

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

**BUZDOLABI KABİN DİBİNDE ENERJİ TÜKETİMİNİ AZALTMAYA YÖNELİK
ALTERNATİF YOĞUŞTURUCU ÇALIŞMALARI**

ALPER KIRIMLI

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

**DANIŞMAN
PROF. DR. İSMAİL TEKE**

İSTANBUL, 2012

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

**BUZDOLABI KABİN DİBİNDE ENERJİ TÜKETİMİNİ AZALTMAYA YÖNELİK
ALTERNATİF YOĞUŞTURUCU ÇALIŞMALARI**

ALPER KIRIMLI

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

**DANIŞMAN
PROF. DR. İSMAİL TEKE**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUZDOLABI KABİN DİBİNDE ENERJİ TÜKETİMİNİ AZALTMAYA YÖNELİK
ALTERNATİF YOĞUŞTURUCU ÇALIŞMALARI**

Alper KIRIMLI tarafından hazırlanan tez çalışması 19.06.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. İsmail Teke

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. İsmail Teke

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Galip Temir

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Adnan Parlak

Yıldız Teknik Üniversitesi

Bu çalışma, Arçelik A.Ş tarafından desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmalarım süresince, bilgi ve tecrübeleri ile katkıda bulunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. İsmail TEKE'ye derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için sağladıkları imkân ile bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Dr. Cemil İNAN'a, Sn. Mak. Yük. Müh. Fatih ÖZKADI'ya ve Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR'a teşekkür ederim.

Çalışmamın her aşamasında gerekli desteklerini esirgemeyerek, değerli fikirleri ve olumlu eleştirisi ile çalışmama katkı sağlayan Sn. Dr. Levent AKDAĞ'a, Sn. Dr. Emre OĞUZ'a, Sn. Dr. Hüsnü KERPiÇÇİ'ye ve Sn. Dr. Tolga Nurettin AYNUR'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

LALE'ye, Sn. Erkan BAŞTAN'a ve Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Ailesinden başta Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU ve Sn. Faruk KOCABIYIK olmak üzere tüm teknisyenlerine teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım boyunca beraber vakit geçirdiğim, sıkıntılı zamanlarımda bana destek olan Özgün SAKALLI'ya, Semra PEKTAŞ'a, Murat KADAL'a, Kutay ORGUNAL'a, Arda KESER'e, Anıl DÖRTOK'a ve Ar-Ge lisans/yüksek lisans öğrencisi arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Eğitim hayatım boyunca verdikleri emek ile bugünlere gelmemde katkısı olan, sevgili öğretmenlerime saygı ve şükranlarımı sunarım.

Hayatım boyunca benden maddi ve manevi hiçbir desteği esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür eder, bu tezi sevgili annem Prof. Dr. Olcay KINCAY'a adamaktan onur ve mutluluk duyarım.

Mayıs, 2012

Alper KIRIMLI

Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ÖZET	xvii
ABSTRACT.....	xix
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.1.1 İki Fazlı Akış Sırasında Basınç Düşüşü	2
1.1.2 Literatür Özeti.....	16
1.1.3 Patent Özeti	50
1.2 Tezin Amacı	67
1.3 Hipotez	67
BÖLÜM 2	69
SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN İNCELENMESİ	69
2.1 Soğutma Çevrimi	69
2.2 Buzdolabı Soğutma Çevrimi	70
2.3 Soğutma Çevriminde Teorik Hesaplamalar	74
2.3.1 Soğutma Sisteminin Performansı	74
2.4 Deneysel Çalışma Prensibi	78
2.5 Debi, Kompresör Giriş Gücü ve Kapasite Hesabı	81

BÖLÜM 3	84
DENEYSEL ÇALIŞMALAR	84
3.1.1 Bağlantı Parçaları ve Yalıtım	87
3.1.2 Kullanılan İğne Vana ve Kapileri Boru.....	90
3.1.3 Buharlaştırıcı ve Şartlandırma Haznesi	92
3.1.4 Kullanılan Kompresör Bilgileri	96
3.2 Ölçüm, Veri Toplama ve Kontrol Grubu.....	97
3.2.1 Sıcaklık Ölçümleri.....	98
3.2.2 Basınç Ölçümleri	104
3.2.3 Güç Ölçümleri	108
3.3 Belirsizlik Analizi.....	109
3.4 Alternatif Kabin Dibi Kapakları Tasarımları ve Hava Yönlendirmeleri	
DeneySEL Bulguları	112
3.4.1 Kullanılan Kabin Dibi Kapakları Tasarımları	112
3.4.2 Kullanılan Kabin Dibi Kapaklarının DeneySEL Bulguları	122
3.5 Mevcut Yoğuşturucu ve Alternatif Yoğuşturucu Tasarımları Deney	
Bulguları	127
3.5.1 Mevcut Yoğuşturucu.....	127
3.5.2 Minikanal Yoğuşturucu Tasarımları	129
3.5.2.1 MC1 Modeli.....	129
3.5.2.2 MC2 Modeli.....	131
3.5.2.3 MC3 Modeli.....	132
3.5.3 Kullanılan Yoğuşturucuların Geometrik Özellikleri.....	133
3.5.4 Kullanılan Yoğuşturucuların DeneySEL Bulguları.....	134
3.6 Minikanal Yoğuşturucular İçin Yapılan Diğer DeneySEL Çalışmalar.....	138
3.6.1 Model A ve B Minikanallarında Farklı Bükülme Çaplarında Tahribatsız	
Muayene Yöntemiyle Deformasyon Oluşumu Tespiti	138
BÖLÜM 4	144
MİNİKANAL YOĞUŞTURUCULARDA BASINÇ DÜŞÜŞÜ BULGULARI VE	
DEĞERLENDİRMELER	144
4.1 Minikanal Yoğuşturucu Deneylerinde Meydana Gelen Basınç Düşüşleri	

4.2	Minikanal Yoğuşturucularda Basınç Düşüşü Karşılaştırması İçin Deney ve Korelasyon Özellikleri.....	145
4.3	MC1 (7 portlu model) Kullanımı Sırasında Basınç Düşüşünün Deneysel Bulgu, Teorik ve CoilDesigner Sonuç Karşılaştırılması	147
BÖLÜM 5		152
SONUÇLAR VE ÖNERİLER		152
KAYNAKLAR		155
ÖZGEÇMİŞ		157

SİMGE LİSTESİ

A	Isı Transfer Yüzey Alanı [m^2]
Bo	Bond Sayısı [-]
C_o	Daralma katsayısı [-]
C_p	Özgül Isı [$kJ/kg^{\circ}C$]
D_h	Hidrolik çap [m]
$\dot{E}$	Enerji [W]
ΔT	Sıcaklık farkı [$^{\circ}C$]
ΔP	Birim boya indirgenmiş basınç düşüşü [Pa/m]
G	Kütlesel akı [kg/m^2s]
h	Isı taşıma katsayısı [W/m^2K]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
L	Kanal uzunluğu [m]
$\dot{m}$	Soğutucu akışkan debisi [g/s]
P	Basınç [Pa]
Re	Reynold sayısı [-]
Su	Suratman sayısı [-]
$\dot{Q}$	Isıl kapasite [W]
T_{buh}	Buharlaştırma sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{yoğ}$	Yoğuşma sıcaklığı [$^{\circ}C$]
UA	Toplam ısı transfer katsayısı [W/K]
We	Weber sayısı [-]
x	Kuruluk derecesi [-]
X	Lockhart- Martinelli parametresi [-]
z	Yükseklik [m]

