6	Azalan	-	-	5.96	28.634	11.896	5.965	28.6555	11.905
6.5	Artan	-	-	6.52	31.326	13.05	6.5	Azalan	-	-	6.5	31.197	12.995	6.51	31.2615	13.0225
7	Artan	-	-	6.96	33.481	13.975	7	Azalan	-	-	6.96	33.449	13.962	6.96	33.465	13.9685



Şekil 3.41 0-7 bar ve 0-17 bar ölçüm aralığına sahip dinamik basınçölçerlerin kalibrasyon eğrisi ve denklemi

3.5.5 Titreşim Ölçümü

Akış kaynaklı gürültü oluşumu mekanizmasının belirlenmesine yönelik ön deneylerde, titreşim ölçümü için TİTAK tarafından temin edilen Brüel Kjaer 4394 model ivmeölçerler kullanıldı (Şekil 3.42).



Şekil 3.42 Kılcal boru deney düzeneğinde, titreşim ölçümü için test bölgesinin giriş ve çıkışında bakır kılcal borunun üzerine yapıştırılan ivmeölçerler

İvmeölçerlerin kalibrasyonu, Brüel Kjaer firması tarafından üretilen 4394 model kalibratör kullanılarak her deney öncesinde yapılmıştır (Şekil 3.43). Kalibratörün ürettiği 10 m/s^2 sabit genlikli 159.15 Hz (1000 rad/s) frekanslı titreşim sinyali, veri toplama sistemi tarafından işlenerek değerlendirilmeye alınmıştır.



Şekil 3.43 İvmeölçer kalibrasyonu

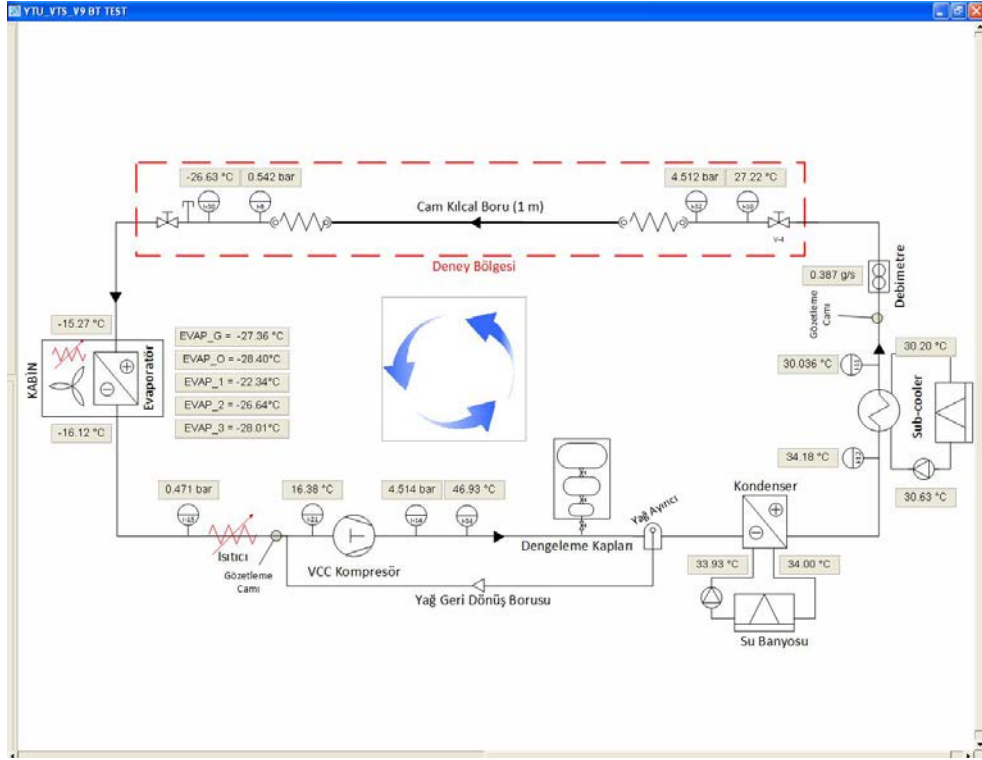
Deneylere başlanmadan önce su banyoları, plakalı ısı değiştiricileri, kompresör kafası gibi farklı noktalardan da titreşim ölçümleri yapılarak sistemin genel karakteristiği belirlenmeye çalışıldı.

Deneyler sırasında, deney düzeneği üzerinde kılcal borunun giriş ve çıkışına iki adet, kılcal borunun buharlaştırıcıya açıldığı yere de bir adet ivmeölçer yerleştirildi.

Sistemin, termodinamik büyüklükleri ve akış görüntüleri ile birlikte ivmeölçerden alınan bilgiler eş zamanlı olarak kaydedilerek kapsamlı çalışmalar yürütüldü.

Deney sırasında ise,

- 50 sn'lik her saniyede 10KHz örnekleme hızı ile ölçümler alınmıştır. Zamana bağlı titreşim verilerinin 0-5000 Hz frekans aralığı için FFT spektrumları alınmıştır.
- Buzdolaplarında akış kaynaklı gürültü söz konusu olduğunda ilgili frekanslar düşük frekanslardır. Genellikle 500-600 Hz ve daha düşük frekanslar dikkate alınmaktadır. İlgili frekans aralığı, iki fazlı akış tipine bağlı olarak da değişmektedir.



Şekil 3.45 Yeni veri toplama yazılımına ilişkin ekran görüntüsü

Yüksek hızlı titreşim ve dinamik basınç ölçümü için kullanılan veri toplama sistemi için ise, LabView aracılığıyla bu amaç için özel olarak oluşturulan yazılım kullanılmaktadır.

3.6 Kontrol ve Otomasyon Sistemi

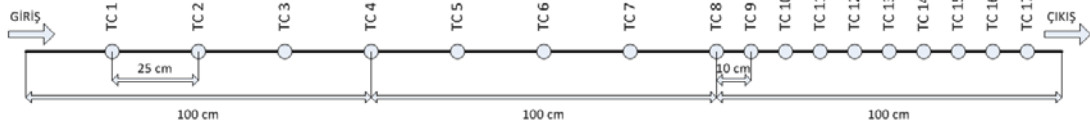
Deney düzeneğinin tasarımı aşamasında, ön ısıtıcının ve buharlaştırıcı çıkışında bulunan ısıtıcının kontrolü, PID kontrol yöntemi ile çalışan PLC ile yapılması düşünülmüştür ancak maliyetinin yüksek olması sebebi ile bu yöntemden vazgeçilmiştir ve iki noktada ihtiyaç duyulan sıcaklık kontrolü, ± 0.1 °C hassasiyetle PID kontrol yapabilen Omron E5CN model dijital kontrolörler kullanılarak yapılmaktadır. Bu dijital kontrolörler, bağlı bulundukları katı hal rölelere(SSR) sinyal göndererek, ısıtıcılara giden beslemeyi kontrol etmekte ve ihtiyaç duyulan sabit sıcaklık değerlerini sağlamaktadır.



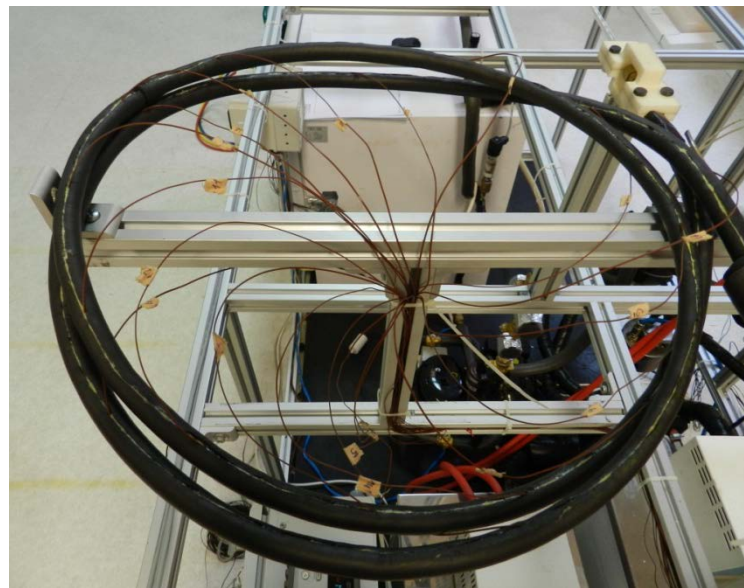
Şekil 3.46 Dijital sıcaklık kontrolörleri ve katı hal rölelerin (SSR) fotoğrafı

3.7 Termoelemanların Kılcal Boru Üzerine Bağlanması ve Ölçüm Noktaları

Kılcal boru boyunca sıcaklık değişiminin belirlenebilmesi amacıyla, Şekil 3.48 ve Şekil 3.47’de gösterildiği üzere girişten itibaren ilk kısımlarda 25 cm aralıklarla, son 1 metre mesafede ise 10 cm aralıklarla kılcal boru uzunluğuna göre değişen sayıda T tipi termoelemanlar alüminyum bant kullanılarak yerlerine sabitlenmiş ve izolasyon malzemesi kullanılarak ortam şartlarından etkilenmemesi sağlanmıştır.



Şekil 3.47 3 m uzunluklu bakır kılcal boru üzerine yerleştirilen termoelemanların konumları



Şekil 3.48 Yalıtılmış bakır kılcal boru üzerine bağlanan termoelemanların görüntüsü

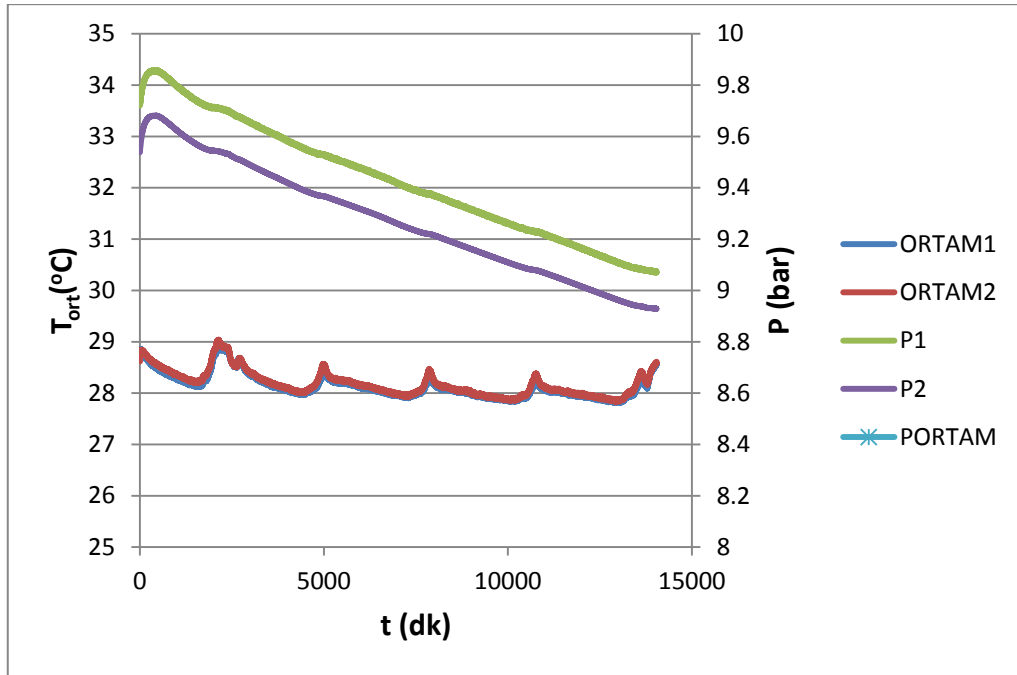
3.8 Basınç Testi ve Kaçak Kontrolü

Deney düzeneğinin kurulumu tamamlandıktan sonra, yapılan bağlantıların güvenilirliğinin kontrolü ve olası kaçağın belirlenmesi için 10 bar basınçlı azot gazı ile testler yapılmıştır.

Yapılan ilk testte, sisteme 10 bar basınç uygulanmış ve 24 saat süreyle, veri toplama sistemi üzerinden ortam sıcaklığı ve basınç düşümü izlenmiştir. Bu zaman diliminde, yaklaşık 1.2 bar basınç düşümü olması sebebi ile köpük kullanılarak kaçağın olduğu noktalar belirlenmiş ve kaçağın giderilerek tekrar 10 bar basınç uygulanmıştır.

Yapılan ikinci basınç testinde, yine basınç düşümü tespit edilmiş ancak kaçağın olduğu noktalar köpük ile belirlenememiştir. Bu sebeple, sisteme bir miktar R600a gazı verilerek, HC algılama probu ile kaçak tespiti yapılmış ve sorun giderilmiştir.

Yapılan basınç testlerine örnek olarak 4 gün süresince yapılan bir basınç testine ait grafik aşağıdaki Şekil 3.49’de sunulmuştur.

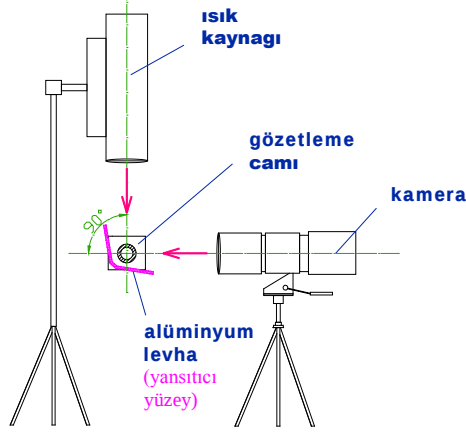


Şekil 3.49 Zamana bağlı olarak basıncın ve ortam sıcaklığının değişimi

Sonrasında çeşitli sebeplerle, birkaç kez daha basınç kontrolü yapılarak sistem sorunsuz hale getirilmiştir. Bu süreçte, RTD bağlantı elemanları, bakır-cam boru bağlantı elemanları, vanaların yeterli sızdırmazlığı sağlamaması vb. problemlerle karşılaşmıştır.

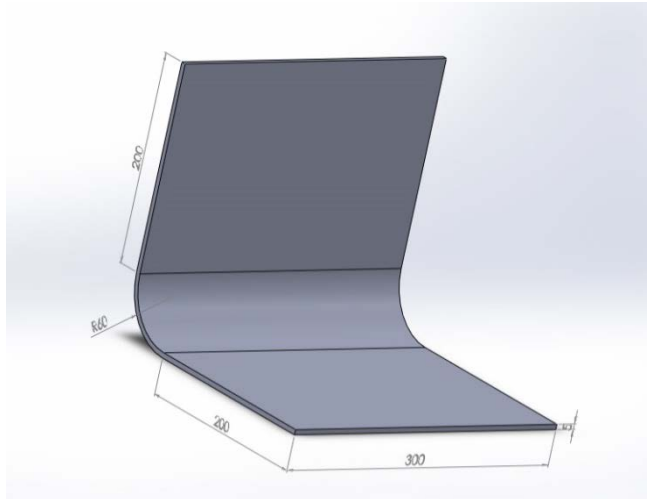
3.9 Görselleme Çalışmaları

Kılcal boru içerisinde akış tipinin ve oluşan kabarcıkların geometrik şeklinin belirlenebilmesi için hızlı kamera (Vision Research Miro3) ve soğuk ışık kaynağı (Dedocool COOLT3) kullanılarak cam kılcal boru üzerinden çekimler yapılmıştır.



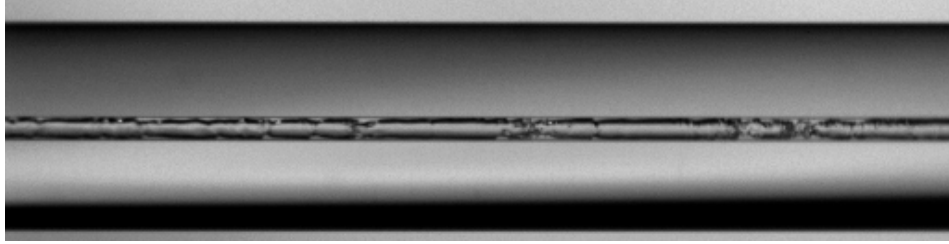
Şekil 3.50 Görüntü elde etmek için kullanılan sistemin şematik resmi

Hızlı kamera ile fotoğraf ve görüntü çekimi sırasında bir fona ihtiyaç duyulmuştur. Bunun için Arçelik A.Ş. Prototip Ailesi'ne Şekil 3.51'de gösterilen şekilde paslanmaz çelik malzemeden bir sac yaptırılmıştır. Bu sacın yüzeyi, siyah veya beyaz kaplanarak ya da parlak bırakılarak en iyi görüntünün elde edilmesi sağlanabilmektedir.

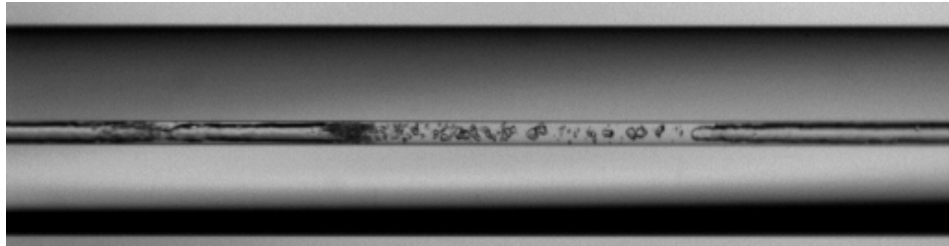


Şekil 3.51 Hızlı kamera ile fotoğraf çekiminde kullanılacak fonun CAD görüntüsü

Yapılan çekimlere ait iki adet fotoğraf aşağıdaki Şekil 3.52 ve Şekil 3.53'te verilmiş olup, oldukça başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 3.52'te görüldüğü üzere, bu fotoğrafta kılcal boru kesitinin çok büyük kısmında soğutucu akışkan sıvı fazında bulunmakta olup, kesitin darlığından dolayı ince uzun şekilde boru boyunca akmaktadır. Şekil 3.53'te ise, yine aynı çekim sırasında elde edilmiş sıvı fazdaki soğutucu akışkanın kesintiye uğradığı habbecikli akış formunda bir bölge bulunmaktadır.



Şekil 3.52 Hızlı kamera ile cam kılcal borudan yapılan çekimden elde edilen sürekli akış fotoğrafı



Şekil 3.53 Hızlı kamera ile cam kılcal borudan yapılan çekimden elde edilen kesikli akış fotoğrafı

Hızlı kamera ile yapılan çekimler sayesinde kabarcık oluşumunun ve çöküşünün belirlenmesi ile farklı şartlarda boru içerisinde akış esnasında meydana gelen davranışı belirlenebilecektir.

3.10 DeneySEL Çalışma Prosedürü

Deney Öncesinde

- Cam kılcal boru çıkışında bulunan kollektörde deney yapılması planlanan uzunluktaki bakır kılcal boruya ait vana açılmalı ve önceki deneyde kullanılan kılcal boruya ait vana kapatılmalıdır.
- Bakır kılcal borunun uzunluğunun kısaltılması gerekiyorsa veya farklı çapta kılcal boru kullanılacaksa, kılcal borunun bağlı olduğu rekor sökülerek istenilen değişiklik yapılmalıdır. Bu sırada, test bölgesinin girişinde ve çıkışında bulunan vanalar

kapatılarak sistemdeki patlayıcı gazın ortama salınması engellenmelidir. Değişlik yapıldıktan sonra test bölgesinin çıkış tarafında bulunan servis bağlantısı kullanılarak yalnızca test bölgesi vakum pompası ile vakumlanmalı, sonrasında vanalar açılarak sistem çalışır hale getirilmelidir.

Deneye Hazırlık:

- Deney düzeneğinin R600a kaçağı ihtimaline karşı genel kontrolleri yapılmalıdır.
- Deney düzeneğini oluşturan komponentler enerji verilerek çalışmaya hazır konuma getirilmelidir.
- Yoğuşma ve aşırı soğutma sıcaklıklarının ayarlanması ve sabit tutulabilmesi amacıyla kullanılan su banyoları çalıştırılarak, deneysel çalışmanın yapılacağı sıcaklıklara ayarlanmalıdır. (Sıcaklıklar belirlenirken, ısı değiştiricilerinden ve borulardan ortama doğru olacak ısı transferi de göz önünde bulundurularak ayar yapılmalıdır.)
- Buharlaşma sıcaklığını kontrol eden ve sabit tutan kabin içerisindeki ısıtıcıya ait olan PID kontrolör devreye alınarak istenilen sıcaklık değeri ayarlanmalıdır.
- Kompresör giriş sıcaklığını kontrol eden ve sabit tutan ısıtıcıya ait olan PID kontrolör ve DC güç kaynağı devreye alınarak istenilen sıcaklık, PID kontrolör üzerinden, akım ve gerilim değerleri ise DC güç kaynağı üzerinden ayarlanmalıdır.
- VCC kompresöre enerji verilmeli ve kompresörün çalışması istenilen frekans/hız/akışkan debisi değeri, bilgisayar/elektronik sinyal jeneratörü üzerinden ayarlanmalıdır.
- Veri toplama sistemi devreye alınarak, bilgisayar üzerinden ilgili yazılım çalıştırılır ve deney ismi, veri toplama sıklığı gibi bilgiler girilerek program başlatılır.

Deney Sırasında:

- Deney düzeneği, genel olarak çalıştırıldıktan sonra bir süre rejime girmesi beklenerek izlenir. İhtiyaç duyulması durumunda, belirlenen yoğuşma ve aşırı soğutma sıcaklıklarının sağlanabilmesi için su banyoları üzerinden ince ayar yapılmalıdır.
- Veri toplama yazılımı üzerinden, grafikler değerlendirilerek rejim kararı verilmelidir ve rejimin başlangıcından itibaren 60 dk. süre ile veri toplamaya devam edilmelidir.

- Cam kılcal boru üzerinden, akışın görsellenmesi isteniyorsa, sistemin rejime girmesinden itibaren uygun ışık koşulları oluşturulmalı ve hızlı kamera ile çekim yapılmalıdır.

Deney Sonrasında:

- Deney düzeneği üzerinde bir adet yağ ayırıcı bulunmaktadır. Kompresörün yağsız kalmasını engellemek amacıyla, her deney sonrasında, yağ ayırıcının tahliye vanası kısa bir süre açılarak biriken yağın kompresöre geri döndürülmesi sağlanmalıdır.
- Deney düzeneğinin kapatılması için öncelikle kompresörler devreden çıkartılmalı, sonrasında ise diğer komponentler sırası ile kapatılmalıdır.

3.10.1 Rejim Süresi

Yapılan ön deneylerden elde edilen bilgiler ışığında, deney düzeneğinin rejime girme süresi yaklaşık olarak 6-7 saat olup; en uzun sürede rejime giren parametre, kompresörün kendisi ile birlikte kompresör yolu üzerinde bulunan yağ ayırıcı, dengeleme kapları gibi komponentler sebebiyle kompresör çıkış olmaktadır. Ayrıca, yoğunlaşma ve aşırı soğutma sıcaklıklarını belirleyen banyoların her bir deney için tekrar ayarlanması ve bir süre beklenmesi gerekliliği de rejim süresinin uzamasında önemli bir etkindir. Sistemin rejim şartlarını sağlamasının ardından 60 dk. boyunca alınan değerler kullanılmaktadır.

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Kılcal Boru Uzunluğu Değişiminin Etkilerinin İncelendiği Parametrik Deneyler ve Sonuçları

Bu deneylerle,

- Kılcal Boru Uzunluğunun,
- Yoğuşma Sıcaklığı Değişiminin,
- Ara Soğutma Sıcaklığı Değişiminin

kılcal boru içerisindeki akış karakteristiğine ve titreşim oluşumuna olan etkilerinin incelenmesi planlanmıştır.

Yapılması planlanan deneylere ilişkin deney matrisi aşağıdaki Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Deney matrisi

Kılcal Boru İç Çapı	Boru Uzunluğu (m)	Yoğuşma Sıc. (°C)	Ara Soğ. Sıc.(°C)	Komp. Devri (rpm)
0.8 mm	1 m cam + 1 m bakır	30, 35, 40	5, 10, 15	1600, 3000, 4500
	1 m cam + 1,5 m bakır	30, 35, 40	5, 10, 15	1600, 3000, 4500
	1 m cam + 2 m bakır	30, 35, 40	5, 10, 15	1600, 3000, 4500
	1 m cam + 2,5 m bakır	30, 35, 40	5, 10, 15	1600, 3000, 4500
	1 m cam + 3 m bakır	30, 35, 40	5, 10, 15	1600, 3000, 4500

Ön deneylerin başarılı olmasının ardından yapılması planlanan parametrik deneylere başlanmıştır. Bu deneyler sırasında, sistemde bulunan şarj miktarı sabit tutulmuş olup, değişimin görülebilmesi amacıyla buharlaşma sıcaklığı serbest bırakılmıştır.