Yunan Harfleri

ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
μ	Dinamik viskozite [Pa.s]
ε	Yayıcılık sabiti [-]
σ	Yüzey gerilimi [N/m]
σ	Stefan-Boltzmann sabiti [$\text{W/m}^2\text{K}^4$]
v	Özgöl hacim [m^3/kg]
ψ	İki fazlı homojen akış çarpanı [-]
$\emptyset$	İki faz çarpanı [-]

Alt İndisler

buh	buharlaşıma
e	exit (çıkış)
h	homojen
yoğ	yoğuşma
l	sıvı
lo	yalnızca sıvı
sat	doyma sıcaklığı
tp	iki faz
v	buhar
vo	yalnızca buhar

KISALTMA LİSTESİ

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
COP	Coefficient of Performance
DC	Direct Current
HC	Hydrocarbon
HFC	Hydrofluorocarbon
LIF	Lazar-Induced Fluorescence
MC	Minichannel
OWOS	One Wall One Side
OWTS	One Wall Two Side
PS	Power Supply
STD	Standart Deviation
UA	Isıl Performans
TWOS	Two Wall One Side
TWTS	Two Wall Two Side

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1	Farklı hidrolik çap aralıkları ve uygulama örnekleri.....	3
Şekil 1. 2	Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri.....	5
Şekil 1. 3	Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri	6
Şekil 1. 4	Dikey iki fazlı akışta görülen akış rejimleri.....	7
Şekil 1. 5	Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri	8
Şekil 1. 6	Dikey kanallar için akış haritası. R-134a için , $D=10$ mm., $T_{sat}= 30^{\circ}\text{C}$, $q=10$ kW/m^2 . (S: Ayırık, SW: Ayırık-dalgalı, I: Kesikli, A: Halka, M: Sisli akış).....	9
Şekil 1. 7	1.1 mm boruda hava/su için akış rejim haritası	9
Şekil 1. 8	Coleman ve Garimella çalışmasında akış rejimleri	10
Şekil 1. 9	Coleman ve Garimella çalışmasında akış rejim haritaları.....	11
Şekil 1. 10	Yatay boru da R600a ile yapılan yoğuşma deneylerinde test bölgesi....	18
Şekil 1. 11	R134a kullanımında $G=400$ $\text{kg/m}^2\text{s}$ için yoğuşma sıcaklığı 40°C ' de dikey boruda farklı modeller ve sürtünme basınç düşüşünün karşılaştırılması	22
Şekil 1. 12	R600a kullanımında $G=95$ $\text{kg/m}^2\text{s}$ için yoğuşma sıcaklığı 43°C ' de dikey boruda farklı modeller ve sürtünme basınç düşüşünün karşılaştırılması	23
Şekil 1. 13	Zhao (2001) deneysel verileriyle altı korelasyonun karşılaştırılması	28
Şekil 1. 14	Choi (2002) deneysel verileriyle altı korelasyonun karşılaştırılması	28
Şekil 1. 15	a- Sabit kuruluk oranı dahilinde değişken kütle akısında basınç düşüşü. b- Sabit Kütle akısında değişken kuruluk oranında basınç düşüşü etkisi. Her ikisi de N1 mikrokanaeline aittir.....	30
Şekil 1. 16	Mikrokanael çap farklılığı etkisinin N1 ve N3 numunelerindeki basınç düşüşü etkisi.....	31
Şekil 1. 17	Deneysel veriler ile a-Ackers, b-Dukler, c-McAdams ve d-Lin homojen modellerinin karşılaştırılması	31
Şekil 1. 18	N2 numunesinde kütle akısı 231 $\text{kg/m}^2\text{s}$ değerindeki arttan kuruluk oranında basınç düşüşü verileri ile korelasyon karşılaştırmaları	32
Şekil 1. 19	Lockhart-Martinelli parametresinin azalması ile iki fazlı akış çarpanı değerinin logaritmik olarak arttığını görmekteyiz	33
Şekil 1. 20	N1, N2 ve N4 numuneleri için ortaya çıkartılan korelasyon yardımıyla deneysel verilerle ± 15 bandında uyumluluk gösteren grafik.....	33
Şekil 1. 21	Cavallini (2005a) korelasyonlarıyla hesaplanan sonuçlar ile deneysel sonuçların farklı soğutucu akışkanlarla karşılaştırılması	35

Şekil 1. 22	Cavallini (2001) korelasyonu ile dairesel 8 mm'lik makrokanal boyu içerisinde akışta gerçekleşen deneysel sonuçlar ile karşılaştırma 36
Şekil 1. 23	Cavallini (2005a) ile Friedel (1979, 1980) modelinin R410A için minikanalda basınç düşüşü karşılaştırması. $D_h=1.4$ mm 36
Şekil 1. 24	Cavallini (2005a) ile Friedel (1979, 1980) modelinin R410A için makrokanalda basınç düşüşü karşılaştırması. $D_h=8$ mm 37
Şekil 1. 25	Deneysel ve hesaplanan sürtünme faktörleri, 0.96 mm iç çaplı dairesel tekli minikanal için..... 38
Şekil 1. 26	Deneysel çalışma test bölgesi ve çalışma şeması..... 40
Şekil 1. 27	Dört farklı port için faz dağılımı, (a) $G=5.45$ kg/m ² s, (b) $G=9.94$ kg/m ² s, (c) $G=18.45$ kg/m ² s kütle akıları için..... 42
Şekil 1. 28	C1 için kolektör içerisindeki sıvı oranı ve kütle akısı ilişkisi 43
Şekil 1. 29	Halkasal akış bölgesi, kütle akısına göre her port için incelenmiştir 44
Şekil 1. 30	Her bir port kütle akı değerinin toplam kütle akı ile ayrı ayrı incelenme durumu 44
Şekil 1. 31	Buzdolabında minikanal serpantin kondenser deneme şekli 45
Şekil 1. 32	Buzdolabında minikanal kondenser kullanımı kesit şekli..... 46
Şekil 1. 33	Farklı çap ve kanal sayısı değerlerinde gerekli kanal boyu gösterimi 47
Şekil 1. 34	Farklı çap ve kanal sayısı değerlerinde gerekli malzeme ağırlığı gösterimi 47
Şekil 1. 35	TWTS için farklı kanal sayılarında ve çaplarında basınç düşüşü gösterimi 48
Şekil 1. 36	Tasarım limitlerindeki basınç düşüşü değerleri..... 48
Şekil 1. 37	Soğutucu akışkan kütle akısı ve ısı transfer katsayısı arasındaki bağıntı 50
Şekil 1. 38	FIG.1, minikanal manifoldlu ısı değiştiricisi 52
Şekil 1. 39	FIG.2, minikanal manifoldu içine yerleştirilen genişleyen kesitli yapı... 52
Şekil 1. 40	FIG.3, FIG.2'de gösterilen kesit yapısı..... 53
Şekil 1. 41	FIG.1, minikanal manifoldlu ısı değiştiricisi 54
Şekil 1. 42	FIG.2, minikanal manifoldlu için tasarlanan aparat 54
Şekil 1. 43	FIG.3-4, minikanal manifoldlu için tasarlanan aparat ve minikanala uygulanması 55
Şekil 1. 44	FIG.5-6, minikanal manifoldlu için tasarlanan aparatlar..... 55
Şekil 1. 45:	FIG.2, minikanal manifoldu içerisinde paralel uzanan akış düzenleme parçası 56
Şekil 1. 46	FIG.3, iç borunun manifold içerisindeki konumlandırılması gösteriliyor 57
Şekil 1. 47	FIG.5-6, iç borulu manifold alternatifleri..... 57
Şekil 1. 48	FIG.2, iç borulu manifold alternatifleri 58
Şekil 1. 49	FIG.2, iç borulu manifold alternatifleri 59
Şekil 1. 50	FIG.7, damla kesitli manifold ve V şekilli minikanal girişleri 60
Şekil 1. 51	FIG.8, damla kesitli manifoldta sıvı-buhar konumu ve minikanala dağılımı 60
Şekil 1. 52	FIG.9-13, manifold içi minikanal yerleşimleri..... 61
Şekil 1. 53	FIG.1'de ilk tasarım yer almaktadır 62
Şekil 1. 54	FIG.2'de ilk tasarımın elemanların açılmış görüntüsü ve yerleşim durumları verilmiştir..... 63

Şekil 1. 55	FIG.3'de ilk tasarım için kesit görüntüsü verilmiştir	64
Şekil 1. 56	FIG.4'de düşünülen ikinci tasarım yer almaktadır	64
Şekil 1. 57	FIG.1 ve 2'de buzdolabı ön ve arka görünüşü yer almaktadır	65
Şekil 1. 58	FIG.3'de kullanılan yoğuşturucu gösterilmektedir	66
Şekil 1. 59	FIG.5'de kabin dibinde yer alan komponentler ve hava geçiş durumları gösterilmiştir	67
Şekil 2. 1	Buhar sıkıştırıcı soğutma çevrimi şematik gösterimi	70
Şekil 2. 2	Kapileri ve buharlaştırıcı dönüş borusu birbiriyle ısı transferinde olan bir buzdolabının R600a soğutucu akışkanı için InP-h diyagramı [17].....	71
Şekil 2. 3	İdeal soğutma çevrimi InP-h diyagramı	75
Şekil 2. 4	Aşırı ısınmalı soğutma çevriminin InP-h diyagramı	76
Şekil 2. 5	Aşırı soğumalı soğutma çevriminin InP-h diyagramı	77
Şekil 2. 6	Sıvı-Buhar ısı değiştiricili soğutma çevriminin InP-h diyagramı.....	77
Şekil 2. 7	Teorik çalışmada esas alınan kompresörün kalorimetrik COP verileri... 83	
Şekil 3. 1	Kabin Dibinde Kullanılan Orijinal Komponentler; Sırasıyla, Kompresör-Defrost Kabı, Yoğuşturucu ve Eksenel Fan	85
Şekil 3. 2	Deney düzeneğinin konumu	85
Şekil 3. 3	Deney tesisatının şematik resmi.....	86
Şekil 3. 4	T bağlantıları ve redüksiyon parçaları. b- Bağlantı parçalarının hazırlanma örneği	88
Şekil 3. 5	İlk resim, basınç transdüseri bağlantı aküleri. İkinci resim, akülerin transdüserlere bağlanmış şekli	89
Şekil 3. 6	Yalıtımlı borular ve evaporatör haznesi. b- Chiller'in taşıdığı antifriz-su karışımını taşıyan yalıtımlı esnek plastik borular	90
Şekil 3. 7	Kapileri boru yalıtım kabı yerleşimi ve yalıtım kabı kapatılmış şekli	91
Şekil 3. 8	Swegelok marka iğne vana	92
Şekil 3. 9	Buharlaştırıcı şartlandırma haznesi şematik gösterimi	93
Şekil 3. 10	Buharlaştırıcı haznesi şartlandırma haznesi açık ve kapalı durumu.....	93
Şekil 3. 11	Buharlaştırıcı haznesi şartlandırma pompası	94
Şekil 3. 12	Buharlaştırıcıda kullanılan TC yerleşimi şematik gösterimi.....	95
Şekil 3. 13	Kullanılan buharlaştırıcının gösterimi.....	95
Şekil 3. 14	Kabin dibi yerleşiminde kompresörden alınan sıcaklık noktaları.....	96
Şekil 3. 15	Deneylerde kullanılan DC Power Supply (PS)	97
Şekil 3. 16	Deneylerde kullanılan veri toplama cihazı, HP 3852A Data Acquisition/Control Unit	98
Şekil 3. 17	20 kanallık data toplama kartı ve bağlı TC'lerin gösterimi	99
Şekil 3. 18	Üstte TC'lerin ve referans RTD'lerin piriç bloğa yerleşimi. Altta, Chiller'in sabit sıcaklıkta yapılan kalibrasyon için üst kısmının yalıtılmış görüntüsü	101
Şekil 3. 19	Kullanılan Kulite marka basınç transdüserinden örnekler	105
Şekil 3. 20	Frigo deneylerinde kullanılan güç analizörü, ION6200	108
Şekil 3. 21	Buzdolabı orijinal (mevcut) kabin dibi kapağı (K1)	113
Şekil 3. 22	Deneyler sırasında kullanılan yarım kapak modeli (K2)	113
Şekil 3. 23	Deneyler sırasında kullanılan kapak modeli (K3)	114
Şekil 3. 24	Deneyler sırasında kullanılan K4 modeli	115