1600,3000 ve 4500 rpm olmak üzere 3 farklı kompresör devri için, 30 – 35 – 40 °C yoğuşma sıcaklıkları ve 10 °C sabit aşırı soğutma sıcaklığında, cam kılcal boru uzunluğu sabit tutularak (1 m) 5 farklı bakır kılcal boru uzunluğunda parametrik deneyler tamamlanmış ve bu deneylerin karşılaştırmalı sonuçları Şekil 4.1 - Şekil 4.21’de paylaşılmıştır. Ayrıca, aşırı soğutma sıcaklığındaki değişimin, kılcal boru içerisindeki akış karakteristiğine olan etkisinin incelenmesi için 40 °C yoğuşma sıcaklığında ve 15 °C aşırı soğutma sıcaklığında farklı kılcal boru uzunlukları kullanılarak deneyler yapılmıştır ve elde edilen sonuçlar, Şekil 4.22’de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Tamamlanan deneylere ilişkin parametreler aşağıdaki Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2 Tamamlanan deneylere ait parametre tablosu

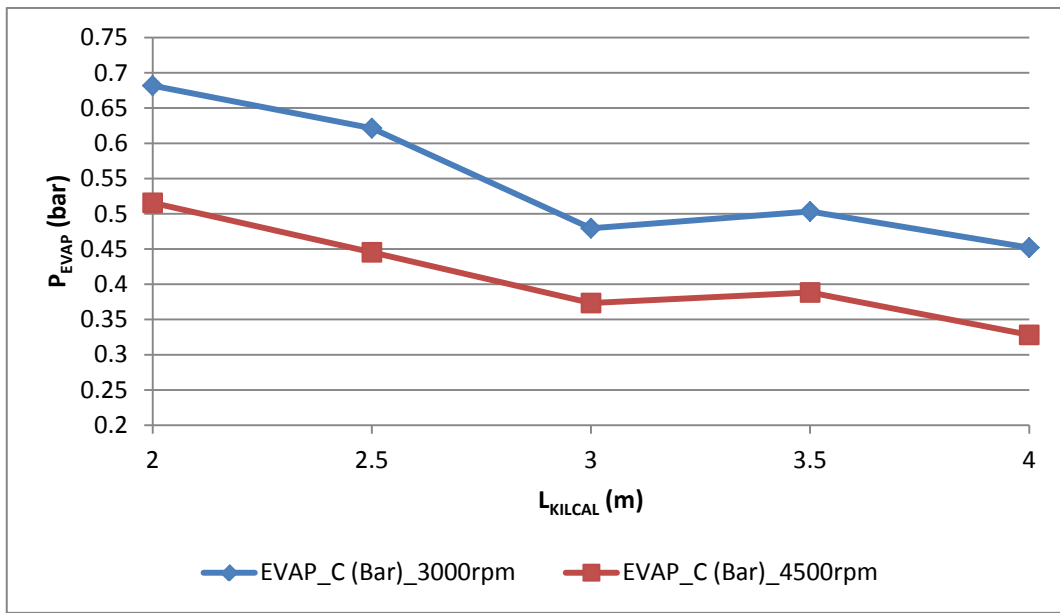
Devir (rpm)	T_{COND} (°C)	ΔT_{SC} (°C)	L_{KILCAL} (cm)
1600	Yapılamadı, kılcal boru girişi iki fazlı		
3000	30, 35, 40	10	1m cam + 1m bakır
			1m cam + 1,5m bakır
			1m cam + 2m bakır
			1m cam + 2,5m bakır
			1m cam + 3m bakır
3000	30, 35, 40	10	1m cam + 1m bakır
			1m cam + 1,5m bakır
			1m cam + 2m bakır
			1m cam + 2,5m bakır
			1m cam + 3m bakır
3000	40	15	1m cam + 1m bakır
			1m cam + 1,5m bakır
			1m cam + 2m bakır
			1m cam + 2,5m bakır
			1m cam + 3m bakır
4500	40	15	1m cam + 1m bakır
			1m cam + 1,5m bakır
			1m cam + 2m bakır
			1m cam + 2,5m bakır
			1m cam + 3m bakır

Tamamlanan parametrik deneylerden elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

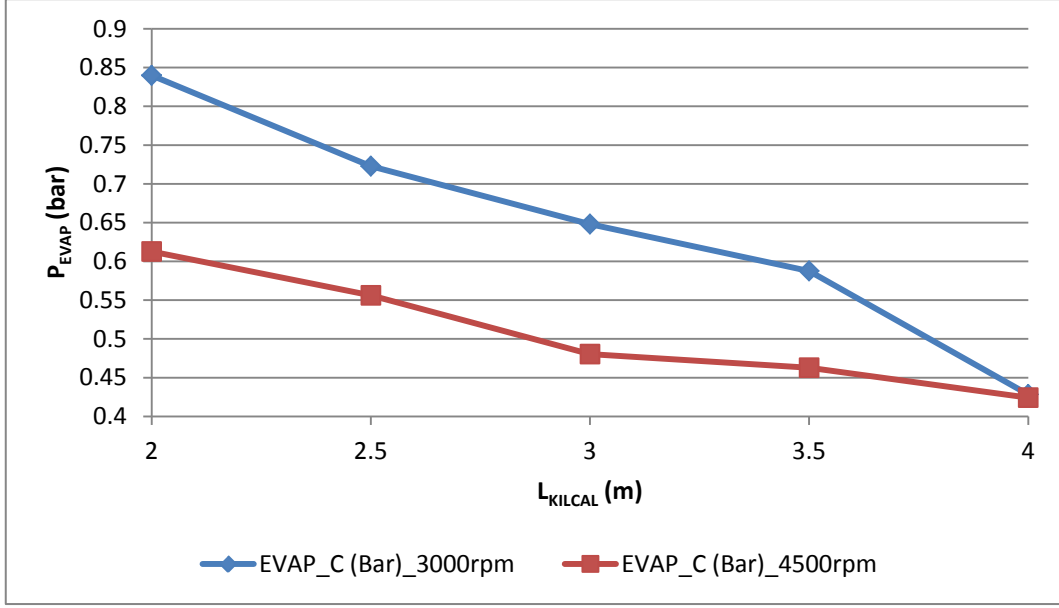
Burada verilen tablolarda kullanılan L_{KILCAL} **toplam kılcal boru uzunluğunu** temsil etmekte olup, yapılan tüm deneylerde, sistemde 1 - 1,5 - 2 - 2,5 - 3 m uzunlukta bakır kılcal boru ile aynı çapta (0,8 mm) 1 m cam kılcal boru seri bağlı olarak bulunmaktadır.

Buharlaştırma basıncının farklı yoğuşma sıcaklıkları için, kılcal boru uzunluğu ve kompresör devri ile olan değişimi Şekil 4.1 - Şekil 4.3’de verilmiştir. Buharlaştırma basıncı, kılcal boru uzunluğunun artışıyla birlikte düşmektedir. Kompresör devrinin artışı da aynı kılcal boru uzunluğu için buharlaştırma basıncının düşmesine neden olmaktadır.

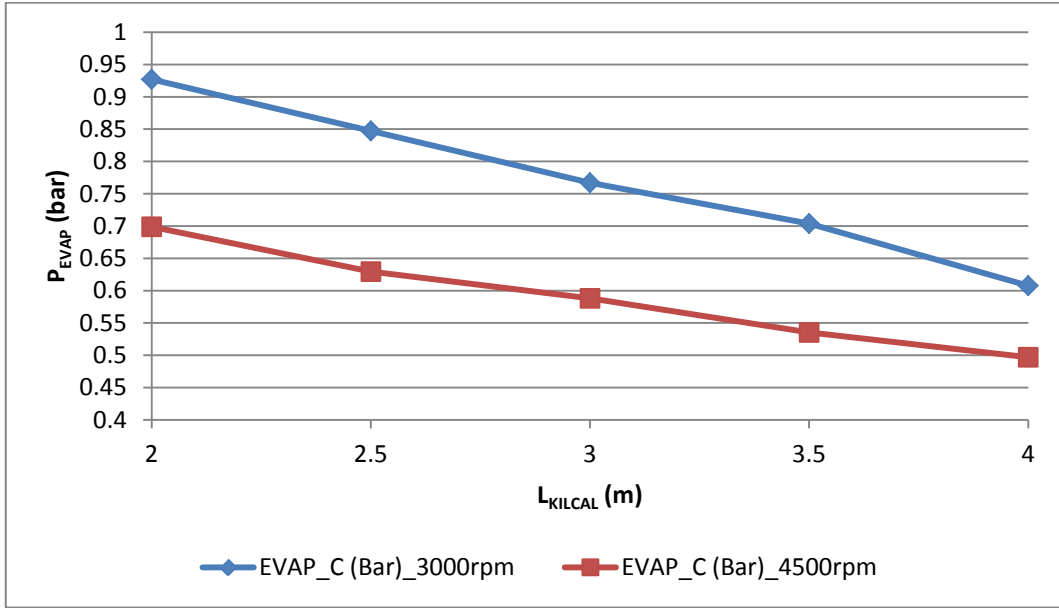
Yoğuşma sıcaklığının artışı ise, kılcal boru giriş basıncının ve debinin artışıyla dolayısıyla buharlaştırma basıncının yükselmesine sebep olmaktadır.



Şekil 4.1 $T_{COND} = 30^{\circ}C$ için buharlaştırma basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

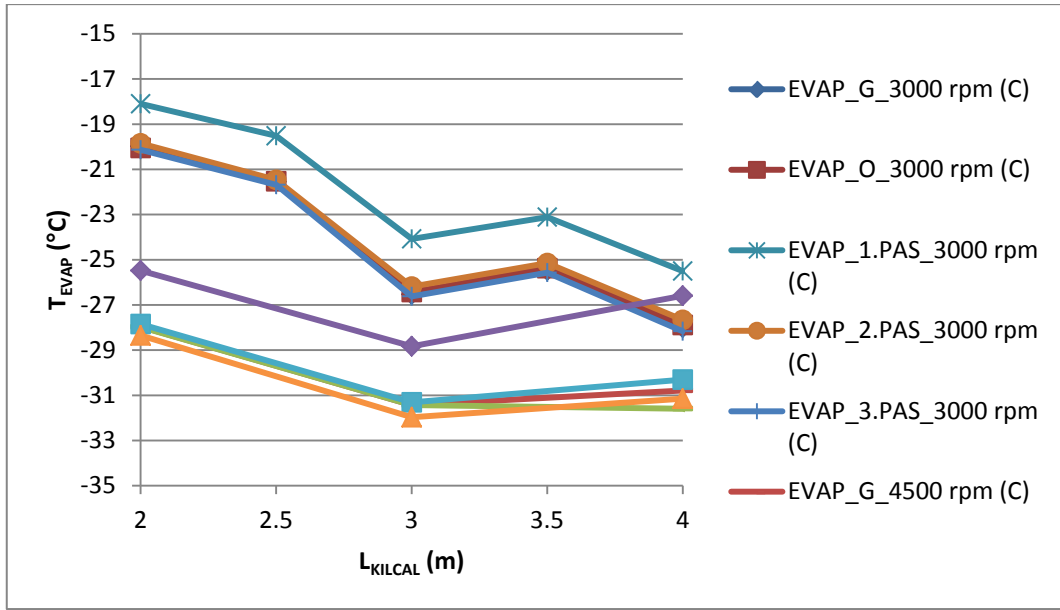


Şekil 4.2 $T_{COND} = 35^{\circ}C$ için buharlaşma basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

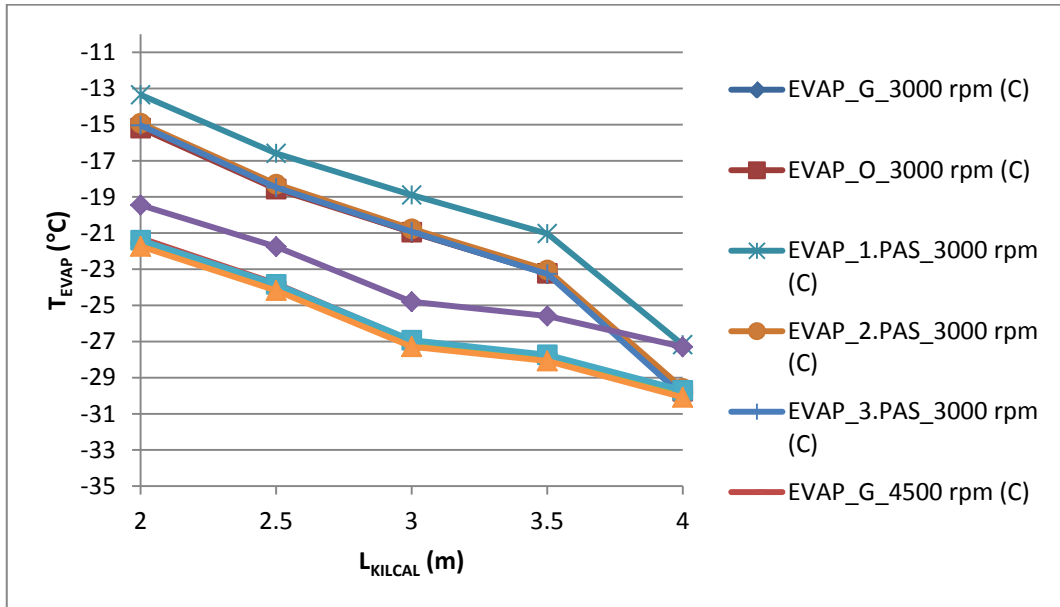


Şekil 4.3 $T_{COND} = 40^{\circ}C$ için buharlaşma basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

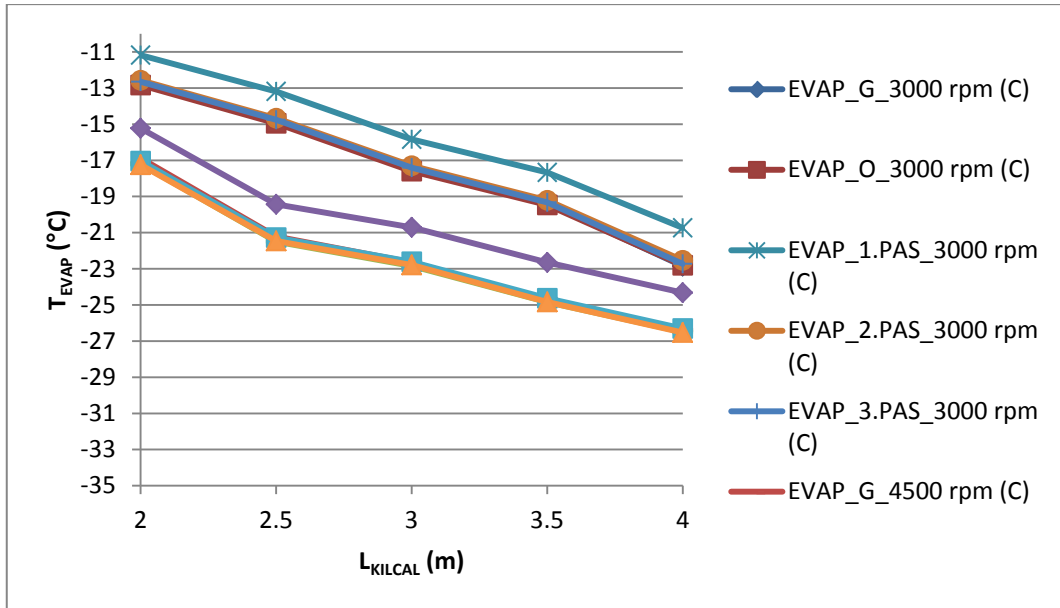
Buharlaşma basıncındaki değişimin bir sonucu olarak bakır kılcal boru uzunluğunun ve kompresör devrinin değişiminin buharlaşma sıcaklığı üzerindeki etkisi, farklı yoğuşma sıcaklıkları için Şekil 4.4 - Şekil 4.6'da verilmiştir. Kılcal boru uzunluğu ve kompresör devri arttıkça, buharlaşma sıcaklığı düşmektedir. Yoğuşma sıcaklığının artışı, buharlaşma sıcaklığının da yükselmesine neden olmaktadır.



Şekil 4.4 $T_{COND} = 30^{\circ}C$ için buharlaşma sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

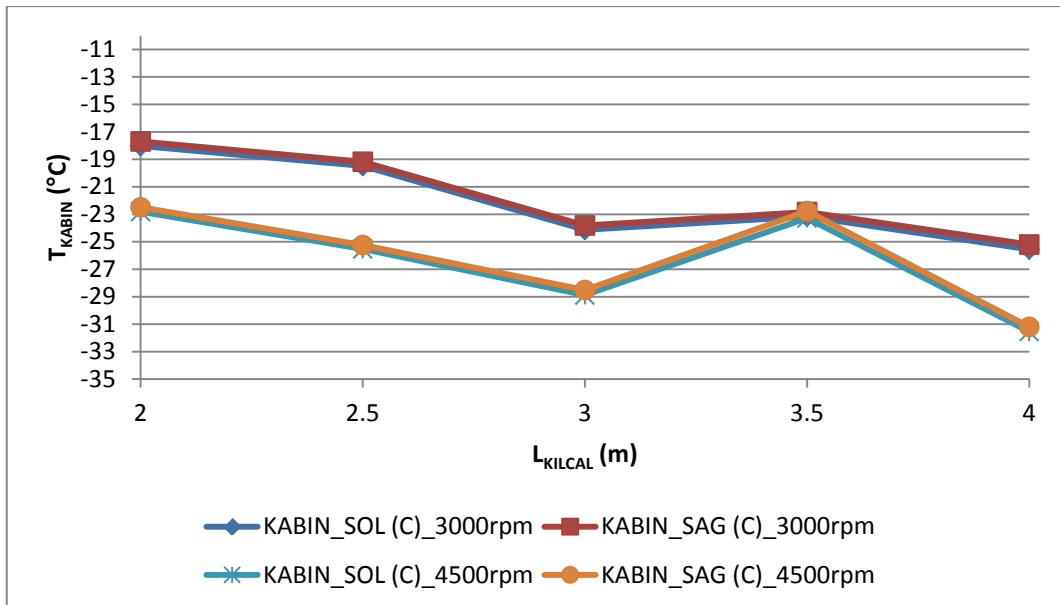


Şekil 4.5 $T_{COND} = 35^{\circ}C$ için buharlaşma sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

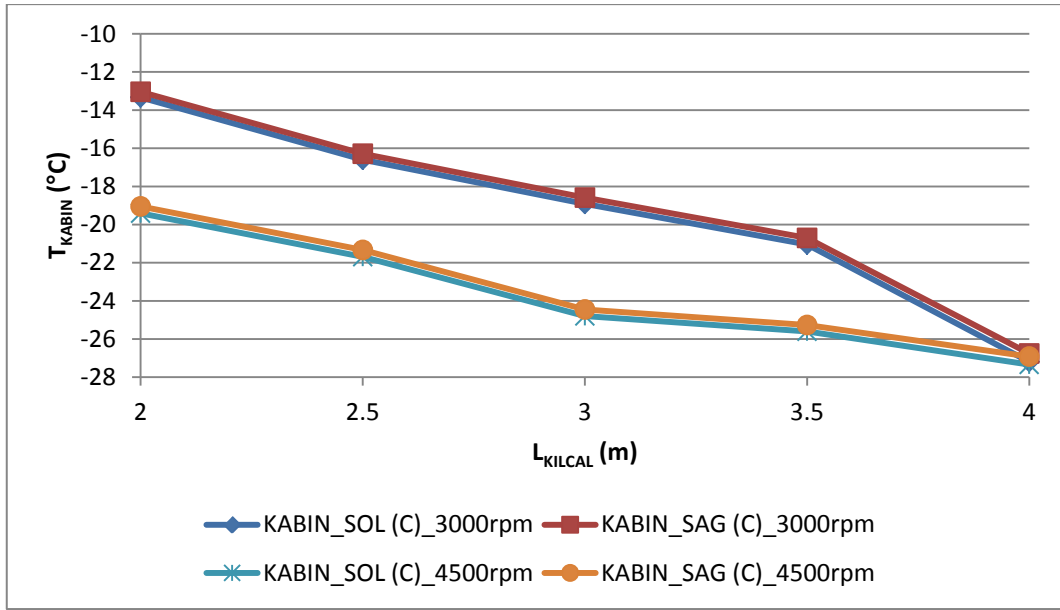


Şekil 4.6 T_{COND} = 40°C için buharlaşma sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

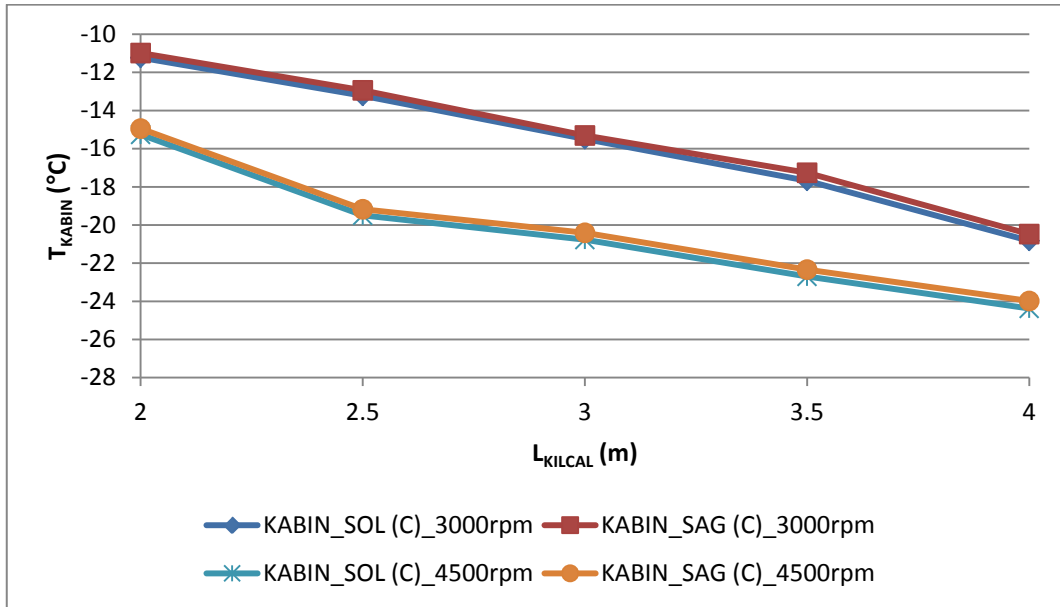
Şekil 4.7 - Şekil 4.9'da gösterildiği gibi kabin içerisindeki sıcaklık, buharlaşma sıcaklığındaki değişime paralel olarak, kılcal boru uzunluğunun ve kompresör devrinin artmasıyla ters orantılı olarak azalmakta, aynı zamanda yoğuşma sıcaklığının artışıyla birlikte ile artmaktadır.