Şekil 3. 25	Deneyler sırasında kullanılan K5 modeli	116
Şekil 3. 26	Deneyler sırasında kullanılan K6 modeli	117
Şekil 3. 27	Deneyler sırasında kullanılan kapak modeli (K8)	118
Şekil 3. 28	Deneyler sırasında kullanılan kapak modeli (K9)	119
Şekil 3. 29	Deneyler sırasında kullanılan kapak modeli (K10)	120
Şekil 3. 30	Deneyler sırasında kullanılan sadece fan tarafını kapatan tasarım (K11)	121
Şekil 3. 31	Sol eksen TC'lerin ölçtüğü buharlaşma sıcaklığı ve üst eksen data alınan zaman grafiği	122
Şekil 3. 32	Sol eksen TC'lerin ölçtüğü yoğunlaşma sıcaklığı ve üst eksen data alınan zaman grafiği	123
Şekil 3. 33	Kullanılan kabin dibi kapak modelleri	124
Şekil 3. 34	Buzdolabı mevcut yoğunlaştırıcısı	128
Şekil 3. 35	Buzdolabı mevcut orijinal kondenser (yoğunlaştırıcı) üç görünüşü	128
Şekil 3. 36	MC1 tasarımının Housing1 (H1) kullanılarak kabin dibine montajı	129
Şekil 3. 37	MC1 ve H1 kullanımı deneylerinin devamında kullanılan sanal duvar ve deneylerin orijinal stoper mesafesinde gerçekleştirilmesi	130
Şekil 3. 38	MC2 modelinin Housing1 (H1) ile birlikte denenmesi	131
Şekil 3. 39	MC2 modelinin Housing1 (H1) ve K5 kapak modeliyle denenmesi	132
Şekil 3. 40	MC3 + H1 Kombinasyonu	132
Şekil 3. 41	MC3 + H1 + K5 Kombinasyonu	133
Şekil 3. 42	MC3 + K2 Kombinasyonu.....	133
Şekil 3. 43	model A; MC1'de, model B; MC2 ve MC3'de kullanılmıştır	134
Şekil 3. 44	Minikanal yoğunlaştırıcıların kullanıldığı kombinasyonlar	135
Şekil 3. 45	Minikanal eğme çapı tespiti deneylerinde kullanılan model tipleri....	139
Şekil 3. 46	Sol şekilde; 13 cm uzunluğunda kesilen numuneler, üstten birinci ve ikinci model A, en alttaki numune model B. Sağ şekilde ise kanalları bükülmüş bir model yer almaktadır	139
Şekil 3. 47	Üç nokta eğme cihazına bağlı numune ve eğilme deneyi sonrasındaki görüntüsü	140
Şekil 3. 48	Model A (sol) ve B (sağ) için sonuçlandırılan numuneler	141
Şekil 3. 49	Model A (sol) ve B (sağ) için oluşan deformasyonların gösterimi	142
Şekil 3. 50	Üç nokta eğme cihazında numune 1 ile 4 arası çıkan sonuçlar	142
Şekil 3. 51	Üç nokta eğme cihazında numune 5 ile 8 arası çıkan sonuçlar	143
Şekil 4. 1	7 portlu minikanal ile farklı yoğunlaşma sıcaklıklarında yapılan teorik ve CoilDesigner çalışmalarının sonuçları.....	150

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1. 1	Kanal sınıflandırması..... 4
Çizelge 1. 2	Mini-mikrokanallarla ilişkili boyutsuz sayılar..... 15
Çizelge 1. 3	Korelasyon 2 ve 3 19
Çizelge 1. 4	Korelasyon 4, 5, 6 ve 7 20
Çizelge 1. 5	Korelasyon 8 ve 9 20
Çizelge 1. 6	Korelasyon 10, 11 ve 12 21
Çizelge 1. 7	Korelasyon 13 21
Çizelge 1. 8	R134a kullanımı sonucunda ortaya çıkan deneysel sonuçlar ve korelasyonlarla karşılaştırılması, yüzde sapma değerleri..... 24
Çizelge 1. 9	R600a kullanımı sonucunda ortaya çıkan deneysel sonuçlar ve korelasyonlarla karşılaştırılması, yüzde sapma değerleri..... 24
Çizelge 1. 10	A.S.Dalkılıç (2010)'ın karşılaştırmalarda kullandığı korelasyonlara ek olarak Xiande Fang (2011)'in kullandığı numaralandırılmış korelasyonlar. 26
Çizelge 1. 11	Yatay minikanal içerisinde akış, iki fazlı sürtünme basınç düşüşü deneysel sonuçları (halkasal sisli akış)..... 34
Çizelge 1. 12	Üst bölgedeki tasarıma göre elde edilen değerler 46
Çizelge 1. 13	Farklı tasarımların karşılaştırılması durumu..... 49
Çizelge 2. 1	Debi, giriş gücü ve kapasite hesabına kullanılacak katsayılar 82
Çizelge 3. 1	Aynı yoğunlaşma sıcaklığı ve farklı evaporasyon sıcaklıkları için bazı değerler 96
Çizelge 3. 2	Kullanılan TC'ler için uygulama yeri ve sayısı 99
Çizelge 3. 3	Deneyler sırasında okunan TC'lerin sırası, isimleri yer almaktadır 100
Çizelge 3. 4	Yedek dahil kalibrasyonu yapılan 40 adet TC'nin uygulanan ve okunan °C karşılık değerleri..... 102
Çizelge 3. 5	Farklı referans değerlerinde ve ortalamada STD (standart sapma) değerleri 103
Çizelge 3. 6	40 adet TC için düzeltme eğri değerleri aşağıdaki şekildedir 104
Çizelge 3. 7	Kapileri öncesinde ölçülen yüksek basınç transdüserinin kalibrasyon ve teknik datası 105
Çizelge 3. 8	Kompresör çıkışında ölçülen yüksek basınç transdüserinin kalibrasyon ve teknik datası..... 106

Çizelge 3. 9	Kompresör girişinde ölçülen alçak basınç transdüserinin kalibrasyon ve teknik datası	107
Çizelge 3. 10	Farklı yoğuşturucu kullanılan kombinasyon deneylerinde ortam sıcaklık belirsizlik değerleri	111
Çizelge 3. 11	Mevcut ve alternatif kabin dibi kapağı deneyleri bilgileri.....	125
Çizelge 3. 12	Mevcut ve alternatif kabin dibi kapağı deneyleri kompresör MAP karşılaştırması.....	126
Çizelge 3. 13	Düzeltilmiş yoğuşma sıcaklığına göre düzeltilmiş COP değeri ve mevcut duruma göre karşılaştırmada meydana gelen %COP iyileşme değerleri	127
Çizelge 3. 14	Mevcut model ile alternatif yoğuşturucu, kabin dibi kapağı ve housing hava yönlendirmesi kullanımı durumları deneysel verileri	136
Çizelge 3. 15	Mevcut model ile alternatif yoğuşturucu, kabin dibi kapağı ve housing hava yönlendirmesi kullanımı durumları için deneysel veri ve kompresör MAP sonuçları karşılaştırması.....	136
Çizelge 3. 16	Düzeltilmiş yoğuşma sıcaklığına göre düzeltilmiş COP değeri ve mevcut duruma göre karşılaştırmada meydana gelen %COP iyileşme değerleri	138
Çizelge 3. 17	Model A ve model B için üç nokta eğme testi sonuçları verileri.....	142
Çizelge 4. 1	Yoğuşturucularda meydana gelen birim boydaki ve toplamdaki basınç düşüşü değerleri	144
Çizelge 4. 2	Basınç düşüşü karşılaştırmasında kullanılan deney ve korelasyonlar için özellikler	146
Çizelge 4. 3	MC1 modeli deneysel sonuçları ile seçilen korelasyonların karşılaştırması ve uyum durumu	148
Çizelge 4. 4	MC1 modeli deneysel sonuçları ile seçilen korelasyonların karşılaştırması ve uyum durumu karşılaştırması.....	149
Çizelge 4. 5	7 portlu minikanal kullanımının teorik ve CoilDesigner karşılaştırmasının farklı yoğuşma miktarları için değerlendirilmesi...	150

**BUZDOLABI KABİN DİBİNDE ENERJİ TÜKETİMİNİ AZALTMAYA YÖNELİK
ALTERNATİF YOĞUŞTURUCU ÇALIŞMALARI**

Alper KIRIMLI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İsmail TEKE

Endüstri devriminden itibaren teknolojinin hızla gelişmesi, gereksinimleri sağlama adına yüksek enerji ihtiyacını beraberinde getirmiştir. Enerji ihtiyacı karşılama adına birincil olarak karbon emisyonu yüksek değerdeki doğal kaynakların kullanılması takibinde elektrik enerjisine ulaşılmaktadır. Son yüz yılda iletişim ağı gelişiminin de etkisiyle tüketici talepleri farklı kategorilerde yayılmış ve tüketimin artmasıyla enerji gereksinimi de artmıştır. Tüketicinin temel gereksinim kategorilerinden, beyaz eşya sektöründen buzdolaplarında ise çevreci ve düşük enerji ile çalışan buzdolabı üretim yarışı günümüzde büyük kâr marjı olan bir alanda yer almaktadır.

Beyaz eşya grupları üzerine çalışılan teknoloji, ısıtma-soğutma ve otomotiv gruplarıyla benzerlik göstermekte ve birinin ürün grubunun gelişimi ile diğer bir ürün grubunda yapılacak gelişimin önü açılmaktadır. Tez çalışma konusu dahilinde buzdolabının birim soğutma sağlamak için harcadığı enerji miktarını düşürme amaçlanmıştır. Bu amaçla buzdolabı kabin dibinde yer alan elemanlar üzerinde tasarımsal ve yapısal değişiklikler yapılmıştır.

Bu amaçla ilk olarak sadece kabin dibi kapağı değiştirilerek ve hava yönlendirmeleri kullanılarak 11 farklı durum incelenmiştir. İkinci olarak ise minikanal yoğuşturucular farklı kabin dibi kapakları ve hava yönlendirmeleri ile beraber kullanılmıştır. Üç farklı minikanal yoğuşturucu kullanımı ile çeşitli kabin dibi kanatları ve hava yönlendirmeleri ile oluşturulan 6 farklı durum için sonuçlar elde edilmiştir. Minikanal yoğuşturucu kullanımı ile %5 dolaylarında enerji tasarrufunun yanında kabin dibinde orijinal kondenserin kapadığı hacmin %80 oranında düşürülmesi, malzeme tasarrufu ve toplam basınç düşüşü %50 dolaylarında azaltılmıştır.

Minikanal yoğuşturucular için deneysel basınç düşüşü verileri ile literatür taramasında tespit edilen basınç düşüşü korelasyonları ve CoilDesigner programı hesapları karşılaştırılmıştır.

Son olarak, tasarlanacak minikanallarda minikanal bükümü üç nokta eğme testlerinde farklı çaplarda denenmiş ve deformasyon başlangıç değeri tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Soğutucu, kabin dibi, deneysel çalışma, tasarım, enerji verimliliği, R600a, kütleli akı, minikanal, iki fazlı akış, basınç düşüşü

**ALTERNATIVE CONDENSER STUDIES IN A REFRIGERATOR MACHINE
ROOM TO REDUCE THE ENERGY CONSUMPTION**

Alper KIRIMLI

Department of Mechanical Engineering

M. Sc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. İsmail TEKE

Over the past two hundred years, technology is increasingly growing owing to the industrial revolution. Industry revolution phenomenon shapes the future as requirement of energy needs in an intense manner. In order to provide the requirement of electrical energy, it is a common and cheap way to use a vast amount of primary natural sources, have highly carbon emission, as coal, petroleum and natural gas etc. During the last century, customer demand scale extended widely within many categories as a result of developing communication network triggers the energy consumption and natural contamination problems. One of the most common requirement categories of white goods is refrigerators, which leads to innovate more efficient and environmental friendly ones have higher margin of profit.

Innovating technology of white goods products effect HVAC and automotive industry in an efficient way.

In the scope of this experimentally based study, decreasing of the energy consumption of a refrigerator by evaluating the machine room was aimed. Effects of the

components located in the machine room, namely machine room back wall, condenser and condenser fan, were evaluated and alternative designs were investigated.

In the first part of this study, totally 11 alternative machine room back wall designs including the current one were evaluated.

In the second part of the study, totally 6 alternative machine room back wall designs including three different minichannel condensers were investigated. By using a minichannel condenser, energy saving of ~5% with ~80% volume saving and ~50% less refrigerant-side pressure drop was obtained compared to the current configuration.

In the third part of the study, experimental and theoretical refrigerant-side pressure drops for a minichannel were compared.

In the last part of the study, three point bending tests were performed to find out the minimum bending radius of the given minichannel profiles.

Key words: Refrigerator, machine room, experimental setup, design, energy efficiency, R600a, mass flux, minichannel, two phase flow, pressure drop

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günümüzde artarak devam eden global enerji açlığı her geçen gün artan dünya nüfusunun gereksinimlerini ve hayat standardını karşılayabilmek adına artmaktadır. Hayat standardının modern ülkelerle diğer ülkeler arasındaki dengesiz değişimi enerji tüketimi bilincini tekrar ve tekrar gündeme getirmektedir. Enerji tüketimini azaltmak demek, bir ülkenin yer altı ve yer üstü kaynaklarını verimli kullanması, ülke içinde ve dışında refah sağlanması demektir. Elektrik enerjisinin üretiminin en verimli enerji dönüşümlerinde bile düşük mertebelerde kalması ve, gerek enerji dönüşümlerinde gerekse enerji kaynağının direkt kullanımında doğrudan veya dolaylı yoldan yaşadığımız dünya zarar görmektedir. Bu nedenle enerji tüketimini azaltmanın en sağlıklı yolu, verimli sistemler üretilip tasarruf sağlanmasıdır.

Enerji tüketiminin bir kolu olan dayanıklı tüketim mallarından buzdolabını ele aldığımızda son yıllarda enerji tüketim değerleri büyük ölçülerde azaltılmıştır. Buzdolabı içerisinde kullanılan soğutucu akışkanların çevre verdiği zarar ise çevreci soğutucu akışkanların geliştirilmesiyle hem atmosfere direkt salınmaları durumundaki verdikleri zararı minimize edilmiş, hem de buzdolabı aynı işi yaparken tükettiği enerji değerini düşmüştür.

Buzdolapları çalışmaları esnasında kabin içerisinde bulunan buharlaştırıcı buzdolabı içerisinden ısı çekmekte ve buzdolabı kabini dışarısında bulunan kondenser yardımıyla çekilen ısıyı çevre ortama atmaktadır. Konumuz dahilinde buzdolabı kabin dibinde bulunan farklı geometrideki yoğuşturucuların buzdolabı çalışma COP değerine olan etkisi incelenmiştir. Bilindiği üzere buzdolabı COP değerinin arttırılması demek, aynı soğutma kapasitesi için daha az enerji tüketiliyor demektir.