Şekil 4.7 T_{COND} = 30°C için kabin içerisinde ölçülen sıcaklıkların 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

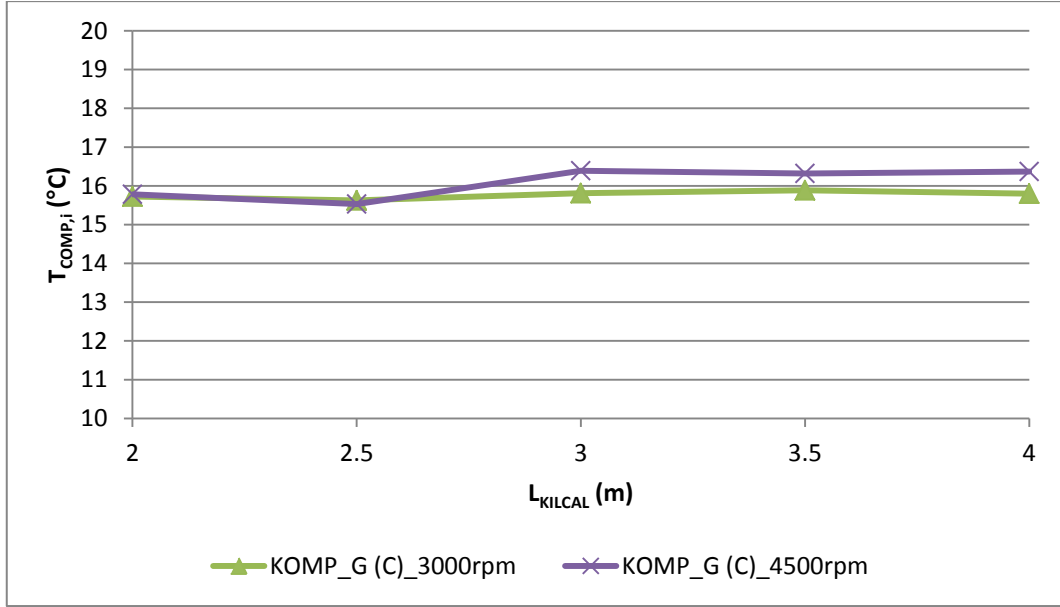


Şekil 4.8 $T_{COND} = 35^{\circ}\text{C}$ için kabin içerisinden alınan sıcaklıkların 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

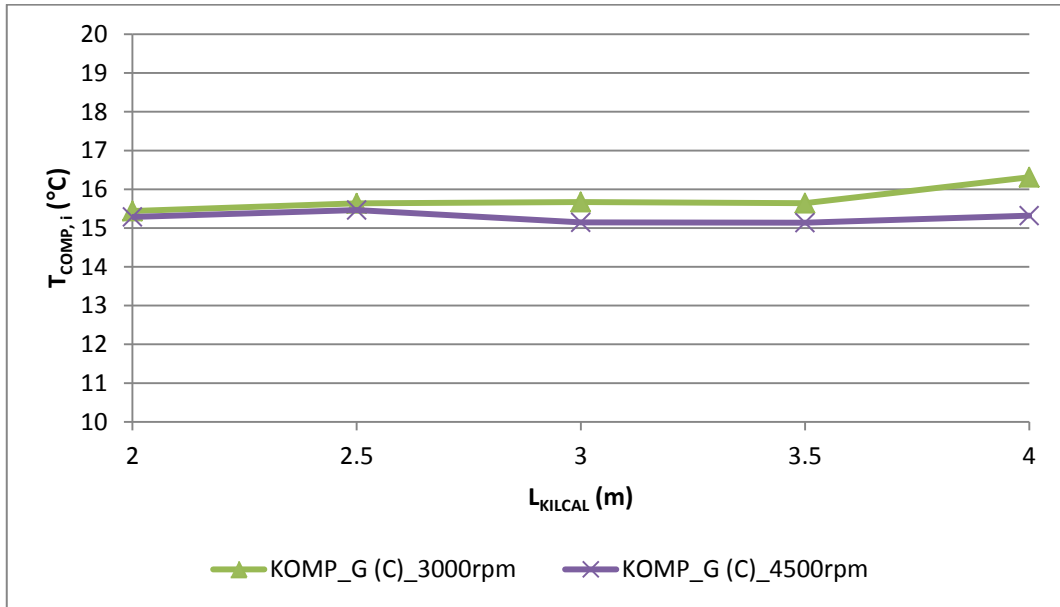


Şekil 4.9 $T_{COND} = 40^{\circ}\text{C}$ için kabin içerisinden alınan sıcaklıkların 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

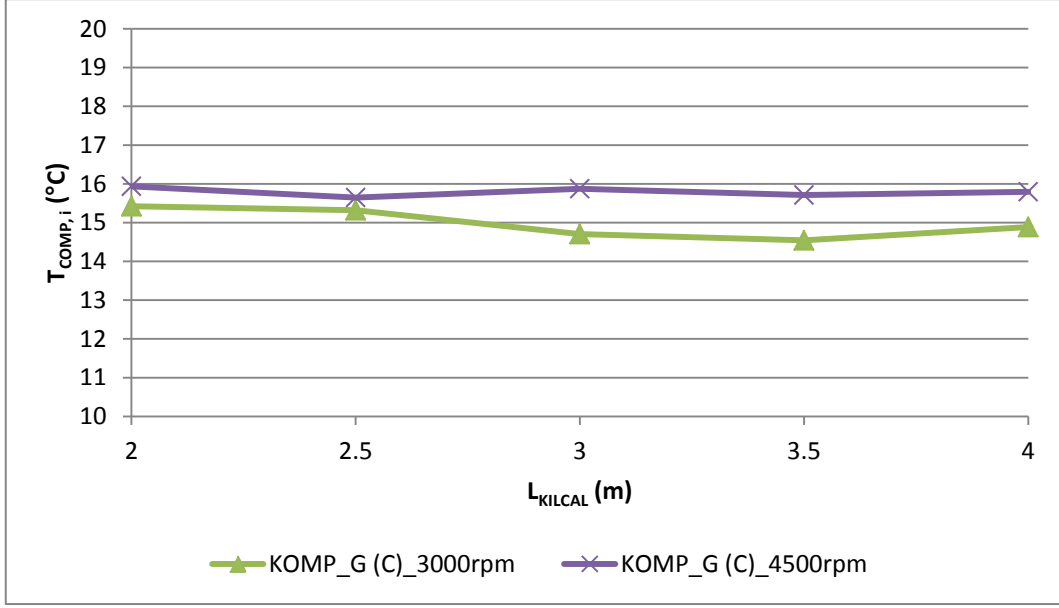
Yapılan deneyler sırasında kompresör giriş sıcaklığı, bir ısıtıcı ve PID kontrolör yardımıyla $15^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ olacak şekilde sabit tutulmuştur (Şekil 4.10 - Şekil 4.12).



Şekil 4.10 $T_{COND} = 30^{\circ}C$ için kompresör giriş sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

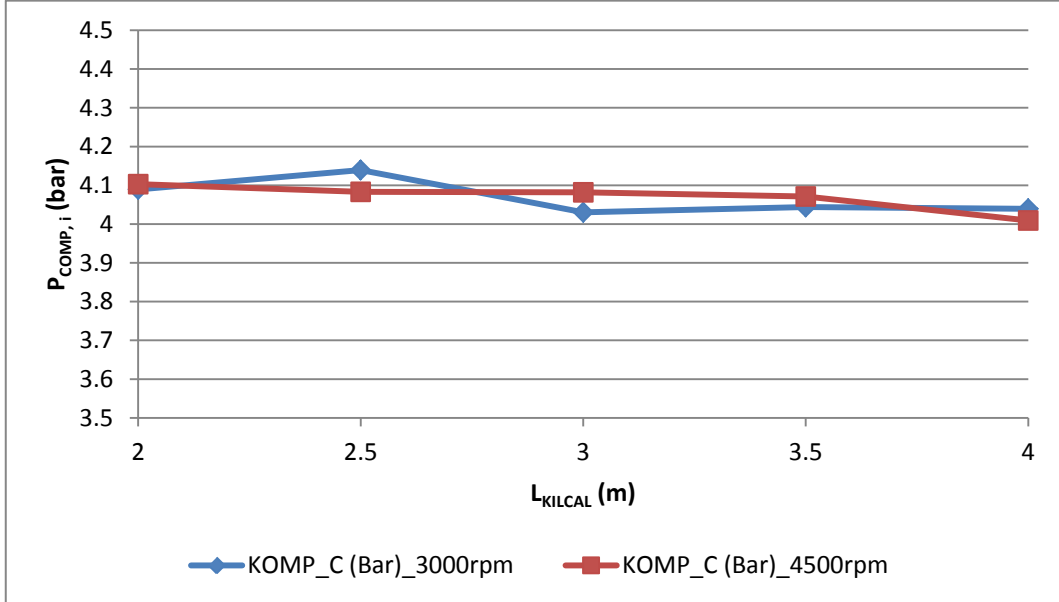


Şekil 4.11 $T_{COND} = 35^{\circ}C$ için kompresör giriş sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için bakır kılcal boru uzunluğuyla değişimi

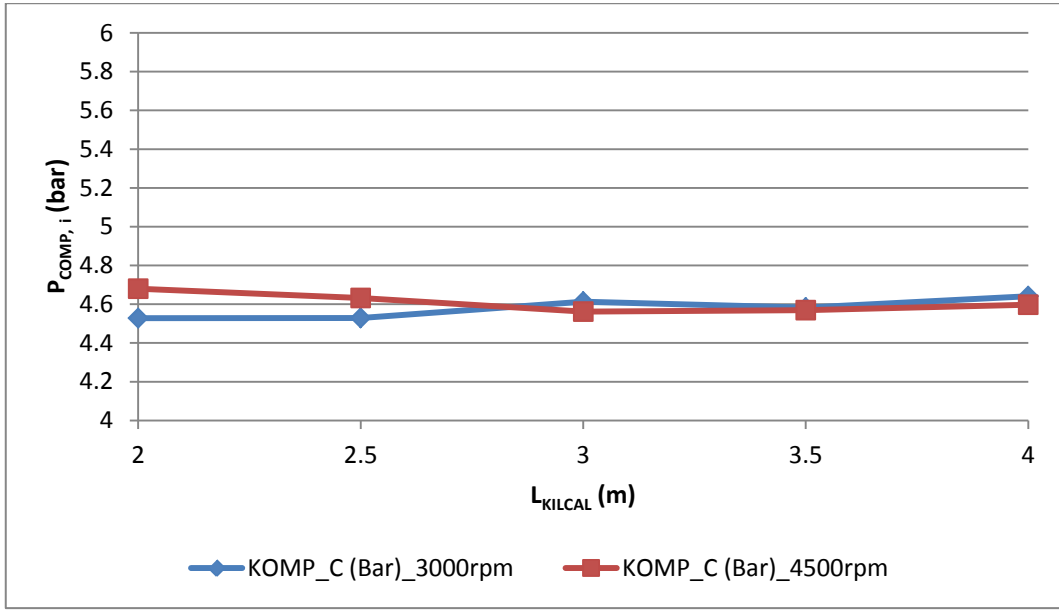


Şekil 4.12 $T_{COND} = 40^{\circ}C$ için kompresör giriş sıcaklığının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

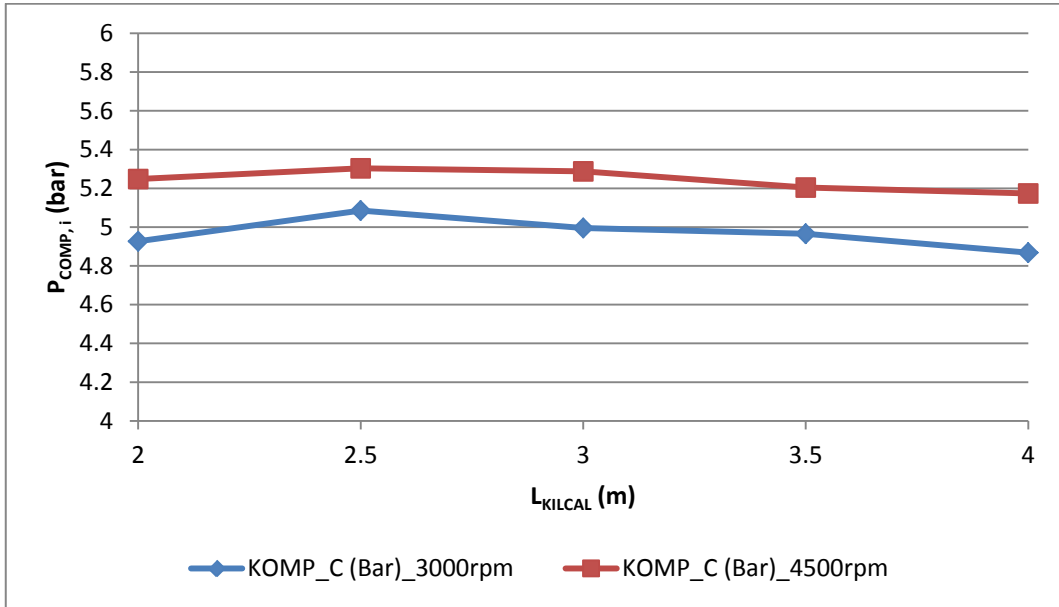
Şekil 4.15 - Şekil 4.17’de kompresör çıkış basıncının farklı kılcal boru uzunlukları ve kompresör devirleri için değişimi verilmiştir. Yoğuşma sıcaklığının artışıyla birlikte, bu basıncın R600a için ayarlanan yoğuşma sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncıyla aynı olduğu görülmektedir.



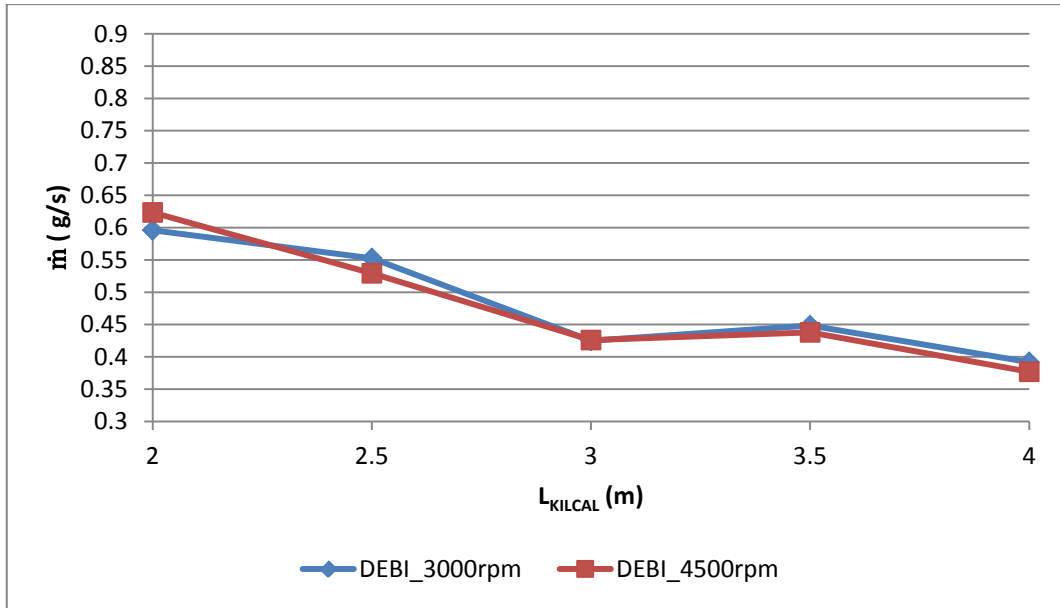
Şekil 4.13 $T_{COND} = 30^{\circ}C$ için kompresör çıkış basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi



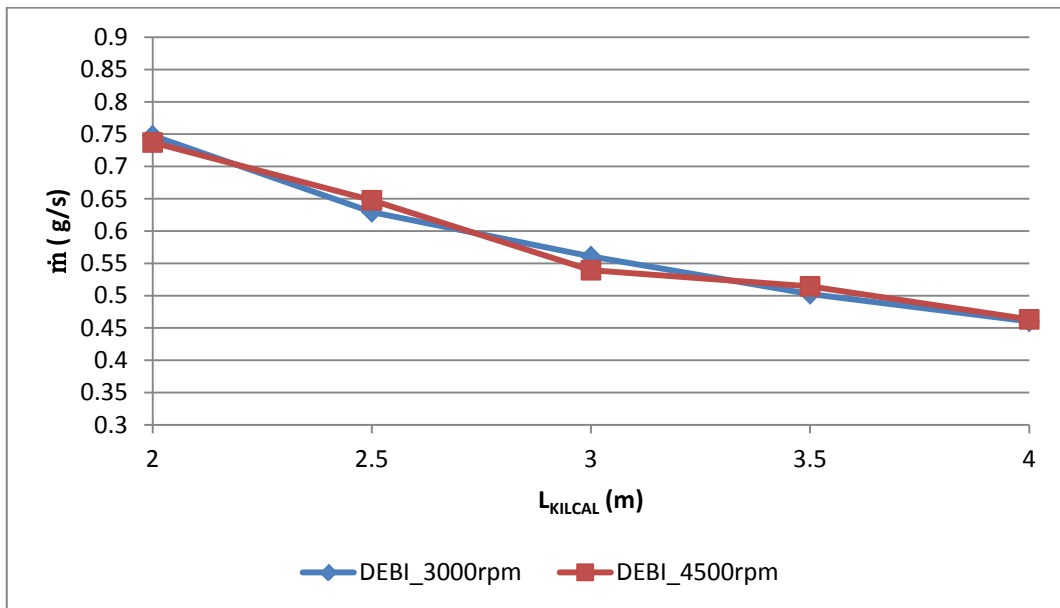
Şekil 4.14 $T_{COND} = 35^{\circ}C$ için kompresör çıkış basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi



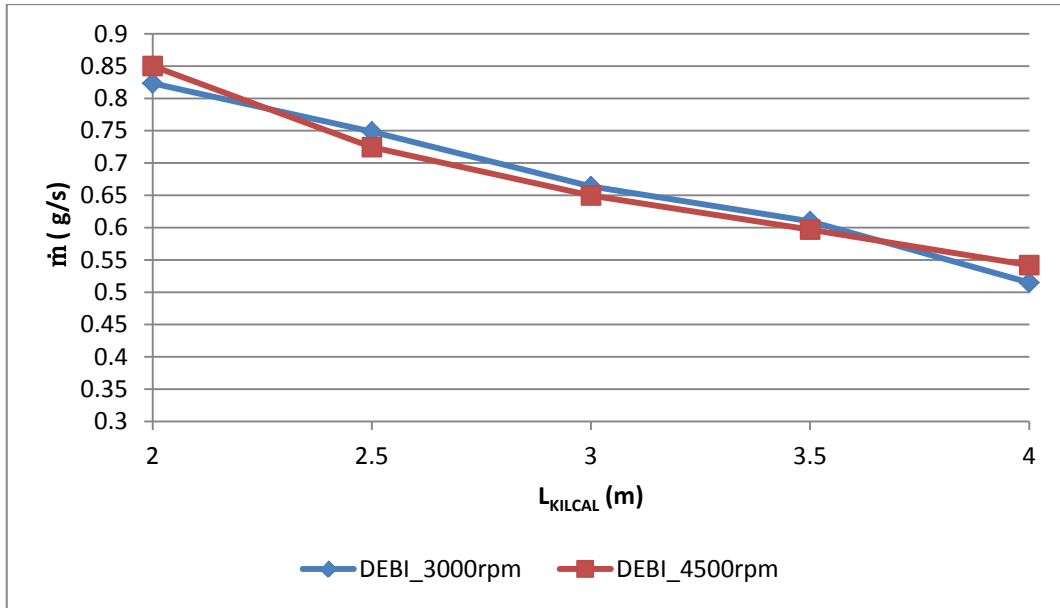
Şekil 4.15 $T_{COND} = 40^{\circ}C$ için kompresör çıkış basıncının 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi



Şekil 4.16 $T_{COND} = 30^{\circ}C$ için kütleli debinin 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi



Şekil 4.17 $T_{COND} = 35^{\circ}C$ için kütleli debinin 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi



Şekil 4.18 $T_{COND} = 40^{\circ}C$ için kütleli debinin 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

Şekil 4.16 - Şekil 4.18’de sistemde dolaşan soğutkan debisinin farklı bakır kılcal boru uzunlukları ve kompresör devri ile değişimi gösterilmiştir. Kılcal boru uzunluğunun artışıyla birlikte sistemdeki direncin yükselmesinden dolayı beklenen şekilde debinin azaldığı gözlenmektedir. İlk bakışta, kompresör devrindeki artışın, akışkan debisini değiştirmede düşünülse de bu durum buharlaşma basıncının düşmesine ve soğutma kapasitesinin artmasına neden olmaktadır. Buharlaşma sıcaklığının sabit tutulduğu bir deney yapılması halinde, sistemde dolaşan akışkan debisindeki değişim gözlenebilmektedir.

Çizelge 4.3’de deneyler sırasında bakır ve cam kılcal borulardaki basınç düşümü özetlenmiştir. Burada, 1 m uzunluğunda cam kılcal boruya sıkıştırılmış sıvı olarak giren ve aynı şekilde faz değiştirmeden çıkan soğutkanın, cam kılcal borunun ardından gelen bakır kılcal boru uzunluğuna göre farklı basınç düşümüne uğradığı görülmektedir.

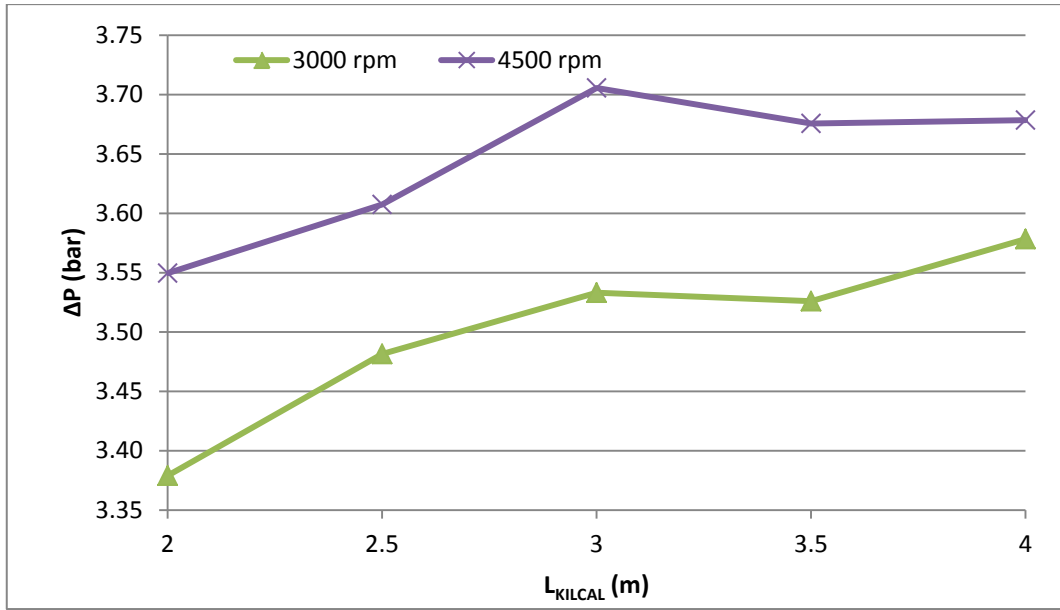
Çizelge 4.3 Yapılan parametrik deneyler için bakır ve cam kılcal boruların basınç düşümüne etkisi ve toplam basınç düşümü

		$T_{COND} = 30^{\circ}C$			$T_{COND} = 35^{\circ}C$			$T_{COND} = 40^{\circ}C$		
	L_{KILCAL}	ΔP_{CAM} (bar)	ΔP_{BAKIR} (bar)	ΔP_{TOPLAM} (bar)	ΔP_{CAM} (bar)	ΔP_{BAKIR} (bar)	ΔP_{TOPLAM} (bar)	ΔP_{CAM} (bar)	ΔP_{BAKIR} (bar)	ΔP_{TOPLAM} (bar)
3000 rpm	1m + 1m	0.41	2.97	3.38	0.57	3.04	3.61	0.68	3.23	3.91
	1m + 1,5m	0.35	3.13	3.48	0.42	3.34	3.76	0.58	3.59	4.17
	1m + 2m	0.22	3.32	3.53	0.36	3.60	3.96	0.48	3.70	4.18
	1m + 2,5m	0.24	3.29	3.53	0.29	3.71	4.00	0.41	3.83	4.24
	1m + 3m	0.20	3.38	3.58	0.20	4.02	4.23	0.30	3.95	4.25
4500 rpm	1m + 1m	0.45	3.10	3.55	0.56	3.46	4.02	0.81	3.66	4.47
	1m + 1,5m	0.34	3.27	3.61	0.45	3.61	4.05	0.53	4.10	4.63
	1m + 2m	0.24	3.46	3.71	0.32	3.75	4.08	0.44	4.23	4.68
	1m + 2,5m	0.15	3.53	3.68	0.29	3.81	4.10	0.38	4.26	4.64
	1m + 3m	0.14	3.54	3.68	0.19	3.99	4.18	0.32	4.34	4.66

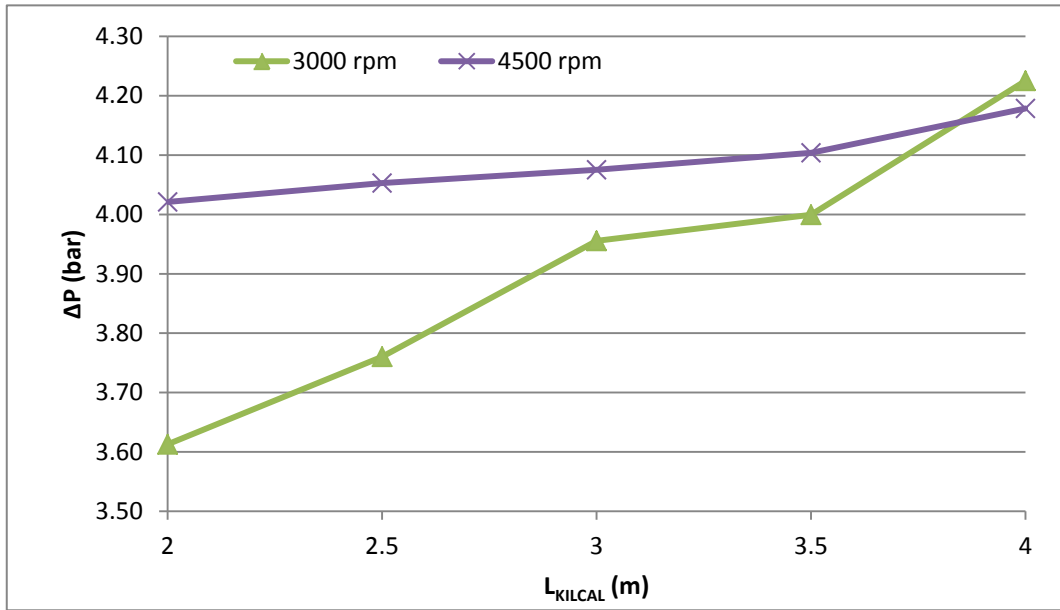
Soğutkanın, bakır kılcal boru içerisinde iki fazlı olmasından dolayı bakır kılcal boruda cam boruya göre daha yüksek basınç düşümü gerçekleştiği belirlenmiştir.

Bu durum, daha önce yapılan literatür araştırmalarıyla ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlarla da uyumludur.