Deney düzeneğinde farklı geometrideki yoğunlaştırucular için yapılan deneylerin ardından hesaplanan basınç düşüşü değerleriyle literatürde iki fazlı basınç düşüşü sırasında meydana gelen basınç düşüşü hesaplamaları karşılaştırılması yapılmıştır. Bunlara ek olarak CoilDesigner programıyla yapılan hesaplar sonucunda deneysel sonuçlar ve literatür teorik çalışma sonuçlarıyla örtüşen sonuçlar elde edilmiştir.

Kurulan deney düzeneğinde ilk olarak mevcut kabin dibi kapağına alternatif olabilecek farklı tasarımlar üzerinde deneyler yapılmış, sonrasında farklı yoğunlaştırucularla birlikte çeşitli deneyler yapılmıştır.

1.1 Literatür Özeti

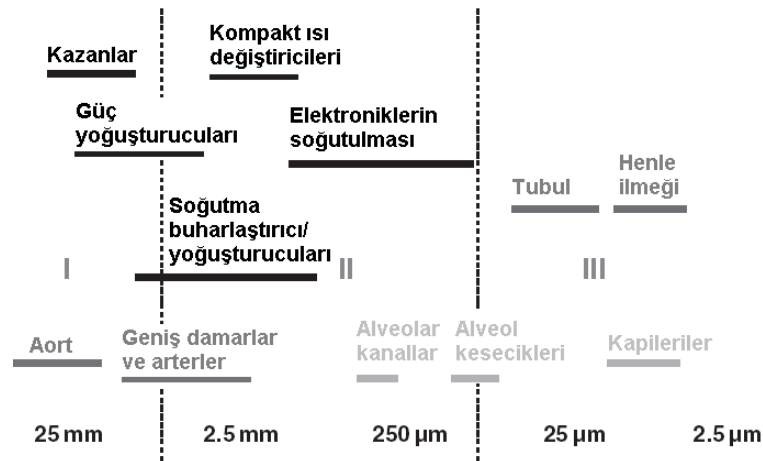
1.1.1 İki Fazlı Akış Sırasında Basınç Düşüşü

Dairesel veya farklı kesit geometrisindeki ısı değiştiricilerin günümüzde yaygınlaşmalarının nedeni kullanıldıkları yere göre optimum çalışma şartlarını yaratabilmelerindendir. Isı değiştiricilerimin kullanım yerine göre en iyi verimi sağlayan, en az yer kaplayan, en ucuz ve çevreye en az zarar veren bir tasarımı desteklemesi beklenecek en güzel şey olur. Bunların hepsinin bir arada olması her zaman mümkün olamazken, gelişen teknolojiyle her geçen gün farklı prensiplerde yapılan çalışmalar birbirini daha çok tetiklemektedir. Sektörler arası mekik dokuyarak gelişen ısı değiştiricileri teknolojisi, buzdolabı sektöründe kullanılan ısı değiştiricilerin farklı geometrik kesitteki tasarımların geliştirilmesi, buzdolaplarının daha verimli ve ucuza üretilbilmesine olanak sağlayacaktır. Farklı geometrik kesitlerdeki ısı değiştiricileri otomotiv, soğutma, nükleer santraller, uzay araştırma çalışmaları gibi bir çok sektörde yıllardan beri çalışılmaktadır. Farklı geometrik kesitli ısı değiştiricilerin buzdolaplarında kullanımı teknolojinin gelişimi devam ederken çok yaygın olmamakla birlikte yakın dönemde önemli bir konu haline gelmiştir.

Tez konusu dahilinde farklı geometrik kesitli ısı değiştiricilerinden yoğunlaştırucu incelenmiş ve gerek deneysel sonuçlar, gerekse teorik çalışmalar elde edilerek birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Alternatif olabilecek yoğunlaştırucu tasarımlarının yoğunlaşma esnasında faz değişiminde meydana gelen bir akış tipi olan iki fazlı akış sırasında meydana gelen sürtünme kaynaklı basınç düşüşü araştırılmıştır. Teoride ısı

değiştiricilerinde sabit basınçta meydana geliyor gibi gözükse de gerçekte kullanılan ısı değiştiricisine ve uygulama alanına göre değişiklik gösteren iki fazlı akış kaynaklı basınç düşüşü, sistem verimliliğinin artırılması konusunda önemli bir araştırma konusudur.

Araştırma konusu kanal içerisinde akıştır. Bahsedildiği gibi buzdolabı ısı değiştiricilerinde verimi arttıran kanal tipleri zamanla evrimleşmiştir, aynı çağlar boyu canlıların evrimleşmesi gibi. Nasıl besin ihtiyacı olan bir bölgenin ihtiyacına göre değişen damarlar varsa ve ihtiyaca göre kan miktarını taşıyorsa, aynı şekilde ısı değiştiricileri de gerekli ısı transferini farklı geometrideki kanallar aracılığıyla optimum yapabilmektedir. Bilinmektedir ki dairesel kanallarda çap değeri azaldıkça yüzey alanının hacme oranı artmaktadır. Gerekli kanal boyutlarını dairesel kanallarla ifade etmek için hidrolik çap tabirini kullanırız ve hidrolik çap sınırları dahilinde geniş çaplılardan (makro) dar çaplara (mikro) göre boyutsal olarak sınıflandırılmışlardır. Mehendale (2000) 1-100 μ m hidrolik çap aralığını mikrokanal, 100-1mm hidrolik çap aralığını meso-kanal, 1-6mm aralığını ise kompakt geçişler ve büyük çapları ise konvansiyonel kanallar olarak sınıflandırmıştır. Kandlikar ve Steineke (2003) tarafından sınırlandırılan kanal çap değerleri Şekil 1.1'de verilmiştir [1].



Şekil 1. 1 Farklı hidrolik çap aralıkları ve uygulama örnekleri

Kandlikar ve Steinke (2003) tarafından Çizelge 1. 1'de görülmekte olan değiştirilmiş ve küçük kanal çaplarının temel alındığı bir kanal sınıflandırması yapılmıştır. Sınıflandırma biçimi konvansiyonel kanallar harici çalışılan mini ve mikro kanallar için bir başlangıç niteliği taşımaktadır. Değiştirilen kanal sınıflandırılması ile tek fazlı akışın olduğu gaz

veya sıvı faz akışı ve iki fazın birlikte olduğu durumda akış kaynaması veya yoğuşmasına uygundur.