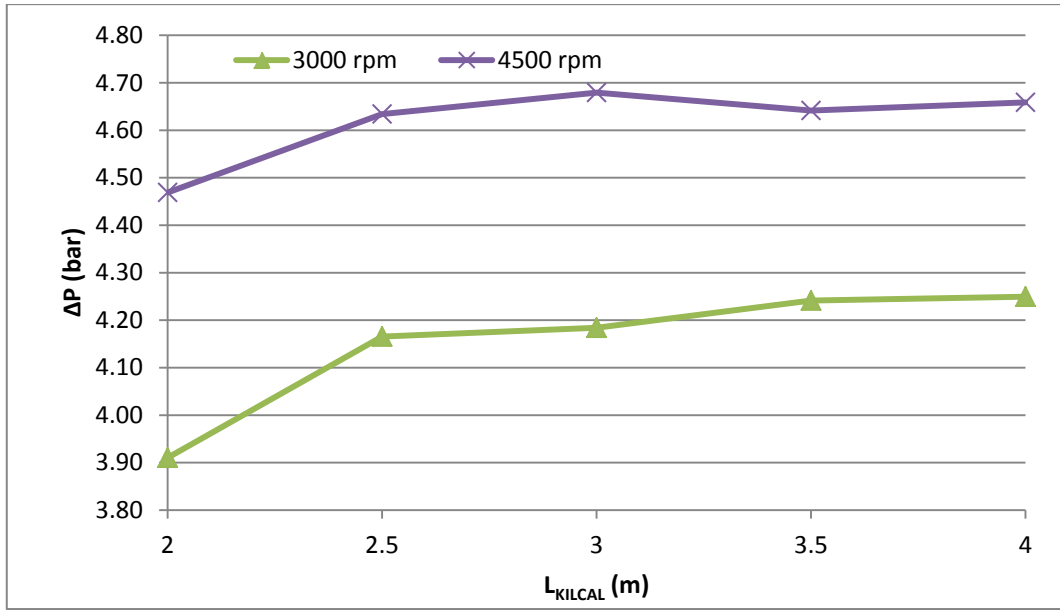
Aynı kılcal boru uzunluğunda kompresör devrinin artışı ile toplam basınç düşümünün arttığı belirlenmiştir. Ancak, sabit kompresör devrinde, kılcal boru boyunun toplam basınç düşümünde yarattığı değişimin az olması önemli bir sonuç olarak değerlendirilebilir.



Şekil 4.19 $T_{COND} = 30^{\circ}C$ için toplam basınç düşümünün 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi



Şekil 4.20 $T_{COND} = 35^{\circ}C$ için toplam basınç düşümünün 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi



Şekil 4.21 $T_{COND} = 40^{\circ}C$ için toplam basınç düşümünün 3000 rpm ve 4500 rpm için kılcal boru uzunluğuyla değişimi

Aşırı soğutma sıcaklığının kılcal boru içerisindeki akışa olan etkisinin belirlenmesi amacıyla, daha önce $T_{SC} = 10^{\circ}C$ 'de yapılan deneylere ek olarak iki farklı kompresör devrinde (3000 ve 4500 rpm) ve farklı kılcal boru uzunluklarında $40^{\circ}C$ yoğuşma, $T_{SC} = 15^{\circ}C$ sıcaklığında deneyler yapılmıştır. Bu iki deney setine ait karşılaştırma,

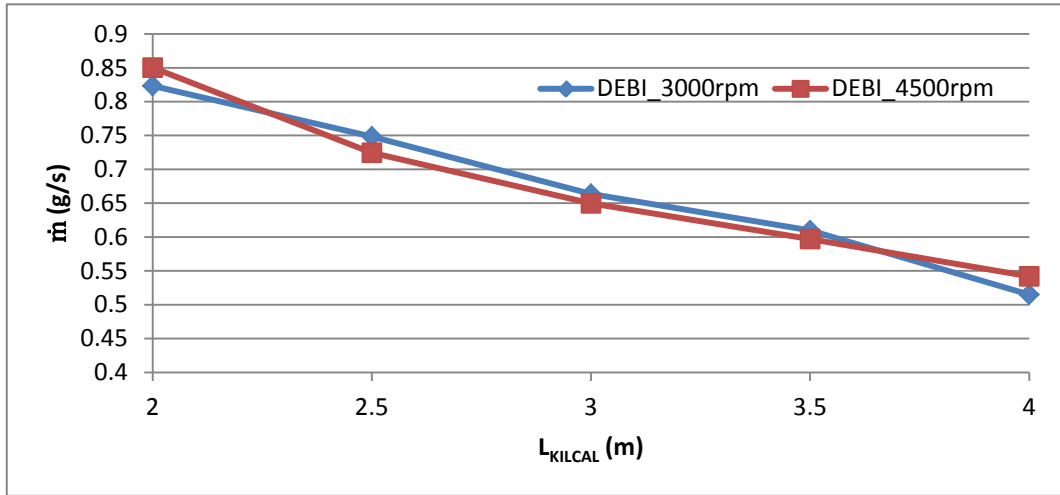
Çizelge 4.4'de ve Şekil 4.22'de verilmiştir.

Çizelge 4.4 $T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$ ve $15^{\circ}C$ için farklı kompresör devri ve kılcal boru uzunluklarında ölçülen basınç düşümü karşılaştırması

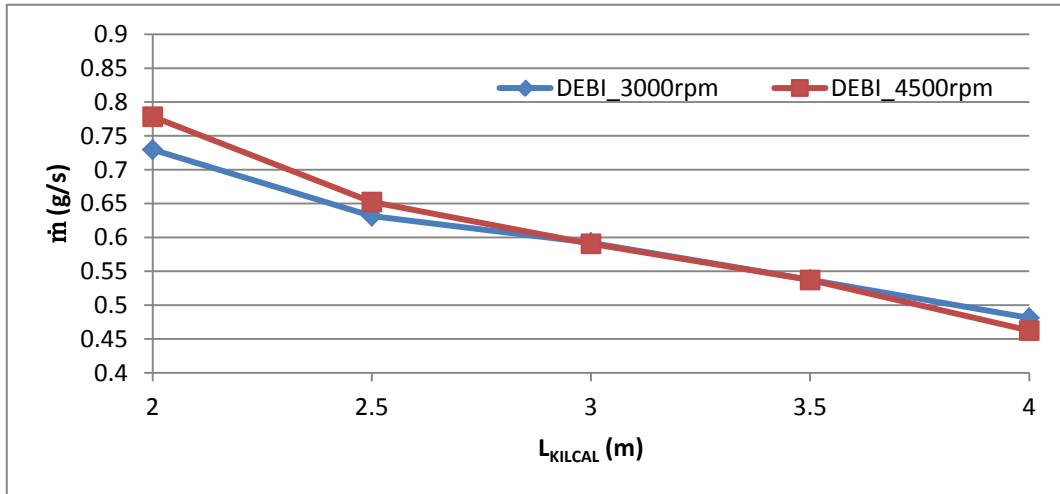
		$T_{COND} = 40^{\circ}C, T_{SC} = 10^{\circ}C$			$T_{COND} = 40^{\circ}C, T_{SC} = 15^{\circ}C$		
	L_{KILCAL}	ΔP_{CAM} (bar)	ΔP_{BAKIR} (bar)	ΔP_{TOPLAM} (bar)	ΔP_{CAM} (bar)	ΔP_{BAKIR} (bar)	ΔP_{TOPLAM} (bar)
3000 rpm	2	0.68	3.23	3.91	0.56	2.74	3.30
	2.5	0.58	3.59	4.17	0.43	3.02	3.46
	3	0.48	3.70	4.18	0.40	3.56	3.95
	3.5	0.41	3.83	4.24	0.33	3.74	4.07
	4	0.30	3.95	4.25	0.18	3.61	3.79
4500 rpm	2	0.81	3.66	4.47	0.63	3.00	3.63
	2.5	0.53	4.10	4.63	0.47	3.22	3.69
	3	0.44	4.23	4.68	0.38	3.40	3.78
	3.5	0.38	4.26	4.64	0.33	3.46	3.79
	4	0.32	4.34	4.66	0.16	3.70	3.86

Çizelge 4.4’de gösterildiği üzere, aşırı soğutma sıcaklığının artışıyla birlikte hem tek fazlı bölgede cam kılcal boru boyunca, hem de iki fazlı bakır kılcal boru boyunca gerçekleşen basınç düşümünün azaldığı görülmektedir. Aynı kompresör devri ve kılcal boru uzunluğunda gerçekleştirilen deneylerde, aşırı soğutma sıcaklığındaki artışın, kütleli debiyi azaltıcı yönde etkisi bulunmaktadır.

(a)



(b)



Şekil 4.22 $T_{COND} = 40^{\circ}C$ için aşırı soğutma sıcaklığı değişimiyle birlikte iki farklı kompresör devri ve 5 farklı kılcal boru uzunluğunda kütleli debilerin karşılaştırılması
(a) $T_{SC} = 10^{\circ}C$, (b) $T_{SC} = 15^{\circ}C$

4.1.1 Basınç Düşümünün Analitik Olarak Karşılaştırılması

Bu bölümde, cam kılcal boru içerisindeki tek fazlı akış için basınç düşümünün literatürde bulunan iki farklı korelasyonla hesaplanmasına ve parametrik deneylerden elde edilen ölçümlerle karşılaştırılmasına yer verilmiştir.

Tam gelişmiş iç akış için, laminar veya türbülanslı akış tiplerinde, pürüzlü ya da pürüzsüz yüzeye iç yüzeye sahip tüm boru ve kanal kesitleri için geçerli olan basınç kaybı,

$$\Delta P = f \frac{L}{d} \frac{\rho V^2}{2} \quad (4.1)$$

ifadesiyle hesaplanabilir. Burada f (Darcy-Weissbach) sürtünme katsayısı olarak tanımlanır ve L uzunluklu, d iç çaplı bir boru için, boru yüzey pürüzlülüğünün (ε), akışkanın dinamik viskozitesinin (μ) ve boru içerisindeki akışkanın ortalama hızının (V) fonksiyonudur.

Ancak, boru içerisindeki akışın laminar olması halinde, boru yüzeyi pürüzlülüğünün etkisi ortadan kalkmaktadır.

Laminar akış şartları için, f (sürtünme katsayısı);

$$Re = \frac{\rho V d_H}{\mu} < 4000 \text{ ise; laminar akış için;}$$

$$f = \frac{64}{Re} \text{ olarak hesaplanabilir.} \quad (4.2)$$

4.1.1.1 Colebrook- White Denklemine Göre f Sürtünme Katsayısı

Boru içerisindeki akışın türbülanslı olması durumunda ise f sürtünme katsayısı için boru pürüzlülüğünün de göz önüne alındığı bir korelasyon kullanılarak hesaplanmalıdır.

Bu korelasyonlardan en çok bilineni ve kullanılanı, Colebrook denklemi olarak bilinen kapalı bir denklemdir ve f sürtünme katsayısının belirlenmesi için çok sayıda iterasyon yapılmasına ihtiyaç vardır.

$$Re = \frac{\rho V d_H}{\mu} > 4000 \text{ ise; türbülanslı akış için;}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log_{10} \left[\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right) + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (4.3)$$

Colebrook denkleminin yaklaşık sonuç ($\pm 2\%$) veren açık hali ise, Haaland tarafından;

$Re > 4000$ ise; *türbülanslı akış için*;

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log_{10} \left[\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \text{ olarak verilmiştir.} \quad (4.4)$$

4.1.1.2 Churchill'in Önerdiği f Sürtünme Katsayısı

Türbülanslı akış şartlarında f sürtünme katsayısının hesabı için Churchill'in önerdiği bir başka korelasyon ise,

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (4.5)$$

$$A = \left\{ 2,457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27\varepsilon} \right] \right\}^{16} ; B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (4.6) \text{ ve } (4.7)$$

olarak verilmektedir.

Buradan hareketle, cam kılcal boru boyunca basınç düşümünün hesaplanması için, $T_{COND} = 40^\circ\text{C}$ yoğuşma sıcaklığında yapılan parametrik deneylerde, cam kılcal borunun giriş ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç ortalamaları kullanılarak REFPROP programından alınan fiziksel özellikler, debi, hız ve Reynolds sayısı değerleri Çizelge 4.5'de özetlenmiştir.

Çizelge 4.5 $T_{COND} = 40^\circ\text{C}$ için 3000 ve 4500 kompresör devrinde R600a soğutkanının özelliklerine ilişkin tablo

Komp. Devri	L _{KILCAL} (m)	T _{ort}	P _{ort}	ρ (kg/m ³)	μ (Pa.s)	$\dot{m}$ (g/s)	d (mm)	A (m ²)	V (m/s)	Re
3000 rpm	2	23.173	4.168	553.20	1.60E-04	0.748	0.837	5.50E-07	2.457	7123.22
	2.5	23.802	4.272	552.40	1.60E-04	0.629	0.837	5.50E-07	2.071	5995.64
	3	24.270	4.425	551.80	1.59E-04	0.561	0.837	5.50E-07	1.847	5364.20
	3.5	24.784	4.441	551.20	1.58E-04	0.503	0.837	5.50E-07	1.657	4829.91
	4	25.038	4.553	550.80	1.58E-04	0.460	0.837	5.50E-07	1.518	4432.28
4500 rpm	2	24.594	4.355	551.40	1.59E-04	0.737	0.837	5.50E-07	2.430	7075.62
	2.5	24.399	4.386	551.60	1.59E-04	0.648	0.837	5.50E-07	2.135	6206.16
	3	23.971	4.395	552.20	1.59E-04	0.539	0.837	5.50E-07	1.776	5148.41
	3.5	23.970	4.419	552.20	1.59E-04	0.514	0.837	5.50E-07	1.693	4908.44
	4	24.520	4.510	551.50	1.59E-04	0.463	0.837	5.50E-07	1.528	4445.59

Çizelge 4.5'te görüldüğü üzere, 40 °C yoğuşma sıcaklığında, farklı kılcal boru uzunluklarında ve kompresör devirlerinde yapılan deneylerin tümünde kılcal boru içerisindeki akışın türbülanslı olduğu görülmektedir ($Re > 4000$). Bu nedenle, yapılacak hesaplamalarda, f sürtünme faktörü, tam gelişmiş türbülanslı akım tipi için oluşturulmuş korelasyonlar kullanılarak hesaplanmıştır.

Cam kılcal borunun pürüzlülük değeri $\varepsilon = 0$ kabul edilerek f sürtünme katsayısı değeri, iki farklı korelasyonla hesaplanarak Çizelge 4.6' de özetlenmiştir.

Çizelge 4.6 Haaland ve Churchill'e göre hesaplanan f sürtüne katsayıları

Komp. Devri	Haaland Denklemi (Colebrook)				Churchill Denklemi		
	L_{KILCAL} (m)	ε	$\frac{1}{\sqrt{f}}$	f	A	B	f
3000 rpm	2	0	5.424889	0.03398	9.15E+18	3.53E+11	0.034114
	2.5	0	5.290175	0.035732	6.11E+18	5.56E+12	0.035877
	3	0	5.203181	0.036937	4.69E+18	3.30E+13	0.037089
	3.5	0	5.121163	0.03813	3.63E+18	1.77E+14	0.038289
	4	0	5.054	0.03915	2.94E+18	6.98E+14	0.039315
4500 rpm	2	0	5.419648	0.034045	9.01E+18	3.92E+11	0.03418
	2.5	0	5.317152	0.035371	6.63E+18	3.20E+12	0.035513
	3	0	5.171084	0.037397	4.24E+18	6.36E+13	0.037552
	3.5	0	5.13377	0.037943	3.78E+18	1.36E+14	0.038101
	4	0	5.056344	0.039114	2.96E+18	6.66E+14	0.039279

4.1.1.3 Basınç Düşümünün Karşılaştırılması

Tek fazlı bölgede basınç düşümü ile ilgili olarak deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçlar ile literatürde geniş çevrelerce iyi bilinen iki korelasyonun karşılaştırılması sonucunda, bu iki korelasyonun kendi içerisinde %1'den daha küçük bir hatayla basınç düşümünü doğru olarak verdiği tespit edilmiştir. Ölçüm sonuçları ile korelasyonların karşılaştırmasında ise, toplam kılcal boru uzunluğunun 2 ile 3.5 m olduğu aralıkta, ölçüm sonuçlarının korelasyondan elde edilen değerlerden yaklaşık %20 daha düşük olduğu belirlenmiştir. Hata oranının bu aralıktaki tüm deneyler için yakın olması, hatanın sabit bir bileşenden geldiğini ve tüm deneyleri aynı şekilde etkilediğini göstermektedir. Toplam kılcal boru uzunluğunun 4 m olduğu durumlarda ise, soğutkan kütleli debisinin ve dolayısıyla hızının çok düşmesi sebebiyle, akışın türbülanslı ile laminar arasında geçiş bölgesinde bulunmasından ($Re \approx 4000$) dolayı kullanılan

korelasyonlar geçerliliğini yitirmektedir. Bu nedenle 4 m uzunluklu kılcal boru ile yapılan deneylerde hata oranları 3000 rpm ve 4500 rpm için sırasıyla %48.71 ve % 62.82 olarak hesaplanmıştır (Çizelge 4.7).

Çizelge 4.7 Hesaplanan basınç düşümü değerleri ile ölçülen basınç düşümü değerlerinin karşılaştırılması

Komp. Devri	L _{KILCAL} (m)	Colebrook Hesaplanan ΔP (bar)	Churchill Hesaplanan ΔP (bar)	Ölçülen ΔP (bar)	Colebrook vs. Churchill % Hata	Colebrook vs. Ölçüm % Hata	Churchill vs. Ölçüm % Hata
3000 rpm	2	0.678	0.681	0.569	-0.39	19.10	19.57
	2.5	0.506	0.508	0.422	-0.41	19.97	20.45
	3	0.415	0.417	0.357	-0.41	16.48	16.96
	3.5	0.345	0.346	0.292	-0.42	18.27	18.76
	4	0.297	0.298	0.201	-0.42	48.08	48.71
4500 rpm	2	0.662	0.665	0.558	-0.40	18.75	19.22
	2.5	0.531	0.533	0.446	-0.40	19.08	19.56
	3	0.389	0.391	0.321	-0.42	21.19	21.69
	3.5	0.359	0.360	0.295	-0.42	21.64	22.15
	4	0.301	0.302	0.185	-0.42	62.13	62.82

4.2 Cam Kılcal Borunun Önüne ve Arkasına Bakır Kılcal Boru Eklenerek Akış Tipinin İncelendiği Parametrik Deneyler ve Sonuçları

Kılcal boru uzunluğundaki değişimin, yoğunlaşma, aşırı soğutma ve kompresör devri parametreleri ile birlikte basınç düşümü ve akışkan debisi üzerindeki etkisinin incelenmesinin ardından, kılcal boru boyunca uzunlukla birlikte akım tipinin de inceleneceği deneylere başlanmıştır. Bunun için öncelikle, deney düzeneği üzerinde cam kılcal borudan sonra bulunan ve farklı uzunluklarda kılcal borulardan oluşan kollektör sökülmüş ve toplam kılcal boru uzunluğu her durumda 4 m olacak şekilde, cam kılcal borunun önüne ve arkasına farklı uzunluklarda bakır kılcal borular bağlanarak kılcal borunun farklı bölgelerinin görsellenmesi mümkün hale getirilmiştir.

Cam kılcal borunun önüne ve arkasına farklı uzunluklarda bakır kılcal borular eklenmesiyle yapılan deneylerde ilk olarak, akışın sıvı fazdan, iki faza geçtiği bölge tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla, Çizelge 4.8’de gösterildiği üzere, farklı yoğunlaşma ve aşırı soğutma sıcaklıkları ile farklı kompresör devirleri için cam kılcal borunun giriş ve

çıkışında bulunan bakır kılcal boru uzunluğunun değiştiği toplam 30 adet parametrik deney planlanmıştır ve bu parametrik çalışmaya başlanmıştır.

Çizelge 4.8 Faz değişiminin başladığı yerin bulunmasına yönelik planlanan parametrik çalışmaya ilişkin tablo

d_{KILCAL} (mm)	Devir (rpm)	T_{COND} (°C)	ΔT_{SC} (°C)	L_{KILCAL}	
0.738	3000, 4500	30,45	5, 10	0.5 m bakır + 1 m cam + 2.5 m bakır	TOPLAM 30 DENEY
				1 m bakır + 1 m cam + 2 m bakır	
				1.5 m bakır + 1 m cam + 1.5 m bakır	
				2 m bakır + 1 m cam + 1 m bakır	
				2.5 m bakır + 1 m cam + 0.5 m bakır	

Bir önceki tabloda belirtildiği üzere, parametrik çalışmanın ilk aşaması olan, kılcal borunun önünde 0.5 m, sonrasında 2.5 bakır kılcal borunun bağlı olduğu durumda farklı parametrelerle yapılan deneylerin hiçbirinde iki fazlı akışa rastlanmamıştır (Çizelge 4.9). Bu kapsamda, yapılan deneylerin hiçbirinde iki fazlı akış görülmemesi ve günde yalnızca 1 deney yapılabilmesi sebebi ile Çizelge 4.8’de verilen sırayla yapılması planlanan deneylerin çok uzun süreceği düşünüldüğünden dolayı, yapılan planlamada bir değişikliğe gidilmiş ve Çizelge 4.10’da verilen şekilde deneylere devam edilmiştir.

Çizelge 4.9 Parametrik deneylerin ilk aşamasına ait tablo

d_{KILCAL} (mm)	Devir (rpm)	T_{COND} (°C)	ΔT_{SC} (°C)	L_{KILCAL}	
0.738	3000	30	5	0.5 m bakır + 1 m cam + 2.5 m bakır	Tek Faz
		30	10	0.5 m bakır + 1 m cam + 2.5 m bakır	Tek Faz
		40	5	0.5 m bakır + 1 m cam + 2.5 m bakır	Tek Faz
		40	10	0.5 m bakır + 1 m cam + 2.5 m bakır	Tek Faz
	4500	30	5	0.5 m bakır + 1 m cam + 2.5 m bakır	Tek Faz
		30	10	0.5 m bakır + 1 m cam + 2.5 m bakır	Tek Faz
		40	5	0.5 m bakır + 1 m cam + 2.5 m bakır	Tek Faz
		40	10	0.5 m bakır + 1 m cam + 2.5 m bakır	Tek Faz

Deneyleri hızlandıracak şekilde yeniden yapılan planlamada, iki faza geçişi mümkün olduğunca kolaylaştıracak parametrelerle, sabit 4500 rpm kompresör devrinde, 35 °C yoğuşma ve 5 °C aşırı soğutma sıcaklıklarında cam kılcal borunun önüne ve arkasına konulan kılcal boruların uzunlukları değiştirilerek akışın iki faza geçtiği bölge tespit edilmiştir. Cam kılcal borunun öncesinde 2.5 m uzunluklu bakır kılcal boru bağlandığında, cam kılcal boruda iki fazlı akışa rastlanmıştır. İki faza rastlanılan uzunluk, korelasyonlarla hesaplanan ve iki fazın beklendiği uzunluktan fazladır.

Çizelge 4.10 Tek fazlı bölgeden iki faza geçişin olduğu uzunluk

d_{KILCAL} (mm)	Devir (rpm)	T_{COND} (°C)	ΔT_{SC} (°C)	L_{KILCAL}	
0.738	4500	35	5	0.5 m bakır + 1 m cam + 2.5 m bakır	Tek Faz
		35	5	1 m bakır + 1 m cam + 2 m bakır	Tek Faz
		35	5	1.5 m bakır + 1 m cam + 1.5 m bakır	Tek Faz
		35	5	2 m bakır + 1 m cam + 1 m bakır	Tek Faz
		35	5	2.5 m bakır + 1 m cam + 0.5 m bakır	Çift Faz

Yapılan bu deneylerde, iki fazlı akışın başladığı bölge belirlenmiş olmasına karşın, farklı yoğuşma, aşırı soğutma sıcaklıklarının ve kompresör devirlerinin denenmesine karşın ilk kabarcık oluşumu, cam kılcal boru içerisinde gerçekleştirilememiştir.

Sisteme iki faza geçişi geciktiren bir etkide bulunulduğunda (örn. aşırı soğutma sıcaklığının arttırılması, kompresör devrinin düşürülmesi vb.), akışkan cam kılcal boruyu tamamen sıvı fazda terk etmekte, iki faza geçişi öne alan bir etkide bulunulduğunda ise akışkan daha cam kılcal boruya girmeden iki faza geçmektedir.

Bu durumun, cam kılcal borunun tamamen pürüzsüz olduğu kabulüyle, sebebiyle ilk kabarcık(çekirdek) oluşumunun 1 m uzunluktaki cam kılcal boru içerisinde başlayamadığından kaynaklandığı düşünülmektedir.

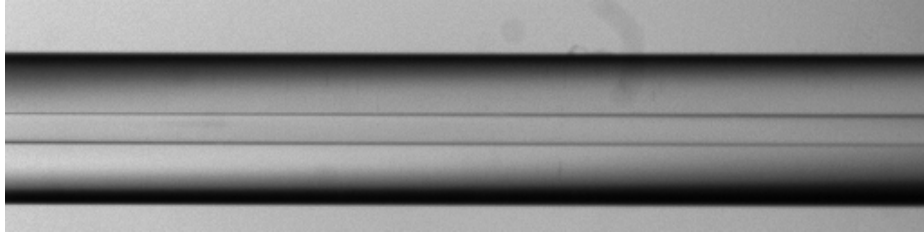
4.2.1 Cam Kılcal Boru Girişine Isıtıcı Sarılarak Yapılan Deneyler

Cam kılcal borunun girişinde istenilen kızgınlığı saylayacak ısıtıcının devreye alınmasıyla birlikte, farklı ısıtıcı güçleri uygulanarak, 35 °C yoğuşma ve 10 °C aşırı soğutma sıcaklığında, 3000 rpm kompresör devri için, kılcal boru uzunluğunun cam kılcal boru öncesinde 2.5 m, sonrasında 0.5 m olduğu durumda tekrarlı deneyler yapılmıştır.