Çizelge 1. 1 Kanal sınıflandırması

Konvansiyonel kanallar	$> 3 \text{ mm}$
Minikanallar	$3 \text{ mm} \geq D > 200 \text{ }\mu\text{m}$
Mikrokanallar	$200 \text{ }\mu\text{m} \geq D > 10 \text{ }\mu\text{m}$
Geçici Mikrokanallar	$10 \text{ }\mu\text{m} \geq D > 1 \text{ }\mu\text{m}$
Geçici Nanokanallar	$1 \text{ }\mu\text{m} \geq D > 0.1 \text{ }\mu\text{m}$
Nanokanallar	$0.1 \text{ }\mu\text{m} \geq D$

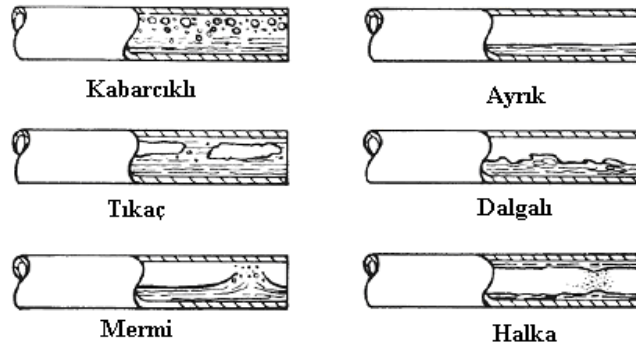
Farklı geometrik kesitli ısı değiştiricilerinden minikanallı ısı değiştiricileri için yapılan çalışmalar sırasında Kandlikar (2008) kanal boyutlarını küçültmenin avantajlarını şöyle sıralamıştır:

- (i) Sistem COP değerinin artması
- (ii) Sistemde soğutucu akışkan çevrimini sağlayan soğutucu akışkan şarj miktarının azalması
- (iii) Kullanılan ısı değiştirici boyutlarının azalması
- (iv) Üretim maliyetlerinin düşürülmesi

İki fazlı akışların en önemli hususlarından birisi fazların kanalda nasıl dağıldığını gösteren akış rejimlerinin çeşitleridir. Akış rejimleri bilinmeden ısı transferi ve basınç düşümü gibi akış koşulları için dizayn parametreleri doğru hesaplanamayacaktır. Akış rejimleri basınç, geometri, boru eğimi gibi birçok parametreye bağlıdır. Konvansiyonellerde meydana gelen iki fazlı akışta akış tipi gelişimleri ile ilgili bir çok çalışma bulunmaktadır. Ancak minikanallarda meydana gelen akış tipleri, kanal geometrilerinin farklı biçimlerde olmasından ve akış koşullarından ötürü yüksek doğrulukta tahmin edilememektedir. Konvansiyonel kanallarda akış tipi rejimleri, literatür incelemelerinde yatay ve düşey olmak üzere iki tipte incelenmektedir. Yatay durumda incelenen iki fazlı akış rejimleri şu şekildedir:

- a) Kabarcıklı Akış :** Gaz veya buhar fazının, sürekli sıvı fazı içinde kesikli kabarcıklar halinde bulunduğu rejimdir. Kabarcıkların boyutları borunun çapına yakın değildir. Kabarcıklar borunun üst kısmına doğru hareket etme eğilimindedirler.

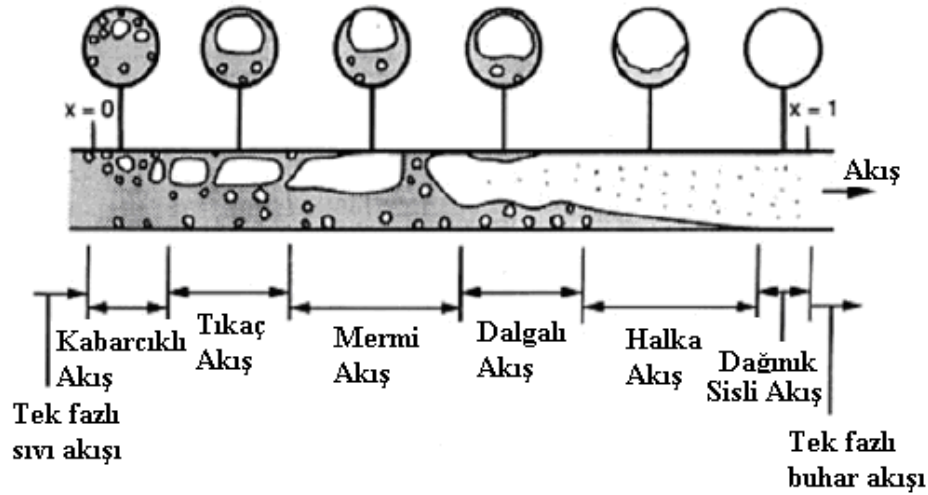
- b) Tıkaç Akış :** Bu akış düşük gaz hızı ve orta ölçüdeki sıvı hızlarında görülen kesikli akıştır. Bu akış şeklinde sıvı tıkaçlar uzamış gaz kabarcığı bölgeleri tarafından ayrıştırılmıştır.
- c) Mermi Akış :** Tıkaç akışta gaz hızı arttığında sıvı havalanır ve küçük kabarcıklar içerirler. Tıkaç akışa göre daha düzensizdir ve gaz ile sıvı ara yüzü açık şekilde görülmez. Tıkaç akış ve mermi akış, kesikli akış rejimi başlığı altında kategorize edilir.
- d) Ayrık Akış:** İki faz, kanalın alt kısmındaki sıvı faz nedeniyle tamamen ayrılmışlardır. 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.
- e) Dalgalı Akış:** Gaz fazının hızı arttıkça, gaz-sıvı ara yüzünde akış yönünde hareket eden dalgalanmalar başlar. Bu akış rejimi dalgalı ayırık akış ile ilintilidir.
- f) Halkasal Akış:** Yüksek gaz hızları sıvının boru cidarında film şeklini almasına neden olduğu akış tipidir. Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri Şekil 1. 2' de görülmektedir.



Şekil 1. 2 Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri

Yatay boru şeklindeki bir kanalda buhar oluşumu sırasında görülen akış rejimleri termodinamik ve hidrodinamik denge değişimlerinden etkilenmektedir. Şekil 1. 3'de eşit dağılı düşük ısı akısıyla ısıtılan ve doyma sıcaklığının hemen altındaki sıvıyla beslenen yatay dairesel kanal 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 ve borunun üst yüzeyinin mermi ve dalgali akışta yeniden ıslatılması 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 [1].



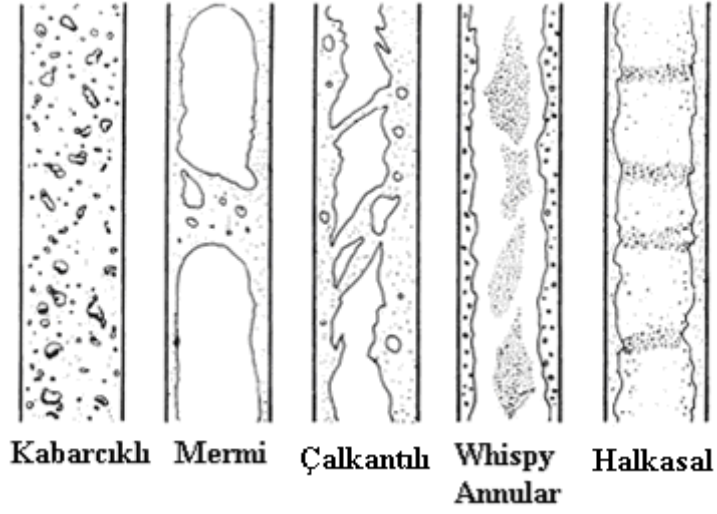
Şekil 1. 3 Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri

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

- a) **Kabarcıklı Akış** : Gaz yada buhar fazı yayılmıştır ve sürekli sıvı fazı içinde kabarcıklar ayrı halde bulunmaktadır. Kabarcıklar farklı şekillere ve boyutlara sahip olabilmekle birlikte boyutları boru çapından çok küçüktür.
- b) **Mermi Akış** : Kuruluk derecesi arttıkça, kabarcıklar bir araya gelmekte ve boru çapına yakın boyutlarda büyük kabarcıklar oluşur. Bunlara Taylor kabarcıkları denmektedir. Bu uzatılmış gaz kabarcıkları içlerinde daha ufak kabarcıklar bulunan sıvı tıkaçlarla birbirlerinden ayrılırlar. Ayrıca bu Taylor kabarcıkları boru cidarından ince bir sıvı filmiyle ayrılmaktadır.
- c) **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.