Bu deneyler sırasında, cam kılcal boru üzerinden soğuk ışık kaynağı ve hızlı kamera ile fotoğraf çekimi yapılmıştır.

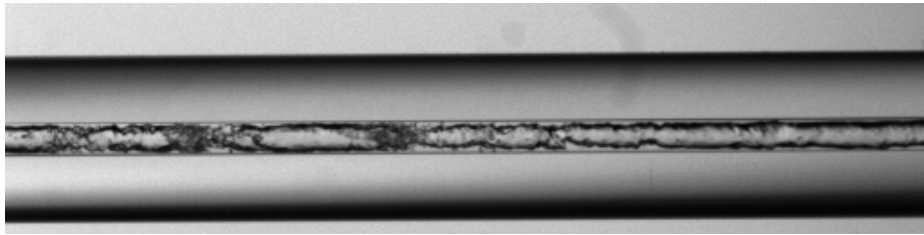
Bu deneylerden elde edilen sonuçlar aşağıdaki listede özetlenmiştir.

1. Sistemin belirtilen şartlarda çalıştırılarak rejime girene kadar geçen zaman diliminde ısıtıcı kapalı tutulmuştur. Sistem rejime girdiğinde, cam kılcal boru içerisindeki akış tek fazlıdır.
2. Bu kapsamda yapılan ilk deneylerde, ısıtıcı çalıştırılarak tahmini olarak belirlenen güçlerde denemeler yapılmıştır. İlk denemelerde, kabarcık(çekirdek) oluşumunun, ilk başladığı noktanın gözden kaçırılmaması amacıyla, ısıtıcı gücünde, 0.05 W, 0.1 W gibi küçük artışlarla, 1- 2 W değerlerine kadar tarama yapılarak çok küçük çaplı, yeni oluşmuş kabarcık oluşumu incelenmiştir. Bu deneylerde, akış içerisinde herhangi bir kabarcığa rastlanmamıştır (Şekil 4.23).



Şekil 4.23 Kılcal boru içerisindeki tek fazlı (%100 sıvı) akış

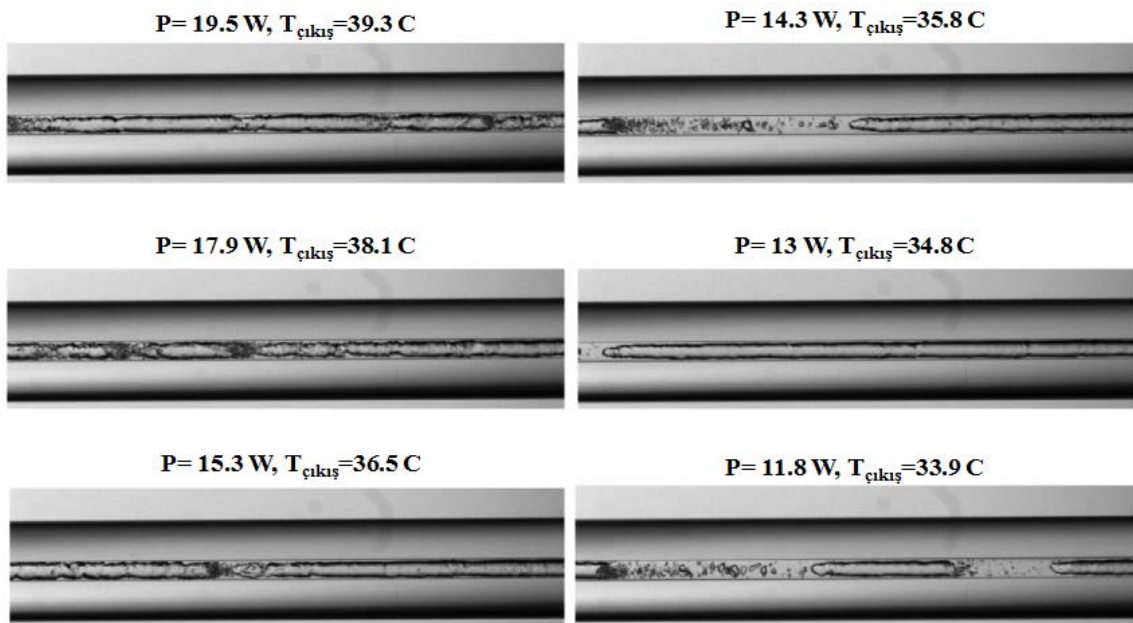
3. Küçük ısıtıcı güçlerinde iki fazlı akış gözlenmemesi sebebiyle, ısıtıcıya verilen gücün daha büyük adımlarla arttırılarak iki fazlı bölgeye geçiş için gerekli olan ısıtıcı gücü değerlerinin bulunması amaçlanmıştır. 1-2 W'lık adımlarla yapılan artışlar neticesinde ancak 22 W güç uygulandığında iki fazlı akış oluşmuştur ve bu şartlardaki akım tipi Şekil 4.24'de gösterildiği üzere film şeklindedir.



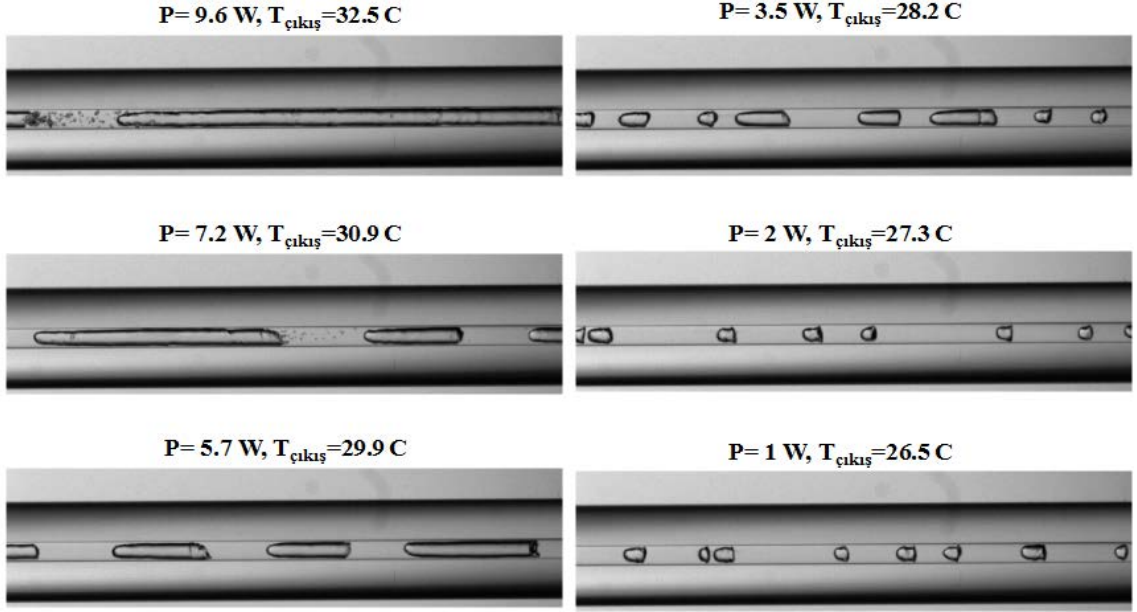
Şekil 4.24 Isıtıcıya 22 W verilmesi durumunda görülen iki fazlı akış tipi

4. Yapılan deneylerden elde edilen bir diğer önemli sonuç ise, ısıtıcı gücünde yapılan ani artışların, kademeli olarak yapılan artışlara göre farklı etkiler oluşturabilmesidir. Örneğin, ısıtıcıya uygulanan 1-2 W'lık kademeli artışlarla ancak 22 W güce ulaşıldığında görülebilen iki fazlı akış, 5 W'lık adımlarla 13 W değerinde de oluşturulabilmektedir. Isıtıcı gücündeki ani artışın oluşturduğu yüksek ısı akısı, kabarcık oluşumu mekanizmasını değiştirmektedir.
5. Isıtıcı gücünün küçük adımlarla artışı neticesinde akışın doğrudan tek fazdan film tipi iki fazlı akışa geçmesi sebebi ile aradaki diğer akım tipleri yakalanamamıştır. Bu akım tiplerinin de belirlenebilmesi için, ısıtıcı gücünde yapılan artışa benzer şekilde, ısıtıcı gücü 1-2 W'lık kademelerle düşürülerek ısıtıcının kapatıldığı duruma kadar taranmıştır.

35 °C yoğuşma sıcaklığında, 10 °C aşırı soğutma sıcaklığında, 3000 rpm kompresör devri için, kılcal boru uzunluğunun cam kılcal boru öncesinde 2.5 m, sonrasında 0.5 m olduğu durumda yapılan taramada verilen ısıtıcı güçlerine karşılık gelen kılcal boru çıkış sıcaklıkları ve akım tipleri Şekil 4.26 'da verilmiştir.



Şekil 4.25 Isıtıcı gücünün kademeli olarak azaltılmasıyla elde edilen farklı akış tiplerine ait görüntüler-1



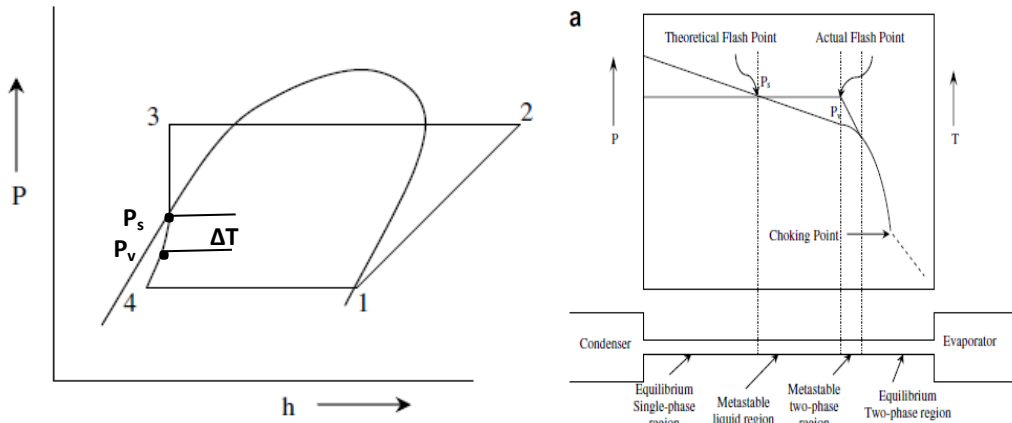
Şekil 4.26 Isıtıcı gücünün kademeli olarak azaltılmasıyla elde edilen farklı akış tiplerine ait görüntüler-2

6. Bu fotoğraflardan da görüldüğü üzere, ısıtıcı gücünün kademeli olarak düşürülmesiyle kabarcık büyüklükleri giderek küçülmekte ve akım tipi film tipi akıştan önce mermi tipi akışa, sonrasında ise “Taylor bubble” olarak adlandırılan kabarcık çapının kılcal boru iç çapından daha büyük olduğu ve bu nedenle kabarcıkların uzayarak aralarında sıvı bölgeler bulundurduğu akış tipine doğru geçmektedir. Son aşamada ise, “bubble train” adı verilen, çapı yaklaşık olarak boru iç çapına yakın olarak kabarcıkların arka arkaya sıralanmasıyla oluşan akış tipi gözlenmektedir. Bu durum daha önce yapılan literatür araştırmalarından elde edilen sonuçlarla da uyumludur.
7. Akış bir kez iki faza geçtikten sonra ısıtıcı tamamen kapatılsa bile tekrar tek fazlı akışa geri dönmemektedir. Bunun sebebinin ise, ilk kabarcık oluşumu için ihtiyaç duyulan kızgınlık değeri ile kabarcığın tamamen çökmesi için gereken kızgınlık değerinden farklı olduğu düşünülmektedir. Ayrıca yapılan çalışmalarda görülmüştür ki, ısıtıcı gücünün kademeli olarak azaltılarak tamamen kapatılmasından sonra cam kılcal boru girişinde bulunan rekora dışarında buz konulmasıyla tamamen tek faza geri dönüş sağlanmıştır. Buz kaldırıldıktan sonra tekrar iki faza dönüş gerçekleşmemektedir.

4.2.2 İlk Kabarcık Oluşumu için Gerekli Kızgınlık Değerinin Belirlenmesi

Kılcal boru içerisindeki soğutkan akışı detaylı olarak incelendiğinde, 3 farklı rejimde gerçekleştiği görülmektedir. Yoğuşturucu çıkışında aşırı soğumuş olan soğutkan, kılcal boruya girmektedir. 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 akışkan sabit sıcaklıktadır.

Şekil 4.27’de gösterildiği üzere, soğutkan basıncının doyma basıncına(P_s) ulaştığı noktada teorik olarak ilk buhar kabarcığı oluşmaktadır. Ancak, gerçekte ise doyma basıncında termodinamik denge şartı sağlanamadığından ilk buhar kabarcığı oluşumu için bir miktar daha basınç düşümüne (kızgınlığa) ihtiyaç duyulmaktadır. Buna göre gerçek kabarcık oluşumu, P_v noktasında gerçekleşmektedir. Buharlaştırmadaki bu gecikmenin gerçekleştiği bölge ($P_s - P_v$), kararsız (metastable) bölge olarak bilinmektedir.



Şekil 4.27 Teorik ve gerçek ilk buhar kabarcığı oluşumu

İlk buhar kabarcığının oluşabilmesi için gerekli kızgınlık değerlerinin bulunması amacıyla, tekrarlı olacak şekilde bir takım parametrik deneyler yapılmış ve iki faza geçişte gerekli olan kızgınlık değerinin, yoğuşma ve aşırı soğutma sıcaklıklarına ve kompresör devrine göre değişimi incelenmiştir.

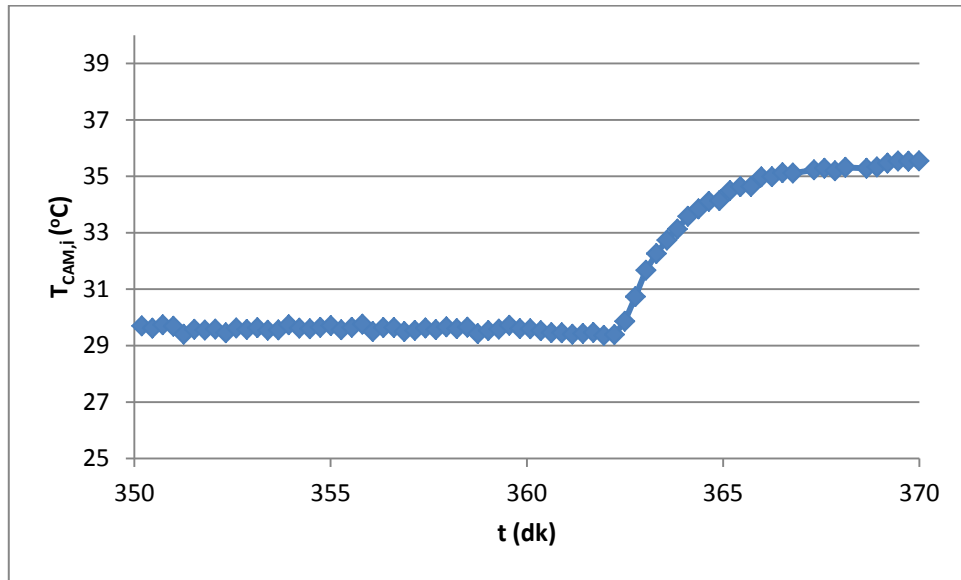
Yapılan çalışmaya ait parametre tablosu, Çizelge 4.11’de verilmiştir.

Çizelge 4.11 İlk buhar kabarcığı oluşumu için gerekli kızgınlık değerlerinin belirlenmesi için yapılan deneyler

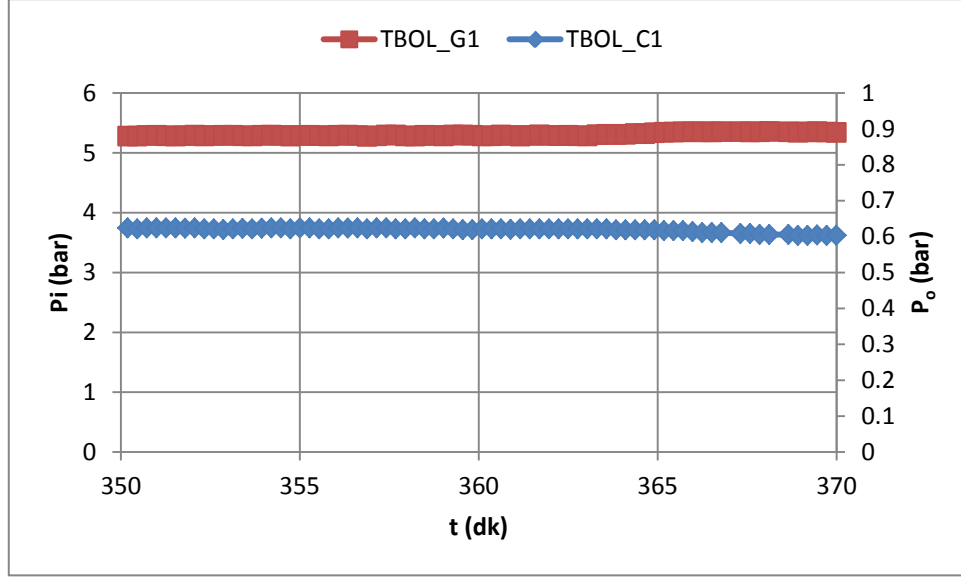
Yoğuşma Sıcaklığı Değişimi			Komp. Devri Değişimi			Subcool Sıcaklığı Değişimi		
Devir	T_{cond}	T_{sc}	Devir	T_{cond}	T_{sc}	Devir	T_{cond}	T_{sc}
3000	35	10	1600	40	10	3000	40	8
3000	40	10	3000	40	10	3000	40	10
3000	45	10	4500	40	10	3000	40	12

İki fazlı akışa geçişte kızgınlık değerlerinin belirlenmesinde aşağıda verilen deneysel prosedür izlenmiştir.

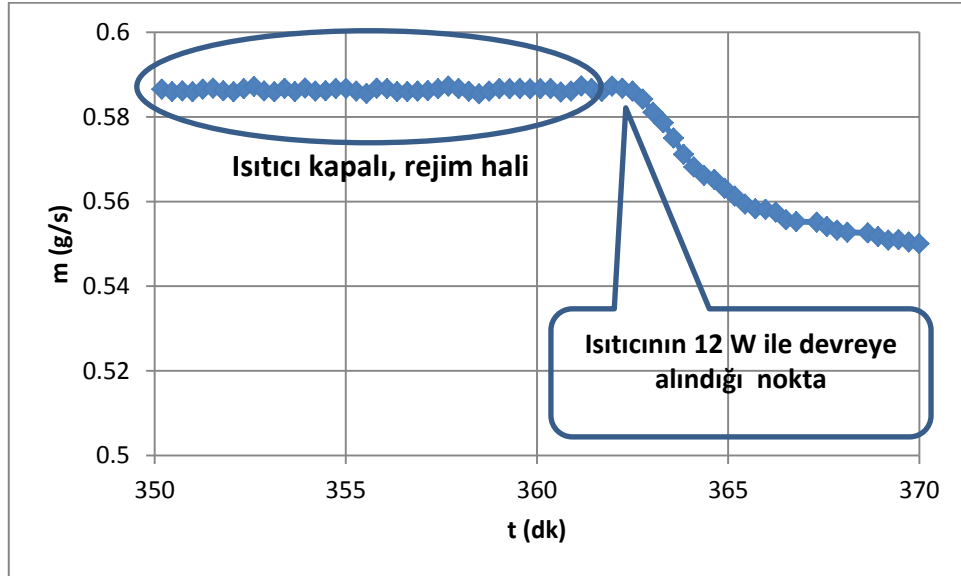
1. Isıtıcı tamamen kapalı olacak şekilde sistem istenilen parametrelere göre çalıştırılarak rejime girmesi beklenmiştir. Bu parametrelerin tamamında, rejim durumunda cam kılcal borudaki akış tek fazlıdır (Şekil 4.28 - Şekil 4.30).
2. Sistem rejime girdikten sonra, ısıtıcı 12 W ile açılarak deneylere başlanmıştır. Isıtıcı için başlangıç gücünün 12 W olarak seçilmesinin sebebi, daha önceki deneylerden öğrenildiği üzere, bu değer üzerinde verilen ani ısı akılarında sistemin kararsız olarak olması gerekenden önce iki faza geçmesidir (Şekil 4.28 - Şekil 4.30).



Şekil 4.28 Sistemin rejim halinde ve ısıtıcının açıldığı andaki cam kılcal boru giriş sıcaklığının zamanla değişimi (07.06.2013, T_{COND} = 40 °C, T_{SC} = 10 °C, 4500 rpm)



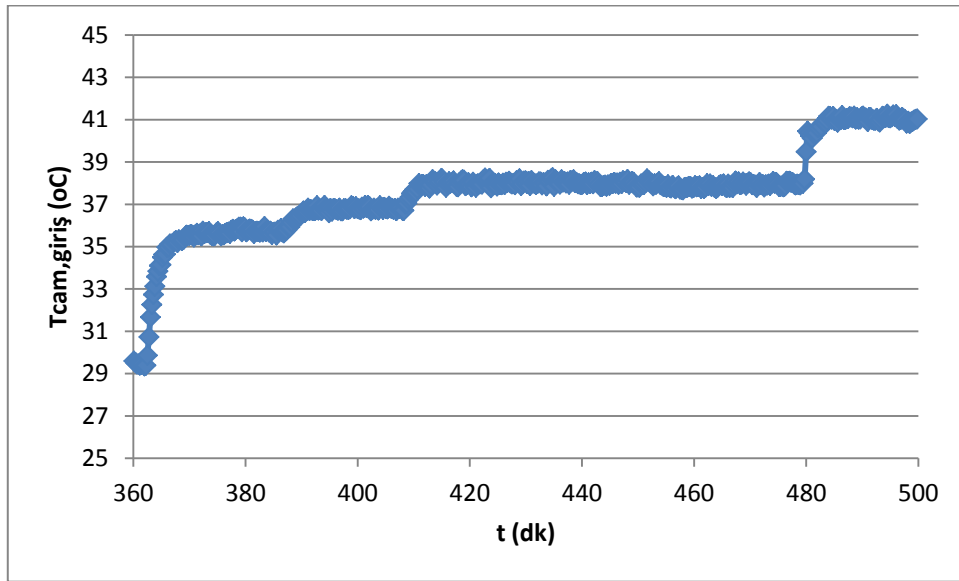
Şekil 4.29 Sistemin rejim halinde ve ısıtıcının açıldığı andaki test bölgesi giriş ve çıkış basınçlarındaki değişim. (07.06.2013, $T_{COND}= 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{sc}= 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 4500 rpm)



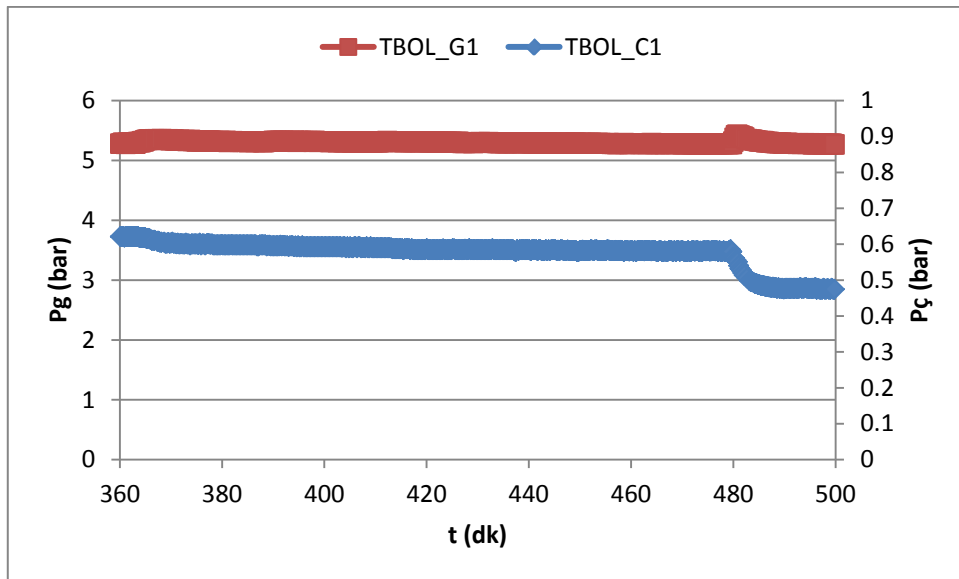
Şekil 4.30 Sistemin rejim halinde ve ısıtıcının açıldığı andaki kütlesel debideki değişim. (07.06.2013, $T_{cond}= 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{sc}= 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 4500 rpm)

3. Sistemin verilen ısıtıcı gücünde rejime girmesi beklenip, cam kılcal boru girişinde (ısıtıcıdan sonra) ölçülen sıcaklık sabitlendikten sonra, hızlı kamera ile akış kontrol edilip bir sonraki güç değerine geçilmiştir. Bu sırada düzenekle ilgili tüm önemli değerler, veri toplama sistemi tarafından kaydedilmektedir (Şekil 4.31 - Şekil 4.34).

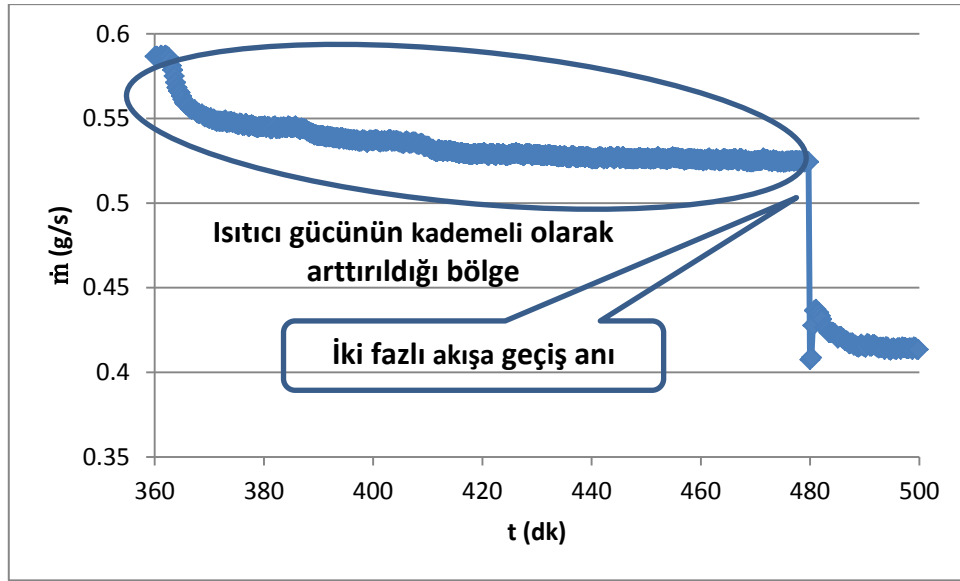
4. Bir üst maddede anlatıldığı şekilde güç kademeli olarak arttırılırken, bir noktada akış aniden iki faza geçmekte ve bu durum kameradan görülmektedir. Ayrıca iki faza geçişin olduğu anda, sistemde dolaşan soğutkan debisi ani bir düşüş göstermekte ve benzer şekilde cam kılcal boru girişinden alınan sıcaklık ani olarak artmaktadır. Bu nokta, veri toplama sistemi üzerinden açık bir şekilde tespit edilebilmekte ve bu noktaya ilişkin değerler elde edilebilmektedir (Şekil 4.31 - Şekil 4.34).



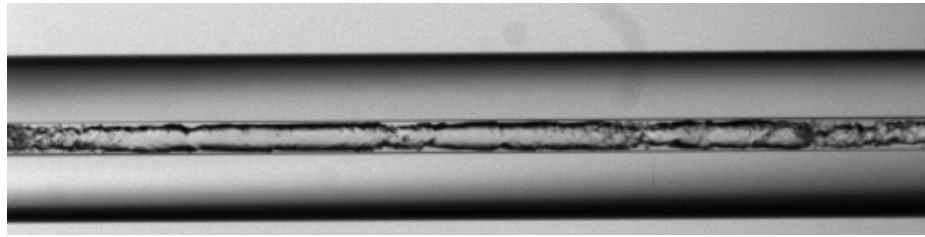
Şekil 4.31 Isıtıcı gücünün kademeli olarak arttırıldığı ve iki fazlı akışa geçiş anındaki cam kılcal boru giriş sıcaklığının zamanla değişimi ($T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$, 4500 rpm)



Şekil 4.32 Isıtıcı gücünün kademeli olarak arttırıldığı ve iki fazlı akışa geçiş anındaki, test bölgesi giriş ve çıkış basınçlarındaki değişim. ($T_{COND} = 40^{\circ}C$, $T_{SC} = 10^{\circ}C$, 4500 rpm)



Şekil 4.33 Isıtıcı gücünün kademeli olarak artırıldığı ve iki fazlı akışa geçiş anındaki, kütleli debideki değişim. (07.06.2013, $T_{COND}= 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{SC}= 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 4500 rpm)



Şekil 4.34 İki fazlı akışa geçiş anında cam kılcal borudan elde edilen akış görüntüsü (07.06.2013, $T_{COND}= 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{SC}= 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 4500 rpm)

5. Sonrasında, iki faza geçişin gerçekleştiği noktaya ilişkin değerler, MATLAB programında yazılan bir kod sayesinde işlenmektedir. Yazılan bu kod, öncelikle verilen sıcaklık ve basınç değerlerine göre REFPROP programı içerisinde akışkanın o şarttaki fiziksel ve termodinamik özelliklerini almakta, sonrasında Reynolds sayısına göre Colebrook kapalı denklemini kullanarak sürtünme faktörü hesaplamakta ve tek fazlı bölge için basınç düşümünü belirlenmektedir. Giriş basıncı, bir basınçölçer ile ölçüldüğünden, hesaplanan basınç düşümüne göre cam kılcal boru giriş basıncı belirlenmekte ve bu basınca karşılık gelen doyma sıcaklığı REFPROP üzerinden çekilmektedir. Son olarak ise, cam kılcal boru girişinden ölçülen sıcaklıktan, doyma sıcaklığı çıkartılarak iki faza geçişte ihtiyaç duyulan kızgınlık değeri bulunmaktadır. MATLAB'te oluşturulan bu programa ait kod, EK-2'de paylaşılmıştır.

Yapılan ilk deneylerde, kızgınlık değerlerinin doğru olarak belirlendiğinin kontrolü amacıyla, aynı çalışma şartlarında deneyler tekrarlanarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çizelge 4.12’de gösterildiği üzere, aynı çalışma parametreleri için hesaplanan kızgınlık değerleri (ΔT) ± 0.5 °C farkla tutarlılık göstermektedir.

Çizelge 4.12 Yoğuşma sıcaklığının(T_{COND}) değişimiyle iki faza geçiş için gerekli kızgınlık değerleri. (2 ayrı deney seti)

			1.Deney									
Devir	T_{cond}	T_{sc}	P_i (bar)	P_o	ΔP	$\dot{m}$	$Q_{ısıtıcı}$	T_i	T_o	T_{fluke}	T_s	ΔT
3000	35	10	4.686	0.633	4.053	0.443	22.9	25.29	-	40.0	27.41	12.59
3000	40	10	5.238	0.683	4.555	0.498	22.1	29.20	-	40.6	30.53	10.07
3000	45	10	5.810	0.757	5.053	0.556	18.1	33.83	41.93	41.4	33.37	8.56
			2.Deney									
Devir	T_{cond}	T_{sc}	P_i	P_o	ΔP	Debi	$Q_{ısıtıcı}$	T_i	T_o	T_{fluke}	T_s	ΔT
3000	35	10	4.717	0.609	4.108	0.439	23.8	25.81	-	40.1	27.83	12.27
3000	40	10	5.300	0.691	4.609	0.501	22.1	29.15	41.28	41.0	30.96	10.31
3000	45	10	5.798	0.75	5.048	0.548	18.0	33.90	42.20	41.6	33.55	8.64

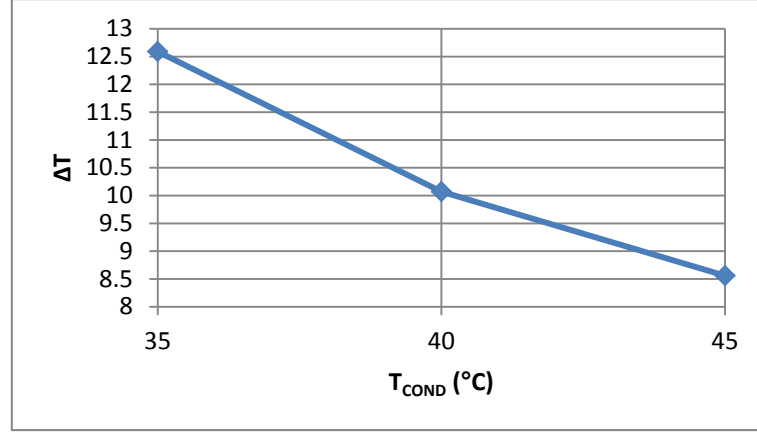
Çizelge 4.13 Kompresör devri değişimi ile iki faza geçiş için gerekli kızgınlık değerleri

			1.Deney									
Devir	T_{cond}	T_{sc}	P_i	P_o	ΔP	Debi	$Q_{ısıtıcı}$	T_i	T_o	T_{fluke}	T_s	ΔT
1600	40	10	4.940	1.002	3.938	0.478	20.0	27.00	39.13	-	28.56	10.56
3000	40	10	5.238	0.683	4.555	0.498	22.1	29.20	40.60	40.60	30.53	10.07
4500	40	10	5.280	0.585	4.695	0.524	18.0	29.23	37.99	-	29.98	8.01

Çizelge 4.14 Aşırı soğutma sıcaklığının(T_{sc}) değişimi ile iki faza geçiş için gerekli kızgınlık değerleri

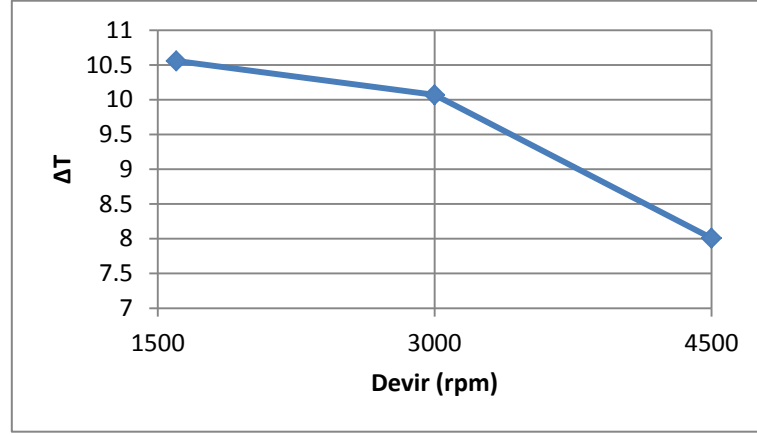
Devir	T_{cond}	T_{sc}	P_i	P_o	ΔP	Debi	$Q_{ısıtıcı}$	T_i	T_o	T_{fluke}	T_s	ΔT
3000	40	8	5.32	0.692	4.628	0.505	20	31.24	41.9	-	31.007	10.89
3000	40	10	5.3	0.691	4.609	0.501	22.1	29.15	41.28	41	30.96	10.31
3000	40	12	5.29	0.71	4.58	0.521	20	27.24	38.8	-	30.18	8.62

Şekil 4.35’de sabit kompresör devrinde ve aşırı soğutma sıcaklığında yoğuşma sıcaklığıyla kızgınlık derecesinin değişimini gösteren grafik verilmiştir. Yoğuşma sıcaklığının artışıyla birlikte gerekli olan kızgınlık değeri azalmaktadır.

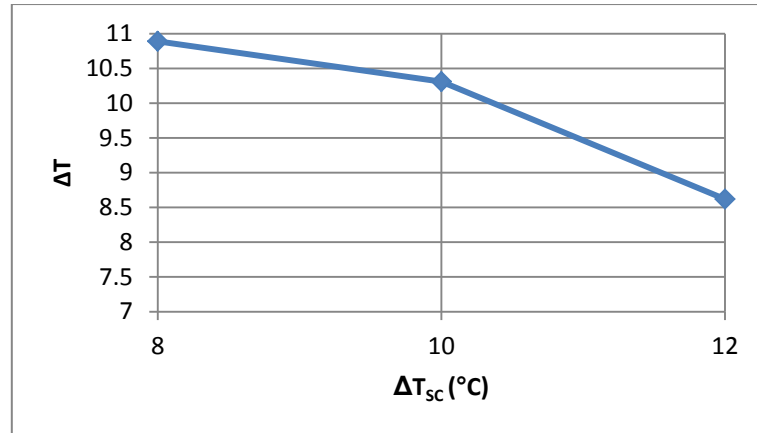


Şekil 4.35 İki faza geçiş için gerekli olarak kızgınlık değerinin (ΔT), yoğuşma sıcaklığı(T_{COND}) ile değişimi (3000 rpm, $T_{SC}= 10^{\circ}C$)

Şekil 4.36’da kompresör devri değişiminin sabit yoğuşma aşırı soğutma sıcaklığında kızgın derecesinin değişimini gösteren grafik verilmiştir.



Şekil 4.36 İki faza geçiş için gerekli olarak kızgınlık değerinin (ΔT), kompresör devri ile değişimi ($T_{COND}= 40^{\circ}C$, $T_{SC}= 10^{\circ}C$)



Şekil 4.37 İki faza geçiş için gerekli olarak kızgınlık değerinin (ΔT), Aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi (3000 rpm, $T_{COND}= 40^{\circ}C$)

İlk buhar kabarcığının oluşabilmesi için gerekli kızgınlık değerlerine ilişkin literatürde bir takım deneysel ve analitik çalışmalar olmasına karşın, R600a için yapılan herhangi bir çalışma bulunmamaktadır. Bu nedenle burada elde edilmiş olan bilgiler büyük önem taşımaktadır.

4.2.3 Kılcal Boru İçerisindeki İki Fazlı Akışta Boğulma (Choked-Flow) ve Kuruluk Derecesine Göre Ses Hızı Hesabı

Bir boru içerisindeki iki fazlı akışta, akışın homojen olduğu kabulüyle sürtünme, yer çekimi ve momentum bileşenlerinden oluşan genelleştirilmiş basınç düşümü ifadesi,

$$\left. \frac{dP}{dz} \right| = \frac{\overbrace{\frac{g \cos \theta}{xv_g + (1-x)v_f}}^G + \overbrace{\frac{\lambda G^2}{2d_h} (xv_g + (1-x)v_f)}^F + \overbrace{G^2 \left\{ v_{fg} \frac{dx}{dz} - \frac{1}{A} \frac{dA}{dz} [xv_g + (1-x)v_f] \right\}}^M}{1 + G^2 \left[x \frac{\partial v_g}{\partial P} \right]_T + (1-x) \left[\frac{\partial v_f}{\partial P} \right]_T} \quad (4.8)$$

olarak tanımlanır.

Bu genelleştirilmiş denklemde, paydada bulunan,

$$M^2 = -G^2 \left[x \frac{\partial v_g}{\partial P} + (1-x) \frac{\partial v_f}{\partial P} \right] \quad (4.9)$$

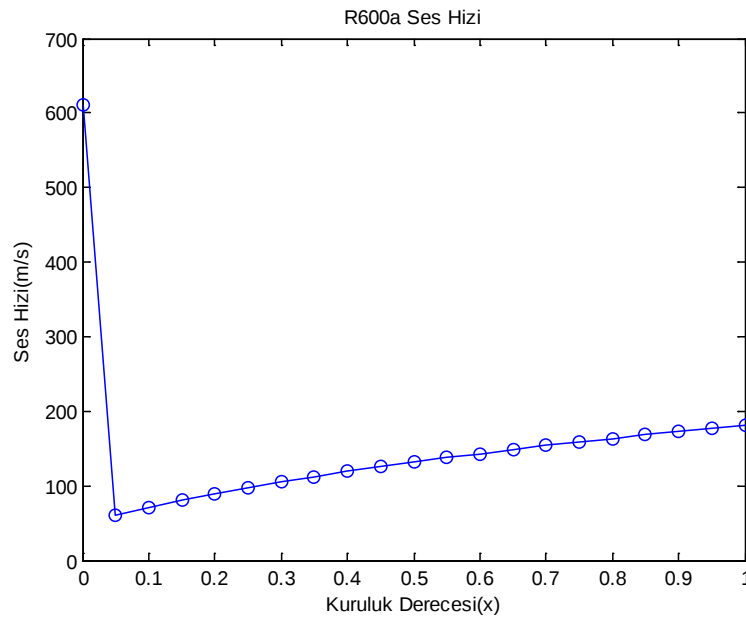
ifadesi, Mach Sayısı olarak ifade edilir ve $M = 1$ olması durumunda genelleştirilmiş basınç düşümü ifadesinde paydanın 0 olmasından dolayı basınç düşümü sonsuza gider ve boğulma meydana gelir. $M = 1$ olması, boru içerisindeki akış hızının o şartlardaki ses hızına eşit olması anlamına gelir, bu noktadan itibaren sistemden dolaşan akışkan debisi tamamıyla bu mekanizmanın kontrolündedir.

Boru içerisindeki tek fazlı akışta, genellikle ses hızı, akış hızının çok üzerinde olduğundan dolayı (su için 1700 m/s ve hava için 340 m/s) boğulma riski azdır ancak belirli bir kuruluk derecesine sahip iki fazlı akışta ses hızı 20-30 m/s (hava + su karışımı için) hızlara kadar düşebilmektedir ki bu hız, kılcal borularda ulaşılabilecek hız değerleridir.

Bu nedenle sistemde kullandığımız soğutucu akışkan olan R600a soğutucu akışkanı için de, ses hızının kuruluk derecesiyle değişiminin bilinmesi, sistemde boğulmanın meydana gelip gelmediğini bilinmesi açısından önemlidir.

Bu kapsamda, kılcal boru giriş sıcaklığının girdi olarak verilmesiyle, akışkanın fiziksel ve dinamik özelliklerini REFPROP'tan alan ve kuruluk derecesiyle ses hızındaki değişimi grafiksel olarak veren bir MATLAB kodu oluşturulmuştur (EK-3).

Bu program ile oluşturulan bir grafik Şekil 4.38'de gösterilmiştir. Kılcal boru giriş sıcaklığının 40°C olduğu durumda, doymuş sıvı ($x=0$) şartında ses hızı, 610.68 m/s ve doymuş buhar ($x=1$) şartında 181.6 m/s mertebelerinde iken, $x= 0.05$ iken 60.4 m/s değerlerine kadar düşebilmektedir.



Şekil 4.38 $T_i = 40^\circ\text{C}$ için kılcal boru içerisindeki iki fazlı akıştaki ses hızının kuruluk derecesi ile değişimi

Yapılan çalışmalarda, kılcal boru içerisindeki iki fazlı karışımın hızı bu değerlerin altında kaldığından dolayı boğulmanın gerçekleşmediğini söylemek mümkündür. Oluşturulan MATLAB kodu EK-3'de paylaşılmıştır.

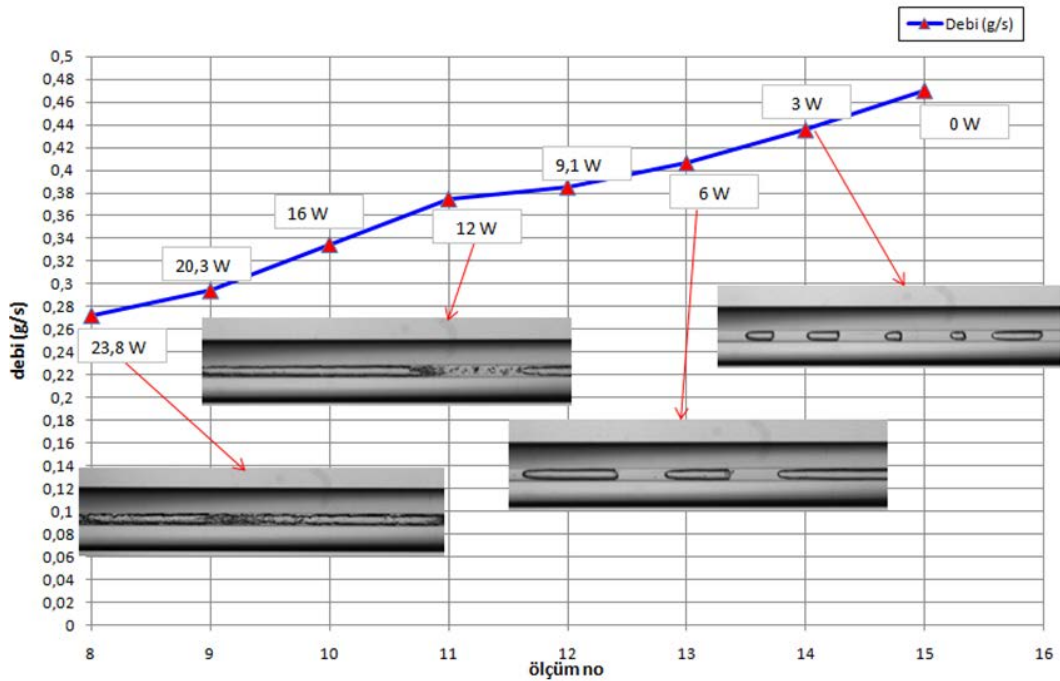
4.3 Akış Kaynaklı Gürültü Oluşumunun İncelenmesine Yönelik Yapılan Ön Çalışmalar

Kılcal boru içerisindeki iki fazlı akışın termodinamik özelliklerinin ve görsellenmesinin yanı sıra, oluşup çöken kabarcıkların titreşim ve akustik açıdan etkilerinin de incelenmesi amacıyla Arçelik A.Ş Titreşim ve Akustik Ailesi (TİTAK) ile ortak ön çalışma yapılmıştır.

Bu kapsamda, kılcal boru giriş ve çıkışında yüzeye yapıştırılan ivmeölçerlerle alınan titreşim ve doğrudan kılcal boru üzerine yerleştirilen dinamik basınçölçerlerle basınç dalgalanmaları ölçülerek akım tipi ile ses gürültü oluşumu arasında bir ilişki oluşturulmaya yönelik ön deneyler yapılmıştır.

4.3.1 İvmeölçerler ile Yapılan Çalışmalar

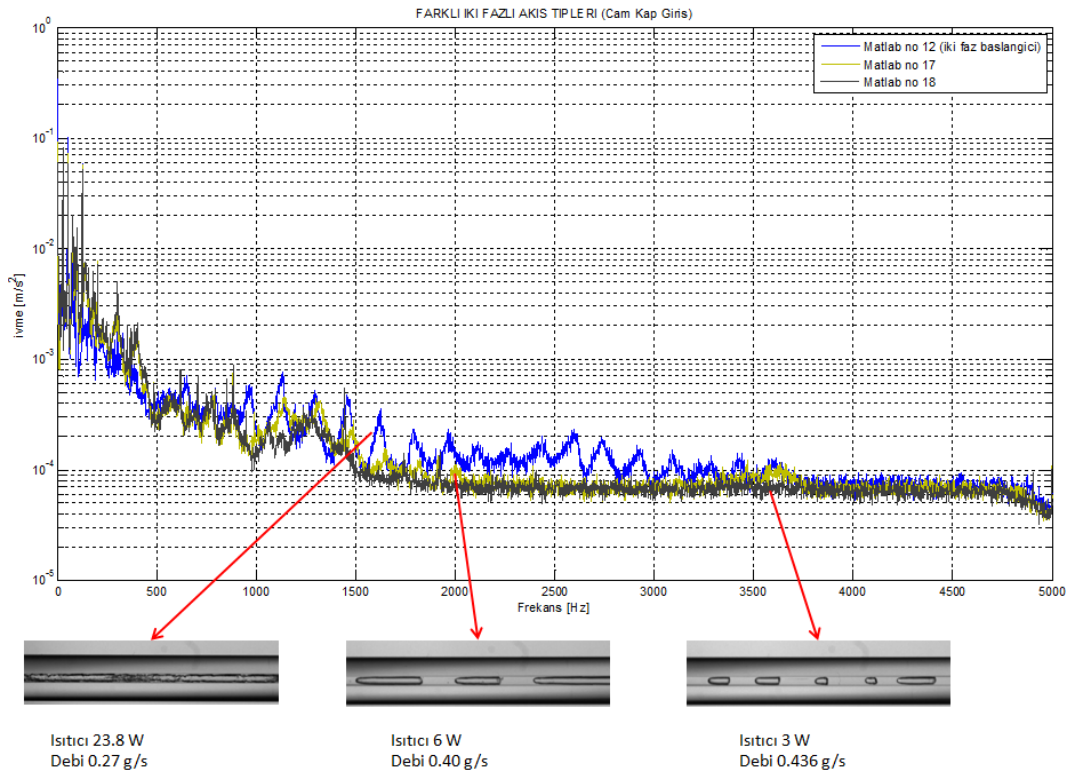
TİTAK ile yapılan ortak çalışmalarda ilk olarak, TİTAK'ın YTÜ'ye yaptığı ziyaret sonucunda, deney düzeneği üzerine kılcal borunun giriş ve çıkışına iki adet ivmeölçer bağlanarak bir takım çalışmalar yapılmıştır (Şekil 3.42). Sistemin, termodinamik büyüklükleri ve akış görüntüleri ile birlikte ivmeölçerden alınan bilgiler eş zamanlı olarak kaydedilerek kapsamlı bir parametrik çalışma yapılmıştır ve büyük bir veri seti oluşturulmuştur.



Şekil 4.39 Soğutkan debisinin, ısıtıcı gücünün kademeli olarak azaltılmasıyla değişimi ve oluşan akış tipleri

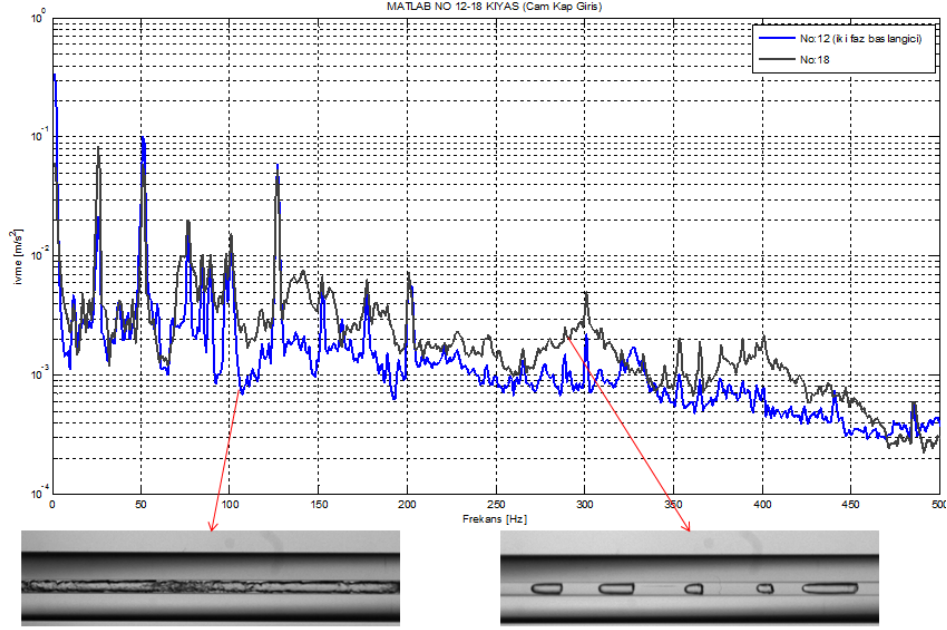
Özellikle su banyoları üzerinden alınan ölçümlerde görülmüştür ki buradaki titreşimler kılcal boru üzerinden alınan titreşim verilerini etkilemektedir. Isı değiştiricilerinin ise bu açıdan önemli bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir.

Bu nedenle kılcal boru üzerinden alınan ölçümlerde akış tiplerine bağlı olarak ivme değerlerinde farklar görülse de kesin bir sonuca varılamamaktadır.



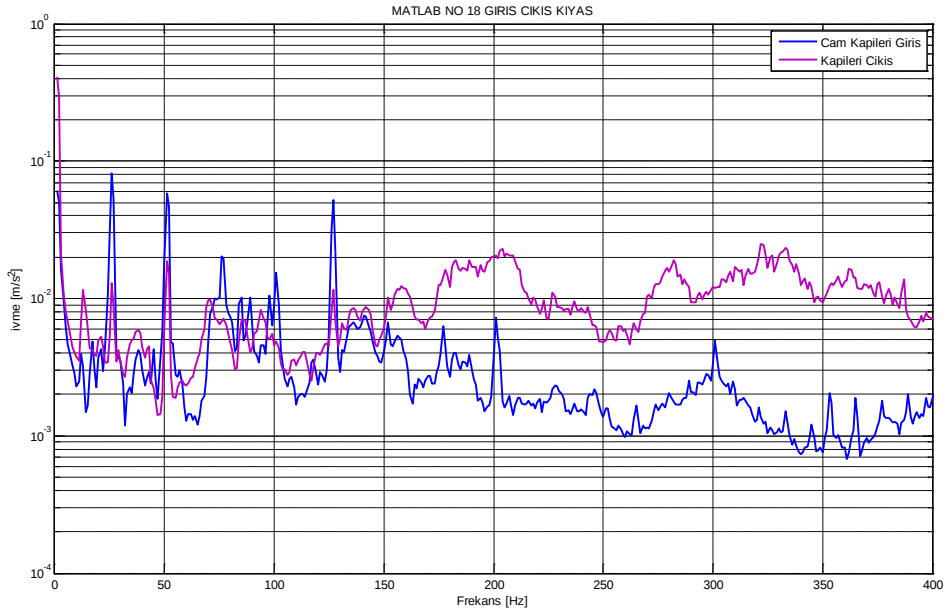
Şekil 4.40 Farklı ısıtıcı güçleri ve akış tipleri için kılcal boru girişine yerleştirilen ivmeölçerden alınan 12,17 ve 18 numaralı ölçümlerin karşılaştırılması

Akış kaynaklı gürültü ile ilgili söz konusu düşük frekanslar dikkate alındığında kabarcıkların daha küçük olduğu akış tipleri (ısıtıcı gücünün giderek azaltıldığı) daha yüksek genliklere sahiptir. 1000 Hz ve üzerine bakıldığında özellikle iki fazın ilk görüldüğü ölçüm olan 12 numaralı ölçümün ivme değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. 1000 Hz ve üzeri akış kaynaklı gürültü için yüksek gibi gözükse de küçük kabarcıkların yüksek frekanslarda salınım yaptığı da bilinmektedir. Akış formu ile ilişki kurularak bu bölüm de incelenmelidir.



Şekil 4.41 Kılcal boru girişine yerleştirilen ivmeölçerden alınan 12 ve 18 numaralı ölçümlerin karşılaştırılması

Isıtıcının tamamen kapatıldığı 19 ve 20 numaralı ölçümlerin en yüksek ivme değerlerine sahip olduğu görülmektedir. 20 numaralı ölçümün 16. saniyesinde cam kılcal girişine buz temas ettirilmiş, kabarcıklar çökertilmiştir. 19 ile 20 arasında net fark görülemediği için 20 numaralı ölçüme ait değerlerin yüksek olmasının kabarcık çökmesinden kaynaklandığı söylenememektedir.



Şekil 4.42 18 numaralı deney için kılcal boru girişinden ve çıkışından alınan titreşim verilerinin karşılaştırılması

SONUÇ VE ÖNERİLER

R600a ile çalışan soğutma sistemlerinde kullanılan kılcal borulardaki akışın incelenmesi kapsamında oluşturulan yüksek lisans tezinde, geniş bir literatür araştırmasının ardından, çalışma amacına uygun bir deney düzeneği tasarlanmış ve deneyler yürütülerek elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır.

Çalışma kapsamında yürütülen deneysel çalışmalar;

- Kılcal Boru Uzunluğunun İncelendiği Parametrik Deneyler,
- İki Fazlı Akış Tiplerinin İncelendiği Parametrik Deneyler,
- Akış Kaynaklı Gürültü Oluşumunun İncelenmesine Yönelik Yapılan Ön Deneyler

olmak üzere sınıflandırılabilir.

Kılcal boru uzunluğunun incelendiği deneylerde, R600a soğutkanı kullanan soğutucularda, farklı kılcal boru uzunluklarının basınç düşümü ve kütleli debi üzerindeki etkileri, yoğuşma sıcaklığı, aşırı soğutma sıcaklığı ve kompresör devri gibi çalışma parametrelerine bağlı olarak incelenmiştir.

- **Kılcal Boru Uzunluğunun İncelendiği Parametrik Deneyler**

- Buharlaştırma Basıncı ve Sıcaklığı

Buharlaştırma basıncı, kılcal boru uzunluğunun artışıyla birlikte düşmektedir. Kompresör devrinin artışı da aynı kılcal boru uzunluğu için buharlaştırma basıncının düşmesine neden olmaktadır. Yoğuşma sıcaklığının artışı ise, kılcal boru giriş basıncının ve debinin

artışına dolayısıyla buharlaşma basıncının yükselmesine sebep olmaktadır. Kılcal boru uzunluğu ve kompresör devri arttıkça, buharlaşma sıcaklığı düşmektedir. Yoğuşma sıcaklığının artışı, buharlaşma sıcaklığının da yükselmesine neden olmaktadır.

O Kütlesel Debi

Kılcal boru uzunluğunun artışıyla birlikte sistemdeki direncin yükselmesinden dolayı beklenen şekilde debinin azalmaktadır. Kompresör devrindeki artış, buharlaşma basıncının düşmesine ve soğutma kapasitesinin artmasına neden olmaktadır. Buharlaşma sıcaklığının sabit tutulduğu bir deney yapılması halinde, sistemde dolaşan akışkan debisindeki değişim gözlenebilir. Aynı kompresör devri ve kılcal boru uzunluğunda gerçekleştirilen deneylerde, aşırı soğutma sıcaklığındaki artışın, kütlesel debiyi arttırmaktadır.

O Basınç Düşümü

Cam kılcal boruya sıkıştırılmış sıvı olarak giren ve aynı şekilde faz değiştirmeden çıkan soğutkanın, bakır kılcal boru içerisinde iki fazlı olmasından dolayı bakır kılcal boruda cam boruya göre daha yüksek basınç düşümü gerçekleşmiştir. Bu durum, daha önce yapılan literatür araştırmalarıyla ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlarla da uyumludur.

Kompresör devrinin artışı ile toplam basınç düşümünün arttırdığı belirlenmiştir.

Aşırı soğutma sıcaklığının artışıyla birlikte hem tek fazlı bölgede cam kılcal boru boyunca, hem de iki fazlı bakır kılcal boru boyunca gerçekleşen basınç düşümünün azaldığı görülmektedir.

O Basınç Düşümünün Literatürde Bulunan Korelasyonlarla Karşılaştırılması

Tek fazlı bölgede basınç düşümü ile ilgili olarak deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçlar ile literatürde sıkça kullanılan iki korelasyonun karşılaştırılması sonucunda, bu iki korelasyonun kendi içerisinde %1'den daha küçük bir hatayla basınç düşümünü doğru olarak verdiği tespit edilmiştir. Ölçüm sonuçları ile korelasyonların karşılaştırmasında ise, toplam kılcal boru uzunluğunun 2 ile 3.5 m olduğu aralıkta, ölçüm sonuçlarının korelasyondan elde edilen değerlerden yaklaşık %20 daha düşük olduğu belirlenmiştir. Toplam kılcal boru uzunluğunun 4 m olduğu deneylerde ise,

soğutkan kütleli debisinin ve dolayısıyla hızının çok düşmesi sebebiyle, akışın türbülanslı ile laminar arasında geçiş bölgesinde bulunmasından ($Re \approx 4000$) dolayı kullanılan korelasyonlar geçerliliğini yitirmektedir. Bu nedenle 4 m uzunluklu kılcal boru ile yapılan deneylerde hata oranları 3000 rpm ve 4500 rpm için sırasıyla %48.71 ve %62.82 olarak hesaplanmıştır.

- **İki Fazlı Akış Tiplerinin İncelendiği Parametrik Deneyler**

Kılcal boru boyunca uzunlukla birlikte akım tiplerinin de incelendiği deneylerde kılcal boru uzunluğu her durumda 4 m olacak şekilde, cam kılcal borunun önüne ve arkasına farklı uzunluklarda bakır kılcal borular bağlanarak kılcal borunun farklı bölgelerinin görsellenmesi yapılmıştır. İki fazın başladığı uzunluk, korelasyonlarla hesaplanan ve iki fazın beklendiği uzunluktan %40 daha fazladır.

Kılcal boruda istenilen kızgınlık değerinin sağlanabilmesi için ısıtıcı kullanılmasıyla, kademeli olarak değiştirilen ısıtıcı güçleri uygulanarak yapılan deneylerde farklı akım tipleri oluşturularak basınç düşümü değerleri belirlenmiş ve görselleme yapılmıştır.

Akış bir kez iki faza geçtikten sonra ısıtıcı tamamen kapatılsa bile tekrar tek fazlı akışa geri dönmemektedir. Bunun sebebinin ise, ilk kabarcık oluşumu için ihtiyaç duyulan kızgınlık değeri ile kabarcığın tamamen çökmesi için gereken kızgınlık değerinden farklıdır. Ayrıca yapılan çalışmalarda görülmüştür ki, ısıtıcı gücünün kademeli olarak azaltılarak tamamen kapatılmasından sonra cam kılcal boru girişinde bulunan rekora dışarında buz konulmasıyla tamamen tek faza geri dönüş sağlanmıştır. Buz kaldırıldıktan sonra tekrar iki faza dönüş gerçekleşmemektedir.

- o İlk Kabarcık Oluşumu için Gerekli Kızgınlık Değerinin Belirlenmesi

İlk buhar kabarcığının oluşabilmesi için gerekli kızgınlık değerlerinin bulunması amacıyla, tekrarlı olacak şekilde bir takım parametrik deneyler yapılmış ve iki faza geçişte gerekli olan kızgınlık değerinin, yoğunlaşma ve aşırı soğutma sıcaklıklarına ve kompresör devrine göre değişimi incelenmiştir. İki faza geçişin gerçekleştiği noktaya ilişkin değerler belirlenerek, MATLAB programında yazılan bir kod sayesinde işlenerek ihtiyaç duyulan kızgınlık değerleri belirlenmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre, kızgınlık değeri, yoğunlaşma sıcaklığının, aşırı soğutma miktarının ve kompresör devrinin artışıyla ters orantılı olarak azalmaktadır.

İlk buhar kabarcığının oluşabilmesi için gerekli kızgınlık değerlerine ilişkin literatürde bir takım deneysel ve analitik çalışmalar olmasına karşın, R600a için yapılan herhangi bir çalışma bulunmamaktadır.

o Kılcal Boru İçerisinde Kuruluk Derecesine Göre Ses Hızı Hesabı

Yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen veriler ışığında, kılcal boru giriş sıcaklığının girdi olarak verilmesiyle, akışkanın fiziksel ve dinamik özelliklerini REFPROP'tan alan ve kuruluk derecesiyle ses hızındaki değişimi grafiksel olarak veren bir MATLAB kodu oluşturulmuştur. Kılcal boru giriş sıcaklığının 40°C olduğu durumda, doymuş sıvı ($x=0$) şartında ses hızı, 610.68 m/s ve doymuş buhar ($x=1$) şartında 181.6 m/s mertebelerinde iken, $x=0.05$ iken 60.4 m/s değerlerine kadar düşebilmektedir.

Yapılan deneysel çalışma şartlarında, kılcal boru içerisindeki iki fazlı karışımın hızı bu değerlerin altında kaldığından dolayı boğulma gerçekleşmemektedir.

• Akış Kaynaklı Gürültü Oluşumunun İncelenmesine Yönelik Yapılan Ön Deneyler

Kılcal boru içerisindeki iki fazlı akışın termodinamik özelliklerinin ve görsellenmesinin yanı sıra, oluşup çöken kabarcıkların titreşim ve akustik açıdan etkilerinin de incelenmesi amacıyla Arçelik A.Ş. Titreşim ve Akustik Ailesi (TİTAK) ile ortak ön çalışma yapılmıştır.

• Öneriler

Ön deneyleri yapılan, kılcal boru giriş ve çıkışında yüzeye yapıştırılan ivmeölçerlerle alınan titreşim ve doğrudan kılcal boru üzerine yerleştirilen dinamik basınçölçerlerle basınç dalgalanmaları ölçülerek akım tipi ile ses ve gürültü oluşumu arasında bir ilişki oluşturulmaya yönelik deneylere devam edilebilir.

Kılcal boru çapının, basınç düşümüne ve akım tipine ve tek fazdan iki faza geçiş için gerekli kızgınlık değerine olan etkilerinin belirlenebilmesi için parametrik deneyler tekrarlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Marcy, G.P., (1949), "Pressure drop with change of phase in a capillary tube", Refrigerating Eng., 53-57.
- [2] Hopkins, N.E., (1950), "Rating the restrictor tube", Refrigerating Eng., 1087-1095.
- [3] Kim, R.H., (1987), "Computer aided design of a capillary tube for the expansion valve of the refrigeration machine", ASHRAE Trans., No. NT-87-08-5, pp. 1362–1369.
- [4] Sami, S.M. ve Duong, T., (1987), "An improved model for predicting refrigerant flow characteristics in capillary tubes", ASHRAE Trans., 3095:682–699
- [5] Wong, T.N. ve Ooi, K.T., (1995), "Refrigerant flow in capillary tube: An assessment of the two phase viscosity correlations on model prediction", Int. Commun. Heat Mass Transf., 22:595–604.
- [6] Dukler, A.E., Wicks, M. ve Cleveland, R.G., (1964), "Frictional pressure drop in two-phase flow: part A", AIChE J., 10:38–51.
- [7] Wong, T.N. ve Ooi, K.T., (1996), "Evaluation of capillary tube performance for CFC-12 and HFC-134a", Int. Commun. Heat Mass Transf., 23:993–1001.
- [8] Yilmaz, T. ve Unal, S., (1996), "General equation for the design of capillary tubes", J. Fluids Eng. Trans. ASME, 118:150–154.
- [9] Sami, S.M. ve Tribes, C., (1998), "Numerical prediction of capillary tube behaviour with pure and binary alternative refrigerants", Appl. Thermal Eng., 18:491–502.
- [10] Bansal, P.K. ve Rupasinghe, A.S., (1998), "A homogeneous model for adiabatic capillary tubes", Appl. Thermal Eng., 18:207–219.
- [11] Wijaya, H., (1992), "Adiabatic capillary tube test data for HFC-134a", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, West Lafayette, USA, 63–71.
- [12] Melo, C., Ferreira, R.T.S., Neto, C.B., Gonçalves, J.M. ve Mezavila, M.M.,

- (1999), "An experimental analysis of adiabatic capillary tubes", *Appl. Thermal Eng.*, 19:669–684.
- [13] Wongwises, S., Songnetichaovallit, T., Lokathada, N., Kritsadathikaran, P., Suchatawat, M. ve Pirompak, W., (2000), "A comparison of the flow characteristics of refrigerants flowing through adiabatic capillary tubes", *Int. Comm. Heat Mass Transf.*, 27:611–621.
 - [14] Wongwises, S. ve Pirompak, W., (2001), "Flow characteristics of pure refrigerants and refrigerant mixtures in adiabatic capillary tubes", *Appl. Thermal Eng.*, 845–861.
 - [15] Kritsadathikaran, P., Songnetichaovallit, T., Lokathada, N. ve Wongwises, S., (2002), "Pressure distribution of refrigerant flow in an adiabatic capillary tube", *Sci. Asia*, 28:71–76.
 - [16] Chung, M., (1996), "A numerical procedure for simulation of Fanno flows of refrigerants or refrigerant mixtures in capillary tubes", *ASHRAE Trans., Symposia*, No. TO-98-16-1, 1031–1042.
 - [17] Jung, D., Park, C. ve Park, B., (1999), "Capillary tube selection for HCFC22 alternatives", *Int. J. Refrigeration*, 22:604–614.
 - [18] Stoecker, W.F. ve Jones, J., (1982), *Refrigeration and Air Conditioning*, McGraw-Hill, New York.
 - [19] McAdams, W.H., Wood, W.K. ve Bryan, R.L., (1942), "Vaporization inside horizontal tubes. II. Benzene–oil mixture", *Trans. ASME*, 64:193.
 - [20] Gu, P., Li, Y., Wang, Z. ve Jing, B., (2003), "Analysis on the adiabatic flow of R-407C in capillary tube", *Appl. Thermal Eng.*, 23:1871–1880.
 - [21] Valladares, O.G., (2004), "Review of numerical simulation of capillary tube using refrigerant mixtures", *Appl. Thermal Eng.*, 24:949–966.
 - [22] Wong, T.N. ve Ooi, K.T., (1996), "Adiabatic capillary tube expansion devices: a comparison of the homogeneous flow and the separated flow models", *Appl. Thermal Eng.*, 16 (7):625–634.
 - [23] Miropolskiy, Z.L., Shneyerova, R.I. ve Karamysheva, A.I., (1970), "Vapour void fraction in steam fluid mixture flowing in heated and unheated channels paper", B4.7, *Int. Heat Trans. Conf.*, 5, Paris.
 - [24] Lin, S., Kwok, C.C.K., Li, R.Y., Chen, Z.H. ve Chen, Z.Y., (1991), "Local frictional pressure drop during vaporization of R12 through capillary tubes", *Int. J. Multiphase Flow*, 17:83–87.
 - [25] Wongwises, S., Chan, P., Luesuwanatat, N. ve Purattanakarn, T., (2000), "Two phase-separated flow model of refrigerants flowing through capillary tubes", *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 27:(3) 343–356.
 - [26] Liang, S.M. ve Wong, T.N., (2001), "Numerical modelling of two-phase refrigerant flow through adiabatic capillary tubes", *Appl. Thermal Eng.*, 21:1035–1048.

- [27] Zhang, C.L. ve Ding, G.L., (2001), "Modified general equation for the design of capillary tubes", *Trans. ASME*, 123:914–919.
- [28] Zhang, C.L., (2004), "Intensive parameter analysis of adiabatic capillary tube using approximate analytic solution", *Int. J. Refrigeration*, 27:456–463.
- [29] Zhang, C.L. ve Ding, G.L., (2004), "Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube", *Int. J. Refrigeration*, 27:17–24.
- [30] Wongwises, S. ve Suchatawut, M., (2003), "A simulation for predicting the refrigerant flow characteristics including metastable region in adiabatic capillary tubes", *Int. J. Energy Res.*, 27:93–109
- [31] Choi, J., Kim, Y. ve Chung, J.T., (2004), "An empirical correlation and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative refrigerants", *Applied Thermal Engineering*, 24:29–41
- [32] Bansal, P.K. ve Wang, G., (2004), "Numerical analysis of choked refrigerant flow in adiabatic capillary tubes", *Applied Thermal Engineering*, 24:851–863
- [33] Zhang, C.L., (2005), "Generalized correlation of refrigerant mass flow rate through adiabatic capillary tubes using artificial neural network", *Int. J. Refrigeration*, 28:506–514.
- [34] Zhou, G., Zhang Y. ve Hao, H., (2005), "Numerical Modeling of Performance of R-22 and R-290 in adiabatic capillary tubes considering metastable two-phase region", *Trans. of Tianjin University*, 209-215
- [35] Paliwal, H.K. ve Kant, K., (2006), "Drift flux model for adiabatic capillary tubes for refrigeration systems", 18th National & 7th ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer conference, Guwahati, India.
- [36] Khan M.K., Kumar R. ve Sahoo P.K., (2007), "Flow characteristics of refrigerants flowing inside an adiabatic spiral capillary tube", *HVAC & R Res. ASHRAE*, 13 (5)
- [37] Zhang, C.L. ve Zhao, L.X., (2007), "Model-based neural network correlation for refrigerant mass flow rates through adiabatic capillary tubes", *International Journal of Refrigeration*, 30:690-698
- [38] Valladares, O. G., (2007), "Numerical simulation and experimental validation of coiled adiabatic capillary tubes", *Applied Thermal Engineering*, 27: 1062–1071
- [39] Fatouh, M., (2007), "Theoretical investigation of adiabatic capillary tubes working with propane, n-butane, iso-butane blends", *Energy Conversion and Management*, 48:1338–1348
- [40] Yang, L. ve Wang, W., (2008), "A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes", *International Journal of Refrigeration*, 31:197 – 203
- [41] Agrawal, N. ve Bhattacharyya, S., (2008), "Homogeneous versus separated

- two phase flow models - Adiabatic capillary tube flow in a transcritical CO₂ heat pump”, *International Journal of Thermal Sciences*, 47:1555–1562
- [42] Mittal M.K., Kumar R. ve Gupta A., (2009), “Numerical analysis of adiabatic flow of refrigerant through a spiral capillary tube”, *International Journal of Thermal Sciences*, 48:1348–1354
 - [43] Hermes, C.J.L., Silva, D. L., Melo, C., Gonçalves, J.M. ve Weber, G.C., (2009), “Algebraic solution of transcritical carbon dioxide flow through adiabatic capillary tubes”, *International Journal of Refrigeration*, 32:973 – 977
 - [44] Hermes, C J.L., Melo, C. ve Knabben, F T., (2010), “Algebraic solution of capillary tube flows, Part I- Adiabatic capillary tubes”, *Applied Thermal Engineering*, 30:449-457
 - [45] Chingulpitak, S. ve Wongwises, S., (2010), “Effects of coil diameter and pitch on the flow characteristics of alternative refrigerants flowing through adiabatic helical capillary tubes”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37:1305-1311
 - [46] Zhou, G., Zhang, Y., Yang, Y. ve Wang, X., (2010), “Numerical model for matching of coiled adiabatic capillary tubes in a split air conditioner using HCFC22 and HC290”, *Applied Thermal Engineering*, 30:1477-1487
 - [47] Vinš, V., Hruby, J. ve Vacek, V., (2010), “Numerical simulation of gas-contaminated refrigerant two-phase flow through adiabatic capillary tubes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:5430–5439
 - [48] Chingulpitak, S. ve Wongwises, S., (2010), “Two-phase flow model of refrigerants flowing through helically coiled capillary tubes”, *Applied Thermal Engineering*, 30:1927-1936
 - [49] Chingulpitak, S. ve Wongwises, S., (2011), “A comparison of flow characteristics of refrigerants flowing through adiabatic straight and helical capillary tubes”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38:398-404
 - [50] Furlong, T.W ve Schmidt D.P., (2012), “A comparison of homogeneous and separated flow assumptions for adiabatic capillary flow”, *Applied Thermal Engineering*, 48:186-193
 - [51] Wang, J., Cao, F., Wanga, Z., Zhao, Y. ve Li, L., (2012), “Numerical simulation of coiled adiabatic capillary tubes in CO₂ transcritical systems with separated flow model including metastable flow”, *International Journal of Refrigeration*, 35:2188-2198
 - [52] Pate, M.B. ve Tree, D.R., (1984), “A linear quality model for capillary tube – suction line heat exchangers”, *ASHRAE Trans.*, 90:3–17.
 - [53] Sinpi boon, J. ve Wongwises, S., (2002), “Numerical investigation of refrigerant flow through non-adiabatic capillary tubes”, *Appl. Thermal Eng.*, 22:2015–2032.
 - [54] Bittle, R.R., Stephenson, W.R. ve Pate, M.B., (1995), “An evaluation of ASHRAE

- method for predicting capillary tube-suction line heat exchanger performance”, ASHRAE Trans. 101:434–442.
- [55] Liu, Y. ve Bullard, C.W., (2000), “Diabatic flow instabilities in capillary tube-suction line heat exchangers”, ASHRAE Trans., 517–523.
 - [56] Peixoto, R.A., (1995), “Experimental analysis and numerical simulation of capillary tube-suction line heat exchangers using HFC-134a”, 19th International Congress of Refrigeration, 437–444.
 - [57] Escanes, F., Perez-Segarra, C.D. ve Oliva, A., (1995), “Numerical simulation of capillary tube expansion devices,” Int. J. Refrigeration, 18:(2)113–122.
 - [58] Valladares, G., Perez-Segarra, C.D. ve Oliva, A., (2002), “Numerical simulation of capillary expansion devices behaviour with pure and mixed refrigerants considering metastable region. Part I: mathematical formulation and numerical model”, Appl. Thermal Eng., 22:173–182.
 - [59] Valladares, G., Perez-Segarra, C.D. ve Oliva, A., (2002), “Numerical simulation of capillary expansion devices behaviour with pure and mixed refrigerants considering metastable region. Part II: experimental validation and parametric studies”, Appl. Thermal Eng., 22:379–391.
 - [60] Valladares, G., (2007), “Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part I: mathematical formulation and numerical model”, Int. J. Refrigeration, 30:642–653.
 - [61] Valladares, G., (2007), “Numerical simulation of capillary expansion devices behaviour with pure and mixed refrigerants considering metastable region. Part II: experimental validation”, Int. J. Refrigeration, 30:654–663.
 - [62] Mendonça, K.C., Melo, C., Ferreira, R.T.S. ve Pereira, R.H., (1998), “Experimental study on lateral capillary tube-suction line heat exchangers”, Proceedings of International Refrigeration Conference, Purdue, pp.437–442.
 - [63] Xu, B. ve Bansal, P.K., (2002), “Non-adiabatic capillary tube flow: a homogeneous model and process description”, Appl. Thermal Eng., 22:1801–1819.
 - [64] Bansal P.K. ve Xu, B., (2003), “A parametric study of refrigerant flow in non-adiabatic capillary tube”, Appl. Thermal Eng., 23:397–408.
 - [65] Bansal, P.K. ve Yang, C., (2005), “Numerical investigation of capillary tube-suction line exchanger performance”, Appl. Thermal Eng., 25:2014–2028.
 - [66] Bansal, P.K. ve Yang, C., (2005), “Reverse heat transfer and re-condensation phenomena in non-adiabatic capillary tubes”, Appl. Thermal Eng., 25:3187–3202.
 - [67] Chen, Y. ve Gu, J., (2005), “Non-adiabatic capillary tube flow of carbon dioxide in a novel refrigeration cycle”, Appl. Thermal Eng., 25:1670–1683.
 - [68] Islamoglu, Y., Kurt, A. ve Parmaksizoglu, C., (2005), “Performance prediction for non-adiabatic capillary tube-suction line heat exchanger: an artificial

neural network approach”, *Energy Conversion Manag.*, 46:223–232.

- [69] Hermes, C J.L., Melo, C. ve Gonçalves, J. M., (2008), “Modelling of non-adiabatic capillary tube flows: A simplified approach and comprehensive experimental validation”, *International Journal of Refrigeration*, 31:1358–1367
- [70] Seixlack, A.L. ve Barbazelli, M.R., (2009), “Numerical analysis of refrigerant flow along non-adiabatic capillary tubes using a two-fluid model”, *Applied Thermal Engineering*, 29:523–531
- [71] Hermes, C J.L., Melo, C. ve Knabben, F T., (2010), “Algebraic solution of capillary tube flows. Part II - Capillary tube suction line heat exchangers”, *Applied Thermal Engineering*, 30:770–775
- [72] Cooper, L., Chu, C.K., ve Bristen, (1957), “Simple selection method for capillaries derived from physical flow conditions,” *Refrigerating Engineering*, 65(7):37-46.
- [73] Mikol, E.P., (1963), “Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes”, *ASHRAE J.*, 5:75–86.
- [74] Koizumi, H. ve Yokoyama, K., (1980), “Characteristics of refrigerant flow in a capillary tube”, *ASHRAE Trans.*, 80:19–27
- [75] Chen, Z.H., Li, R.Y., Lin, S. ve Chen, Z.Y., (1990), “A correlation for metastable flow of refrigerant 12 through capillary tubes”, *ASHRAE Trans.*, 550–554.
- [76] Li, R.Y., Lin, S. ve Chen, Z.H., (1990), “Numerical modeling of thermodynamic nonequilibrium flow of refrigerant through capillary tubes”, *ASHRAE Trans.*, 542–549.
- [77] Dirik, E., Tanes, M.Y., (1992), “Numerical analysis of refrigerant flow through capillary tube”, *DKV Tagungsbericht 19, Jahrgang, Bremen, November*, 199–216.
- [78] Dirik, E., Inan, C. ve Tanes, M.Y., (1994), "Numerical and experimental studies on adiabatic and nonadiabatic capillary tubes with HFC-134a" *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Paper 274.
- [79] Fiorelli F.A.S., Huerta A.A.S. ve Silveiras O.M., (2002), “Experimental analysis of refrigerant mixtures flow through adiabatic capillary tubes”, *Exp. Thermal Fluid Science*, 26:499–512
- [80] Motta, S.F.Y., Parise, J.A.R. ve Braga, S.L., (2002), “A visual study of R-404A/oil flow through adiabatic capillary tubes”, *Int. J. Refrigeration*, 25:586–596.
- [81] Kim S.G., Kim M.S. ve Ro S.T., (2002), “Experimental investigation of the performance of R-22, R-407c and R-410a, in several capillary tubes for air conditioners”, *International Journal of Refrigeration*, 25:521–531
- [82] Choi J., Kim Y. ve Kim H.Y., (2003), “Generalized correlation for refrigerant mass flow rate through adiabatic capillary tubes”, *International Journal of Refrigeration*, 26:881– 888

- [83] Jabaraj D.B., Kathirvel A.V. ve Lal D.M., (2006), "Flow characteristics of HFC407C/ HFC600a/HC290 refrigerant mixture in adiabatic capillary tubes", *Applied Thermal Engineering*, 26:1621–1628
- [84] Zhou G. ve Zhang Y., (2006), "Numerical and experimental investigations on the performance of coiled adiabatic capillary tube", *Applied Thermal Engineering*, 26:1106–1111
- [85] Zhou G. ve Zhang Y., (2006), "Experimental investigation on hysteresis effect of refrigerant flowing through a coiled adiabatic capillary tube", *Energy Conversion Management*, 47:3084–3093
- [86] Park C., Lee S., Kang H. ve Kim Y., (2007), "Experimentation and modeling of refrigerant flow through coiled capillary tube", *International Journal of Refrigeration*, 30:1168–1175
- [87] Khan M.K., Sahoo P.K. ve Kumar R., (2007), "Flow characteristics of HFC-134a in an adiabatic helical capillary tube", *Proceedings of International Conference HEFAT 2007*, Suncity, Güney Afrika
- [88] Huerta, A.A.S., Fiorelli, F.A.S. ve Silveiras, O. M., (2007), "Metastable flow in capillary tubes- An experimental evaluation", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31:957–966
- [89] Sarntichartsak, P., Monyakul, V. ve Thepa, S., (2007), "Modeling and experimental study on performance of inverter air conditioner with variation of capillary tube using R-22 and R-407C", *Energy Conversion and Management*, 48:344–354
- [90] Khan, M.K., Kumar, R. ve Sahoo, P. K., (2008), "An experimental study of the flow of R-134a inside an adiabatic spirally coiled capillary tube", *International Journal of Refrigeration*, 31:970 – 978
- [91] Vinš, V. ve Vacek, V., (2009), "Mass flow rate correlation for two-phase flow of R218 through a capillary tube", *Applied Thermal Engineering*, 29:2816–2823
- [92] Da Silva, D.L., Hermes, C.J.L., Melo, C., Gonçalves, J.M. ve Weber, G.C., (2009), "A study of transcritical carbon dioxide flow through adiabatic capillary tubes", *International Journal of Refrigeration*, 32:978 – 987
- [93] Huerta, A.A.S., Fiorelli, F.A.S. ve Silveiras, O. M., (2009), "Experimental evaluation on the oil influence in capillary tubes", *Applied Thermal Engineering*, 29:3066–3072
- [94] Vacek, V. ve Vinš, V., (2009), "Two-Phase Flow Analyses During Throttling Processes", *Int J Thermophys*, 30:1179–1196
- [95] Mittal M.K., Kumar R. ve Gupta A., (2010), "An experimental study of the flow of R-407C in an adiabatic helical capillary tube", *International Journal of Refrigeration*, 33:840–847
- [96] Asano, H., Murakawa, H., Takenaka, N., Takiguchi, K., Okamoto, M., Tsuchiya, T., Kitaide, Y. ve Maruyama, N., (2011), "Visualization and void fraction measurement of decompressed boiling flow in a capillary tube", *Nuclear*

- [97] Zhou, G. ve Zhang, Y., (2012), "Inlet pressure fluctuation characteristics of coiled adiabatic capillary tubes", *Applied Thermal Engineering*, 33-34:183-189
- [98] Fiorelli, F.A.S., Silva, C.A.S. ve Huerta, A.A.S., (2013), "Metastable flow of R-410A in capillary tubes", *Applied Thermal Engineering*, 51:1181-1190
- [99] Chen, D. ve Lin, S., (2001), "Underpressure of vaporization of R-134a through a diabatic capillary tube", *International Journal of Refrigeration*, 24:261-271
- [100] Melo, C., Vieira, L.A.T. ve Pereira, R.H., (2002), "Non-adiabatic capillary tube flow with isobutane, *Appl. Thermal Eng.*, 22:1661–1672.
- [101] Khan M.K., Kumar R. ve Sahoo P.K., (2009), "Experimental investigation on diabatic flow of R-134a through spiral capillary tube", *International Journal of Refrigeration*, 32:261–271
- [102] Da Silva, D.L., Ronzoni, A.F., Melo, C. ve Hermes, C J.L., (2011), "A study of transcritical carbon dioxide flow through diabatic capillary tubes", *International Journal of Refrigeration*, 34:834-843
- [103] Fukuta, M., Yanagisawa, T., Arai, T. ve Ogi, Y., (2003), "Influences of miscible and immiscible oils on flow characteristics through capillary tube: part I- experimental study", *International Journal of Refrigeration*, 26:823–829
- [104] Hetsroni, G., Gurevich, M., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., Rozenblit, R. ve Yarin, L.P., (2003), "Boiling in capillary tubes", *International Journal of Multiphase Flow*, 29:1551-1563
- [105] Deodhar D.S., Prabhu V.S. ve Iyer K.N., (2006), "Experimental and Numerical Investigations on two-phase flow through (adiabatic and heated) and helically coiled (adiabatic) capillary tubes", 18th National & 7th ISHMT ASME Heat and Mass Transfer Conference, IIT Guwahati, Hindistan
- [106] Taha, T. ve Cui, Z.F., (2006), "CFD modelling of slug flow inside square capillaries", *Chemical Engineering Science*, 61:665 – 675
- [107] Kenning D.B.R., Wen D.S, Das K.S. ve Wilson S.K., (2006), " Confined growth of a vapour bubble in a capillary tube at initially uniform superheat: Experiments and modelling", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49:4653–4671
- [108] Salman, W., Gavrilidis, A. ve Angeli, P., (2006), "On the formation of Taylor bubbles in small tubes", *Chemical Engineering Science*, 61:6653 – 6666
- [109] Khan, M.K., Kumar, R. ve Sahoo, P K., (2009), "Flow characteristics of refrigerants flowing through capillary tubes – A review", *Applied Thermal Engineering*, 29:1426–1439
- [110] Celata, G.P., Lorenzini M., Morini, G.L. ve Zummo, G., (2009), "Friction factor in micropipe gas flow under laminar, transition and turbulent flow regime", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30:814–822
- [111] Chen, Y., Kulenovic, R. ve Mertz, R., (2009), "Numerical study on the formation

- of Taylor bubbles in capillary tubes”, *International Journal of Thermal Sciences*, 48:234–242
- [112] Revellin, R. ve Haberschill, P., (2009), “Prediction of frictional pressure drop during flow boiling of refrigerants in horizontal tubes: Comparison to an experimental database”, *International Journal of Refrigeration*, 32:487 – 497
- [113] Ghajar, A.J., Tang, C.C. ve Cook, W.L., (2010) “Experimental investigation of friction factor in the transition region for water flow in minitubes and microtubes”, *Heat Transfer Engineering*, 31:646-657
- [114] Han, H.S., Jeong, W.B., Kim, M.S., Lee, S.Y. ve Seo, M.Y., (2010), “Reduction of the refrigerant-induced noise from the evaporator-inlet pipe in a refrigerator”, *International Journal of Refrigeration*, 33:1478-1488
- [115] Barlak, S., Yapıcı, S. ve Sara, O.N, (2011), “Experimental investigation of pressure drop and friction factor for water flow in microtubes”, *International Journal of Thermal Sciences*, 50: 361-368
- [116] Raut, A.S. ve Wankhede, U.S., (2011), “Selection of the Capillary Tubes for Retrofitting in Refrigeration Appliances”, *International Journal of Engineering Science and Technology*, 3:705-711
- [117] Padilla, M., Revellin, R. ve Bonjour, J., (2013), “Two-phase flow of HFO-1234yf, R-134a and R-410A in sudden contractions: Visualization, pressure drop measurements and new prediction method”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 47:186–205
- [118] Zeguai, S., Chikh, S. ve Tadrist, L., (2013), “Experimental study of two-phase flow pattern evolution in a horizontal circular tube of small diameter in laminar flow conditions”, *International Journal of Multiphase Flow*, 55:99–110
- [119] Sakallı, Ö., (2012), Ev Tipi Buzdolaplarında Enerji Tüketimine Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [120] Kırımlı, A., (2012), Buzdolabı Kabin Dbinde Enerji Tüketimini Azaltmaya Yönelik Alternatif Yoğuşturucu Çalışmaları, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [121] Balioğlu, Ö., (2008), Soğutma Sistemlerinde Sistem Bileşenlerinin Termodinamiksel Toplam Performansa Etkilerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [122] Karaoğlu, S., (2007), Soğutma Sistemlerinde Döngüsel Kayıpların Deneysel ve Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Enerji Enstitüsü, İstanbul
- [123] Bilgiç, Ö., (2006), R600a Soğutkanlı Soğutma Devrelerinde Kılcal Boru Akış Karakteristiklerinin Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

KANAL LİSTESİ ve KALİBRASYON KATSAYILARI

SIRA NO	KANAL NO	KANAL ADI	KANAL KODU	DENKLEM KATSAYILARI ($y = Ax + B$)	
				A	B
-	101	REF. RTD	REF. RTD (°C)	-	
1	102	TC Ortam 1	ORTAM 1 (°C)	1,008273	-3,310878
2	103	TC Ortam 2	ORTAM 2 (°C)	1,008619	-3,321916
3	104	Kompresör Giriş	KOMP_G (°C)	1,009212	-3,307413
4	105	Kompresör Çıkış	KOMP_C (°C)	1,008272	-3,2963
5	106	TC Su Yoğuşturucu Giriş	KOND_SU_G (°C)	1,008746	-3,305122
6	107	TC Su Yoğuşturucu Çıkış	KOND_SU_C (°C)	1,0089	-3,306826
7	108	TC Su Ara Soğutucu Giriş	SUB_SU_G (°C)	1,008296	-3,300007
8	109	TC Su Ara Soğutucu Çıkış	SUB_SU_C (°C)	1,008606	-3,297733
9	110	TC Buharlaştırıcı Giriş	EVAP_G (°C)	1,009848	-3,32697
10	111	TC Buharlaştırıcı Orta	EVAP_O (°C)	1,008033	-3,303642
11	112	TC Buharlaştırıcı Son 1. Pas	EVAP_1.PAS (°C)	1,008263	-3,310871
12	113	TC Buharlaştırıcı Son 2. Pas	EVAP_2.PAS (°C)	1,008124	-3,299232
13	114	TC Buharlaştırıcı Son 3. Pas	EVAP_3.PAS (°C)	1,008025	-3,302224
14	115	TC	BOS TC (°C)	1,008342	-3,306841
15	116	TC	BOS TC (°C)	1,008797	-3,317877
16	117	TC Kılcal Boru Üzeri 1	KIL_B_1 (°C)	1,007748	-3,273024
17	118	TC Kılcal Boru Üzeri 2	KIL_B_2 (°C)	1,007731	-3,276373
18	119	TC Kılcal Boru Üzeri 3	KIL_B_3 (°C)	1,007734	-3,280515
19	120	TC Kılcal Boru Üzeri 4	KIL_B_4 (°C)	1,007931	-3,286044
20	201	TC Kılcal Boru Üzeri 5	KIL_B_5 (°C)	1,008963	-3,307335
21	202	TC Kılcal Boru Üzeri 6	KIL_B_6 (°C)	1,007801	-3,268992
22	203	TC Kılcal Boru Üzeri 7	KIL_B_7 (°C)	1,007801	-3,27043
23	204	TC Kılcal Boru Üzeri 8	KIL_B_8 (°C)	1,007842	-3,262837
24	205	TC Kılcal Boru Üzeri 9	KIL_B_9 (°C)	1,008135	-3,281406
25	206	TC Kılcal Boru Üzeri 10	KIL_B_10 (°C)	1,008165	-3,303012
26	207	TC Kılcal Boru Üzeri 11	KIL_B_11 (°C)	1,007679	-3,268612
27	208	TC Kılcal Boru Üzeri 12	KIL_B_12 (°C)	1,007679	-3,26877

SIRA NO	KANAL NO	KANAL ADI	KANAL KODU	DENKLEM KATSAYILARI ($y = Ax + B$)	
				A	B
28	209	TC Kılcal Boru Üzeri 13	KIL_B_13 (°C)	1,007706	-3,273183
29	210	TC Kılcal Boru Üzeri 14	KIL_B_14 (°C)	1,007903	-3,27118
30	211	TC Kılcal Boru Üzeri 15	KIL_B_15 (°C)	1,007825	-3,280352
31	212	TC Kılcal Boru Üzeri 16	KIL_B_16 (°C)	1,00775	-3,269826
32	213	TC Kılcal Boru Üzeri 17	KIL_B_17 (°C)	1,007757	-3,283627
33	214	TC Kılcal Boru Üzeri 18	KIL_B_18 (°C)	1,008304	-3,305514
34	215	TC Kılcal Boru Üzeri 19	KIL_B_19 (°C)	1,008105	-3,279918
35	216	TC Kılcal Boru Üzeri 20	KIL_B_20 (°C)	1,008042	-3,325524
36	217	TC	BOS TC (°C)	1,010804	-3,399528
37	305	RTD Sub Cooler Giriş	SUBCOOL_G (°C)	0,997786	-1,545751
38	306	RTD Sub Cooler Çıkış	SUBCOOL_C (°C)	0,997072	-1,702833
39	307	BOS RTD	BOS RTD (°C)	0	0
40	308	RTD Kılcal Boru Giriş	TBÖL_G (°C)	0,997271	-1,647109
41	309	RTD Kılcal Boru Çıkış	TBÖL_C (°C)	0,99722	-1,603344
42	310	RTD Kompresör Çıkış	KOMP_C (°C)	0,997527	-1,504725
43	311	BOS RTD	BOS RTD (°C)	0	0
44	121	Debimetre	DEBI	346,788585	-1,386382
45	122	BOS AKIM	BOS AKIM	0	0
46	221	Kompresör Çıkış	KOMP_C (Bar)	622,363949	-1,247999
47	222	BOS AKIM	BOS AKIM	0	0
48	321	BOS AKIM	BOS AKIM	0	0
49	322	BOS AKIM	BOS AKIM	0	0
50	301	PT Kılcal Boru Çıkış	TBÖL_C1 (Bar)	0,999712	0,011203
51	302	PT Kılcal Boru Giriş	TBÖL_G1 (Bar)	1,003664	-0,009562
52	303	PT Buharlaştırıcı Çıkış	EVAP_C (Bar)	1,001816	-0,012487
53	304	BOS V	BOS V	0	0
54	NI PXI 0	Dinamik PT (0-7bar)	-	0.20434	0.10929
55	NI PXI 1	Dinamik PT (0-17bar)	-	0.47830	0.27850

**İLK KABARCİK OLUŞUMU İÇİN GEREKLİ OLAN KIZGINLIK DEĞERİNİN
HESAPLANMASI AMACIYLA OLUŞTURULAN MATLAB KODU**

```
clc
clear
D=0.783
D=D/1000; %iç çap m'ye çevrildi%
L=2.5
e=0
e=e/1000; % boru pürüzlülüğü m'ye çevrildi%
fprintf('Giris Basincini Giriniz(bar)')
P_giris=input('');
P_giris=P_giris*100; % basinc KPa'a çevrildi%
fprintf('Giris Sicakligini Giriniz(C)')
T_giris=input('');
T_giris=T_giris+273.15;
fprintf('Olculen Cikis Sicakligini Giriniz(C)')
T_cikis=input('');
T_cikis=T_cikis+273.15;
fprintf('Kütlesel Debi Giriniz(g/s)')
m=input('');
m=m/1000; % kütlesel debi kg/s'ye çevrildi%
%Kesit Alanı
pi=3.14159265359;
A=pi*(D^2)/4;
T_ort=(T_giris+T_cikis)/2
dens_l=refpropm('D', 'T', T_ort, 'P', P_giris, 'isobutan')
vis_l=refpropm('V', 'T', T_ort, 'P', P_giris, 'isobutan')
%Akıskan Hızı
V_l=m/(dens_l*A)
%reynolds sayısı
Re_l=dens_l*V_l*D/vis_l
%sürtünme katsayısı
% Assign optional arguments.
```

```

if nargin < 2
    e=0;
end
if Re_l<realmin | e<0
    error('Geçersiz Yüzey Pürüzlülüğü');
end
% Check for laminar flow.
if Re_l<2320
    f_l=64/Re_l
else % Use Colebrook's equation for rough pipes.
    f_l=colebrook(Re_l,e/D)
end
delta_P=(f_l*L*dens_l*(V_l^2))/(2*D*1000) % KPa
P_c= P_giris-delta_P; %Kpa
P_cikis=P_c/100
T_d=refpropm('T', 'P', P_c, 'Q', 0, 'isobutan');
T_doyma=T_d-273.15
delta_T = T_cikis-T_d

```

**BORU İÇERİSİNDEKİ İKİ FAZLI AKIŞ İÇİN KURULUK DERECEŚİ DEĞİŐİMİNE
GÖRE SES HIZININ HESAPLANMASI İÇİN OLUŞTURULAN MATLAB KODU**

```
clc
clear
%Parametreler
fprintf('Giris Sicakliğini Giriniz(C)')
T_giris=input('');
T_giris=T_giris+273.15; % basinc KPa'a çevrildi%
P_d=refpropm('P', 'T', T_giris, 'Q', 0, 'isobutan');
dens_g=refpropm('D', 'T', T_giris, 'Q', 1, 'isobutan');
dens_l=refpropm('D', 'T', T_giris, 'Q', 0, 'isobutan');
dens_g_1=refpropm('D', 'T', T_giris, 'P', P_d-0.05,
'isobutan');
dens_l_2=refpropm('D', 'T', T_giris, 'P', P_d+0.05,
'isobutan');
v_g=1/dens_g;
v_l=1/dens_l;
v_g_1=1/dens_g_1;
v_l_2=1/dens_l_2;
P_d_1=P_d-0.05;
P_d_2=P_d+0.05;
Q=(v_g-v_g_1)/((P_d-P_d_1)*1000); %gas
W=(v_l_2-v_l)/((P_d_2-P_d)*1000); %liquid
x=0:0.05:1
Ch=(x.*v_g+(1-x).*v_l)./(-Q.*x-(1-x).*W).^(1/2)
plot(x,Ch,'-o')
title('R600a Ses Hizi');
xlabel('Kuruluk Derecesi (x)');
ylabel('Ses Hizi(m/s)');
```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Kutay ÖRGÜNAL
Doğum Tarihi ve Yeri : 02.07.1989 / Çanakkale
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : korgunal@hotmail.com



ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2013
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2011
Lise	Fen Bilimleri	Gelibolu Anadolu Lisesi	2007

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
07.2011 – 07.2013	Arçelik A.Ş Ar-Ge Direktörlüğü	Ar-Ge Mühendisi
01.2011 – 07.2011	Arçelik A.Ş Ar-Ge Direktörlüğü	Ar-Ge Proje Asistanı
06.2009 – 08.2009	Ford Otosan A.Ş	Stajyer Öğrenci