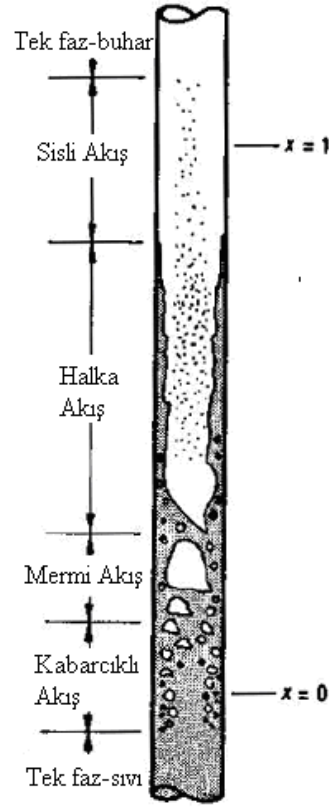
d) Whispy-Halkasal Akış : Sıvının akış hızı arttığı zaman büyük miktarda sıvı, gaz çekirdeğine girebilir. Bu sıvı damlacıkları birleşerek sıvı öbekleri meydana getirebilir. Bu rejim yüksek kütleli hızlarda görülür.

e) Halkasal Akış : Sıvı akışı film şeklinde cidarda olup gaz fazı sürekli fazda borunun merkezindedir. Normal olarak sürekli gaz fazının içerisinde bazı sıvı damlacıkları yer almaktadır ve sıvı filminin içerisinde de kabarcıklar halinde gazlar bulunmaktadır. Şekil 1.4' de dikey iki fazlı akıştaki akış rejimleri görülmektedir.



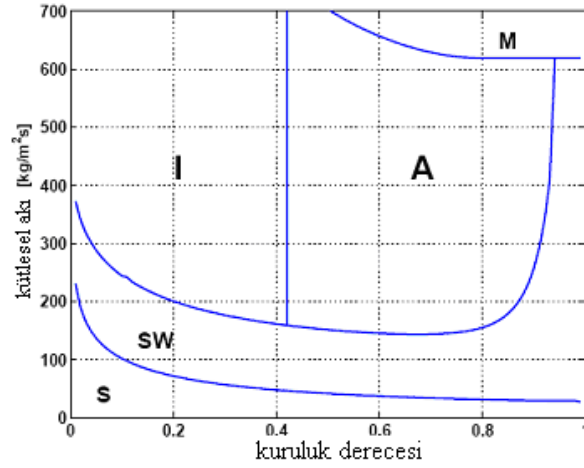
Şekil 1. 4 Dikey iki fazlı akışta görülen akış rejimleri

Dikey dairesel kanalda buhar oluşumundaki iki faz karışımında önemli bir özel durum söz konusudur. Kanal boyunca bir ısı akısının var oluşu akış rejimini aynı yerel akış koşullarına sahip ısıtılmayan bir kanaldaki akış rejimine göre başkalaştırabilir. 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 1.5'e göre eşit dağılı ısı akısıyla ısıtılan ve doyma sıcaklığının hemen altında bulunana sıvıyla beslenen dairesel borudaki dikey akışın görünümü görülmektedir.



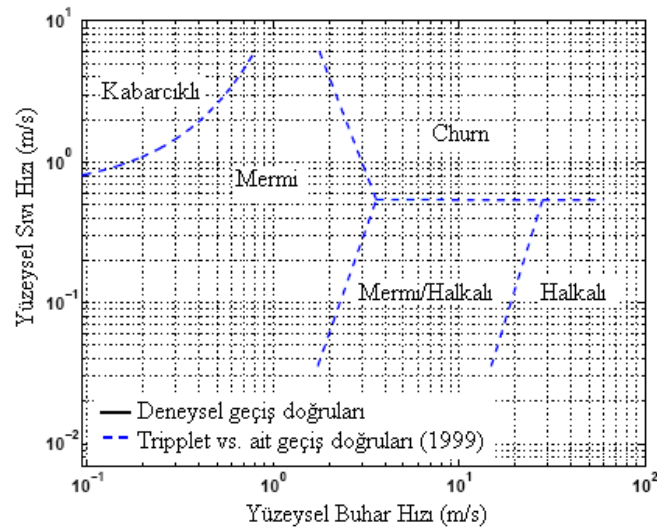
Şekil 1. 5 Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri

İki fazlı akış rejimlerini tahmin etmek için birçok akış rejim haritası mevcuttur. Bunlar iki sınıfa ayrılabilir: hava/su için adyabatik rejim haritaları ve buharlaşan soğutucu akışkanlar için diabatik rejim haritaları. Isı transferi ve basınç düşümü modelleri bu akış rejim haritalarına dayandırılmaktadır. Kattan ve diğerleri yatay borularda buharlaşma üzerine geliştirilmiş bir iki fazlı akış haritası sunmuşlardır (Şekil 1.6). Bu yeni harita beş farklı soğutucu akışkanlar için geniş kütesel hız ve kuruluk derecesi aralıklarında elde edilen akış rejimi verilerine dayandırılarak hazırlanmıştır. Bu harita hem adyabatik hem de diyabatik akışlar için uygundur.



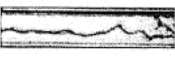
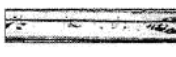
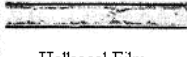
Şekil 1. 6 Dikey kanallar için akış haritası. R-134a için , D=10 mm., T_{sat}= 30°C, q=10 kW/m². (S: Ayrık, SW: Ayrık-dalgalı, I: Kesikli, A: Halka, M: Sisli akış)

Tripplert vd. tarafından gerçekleştirilen diğer bir çalışmanın amacı mikrokanallarda iki fazlı akışın deneysel olarak araştırılmasıdır. Hava ve su kullanılarak yapılan deneyler 1.1 ve 1.45 mm iç çapında dairesel mikrokanallar ile 1.09 ve 1.49 mm hidrolik çaplı yarı-üçgensel kesite sahip mikrokanallarda yürütülmüştür. Akış rejimleri ve akış rejim 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.

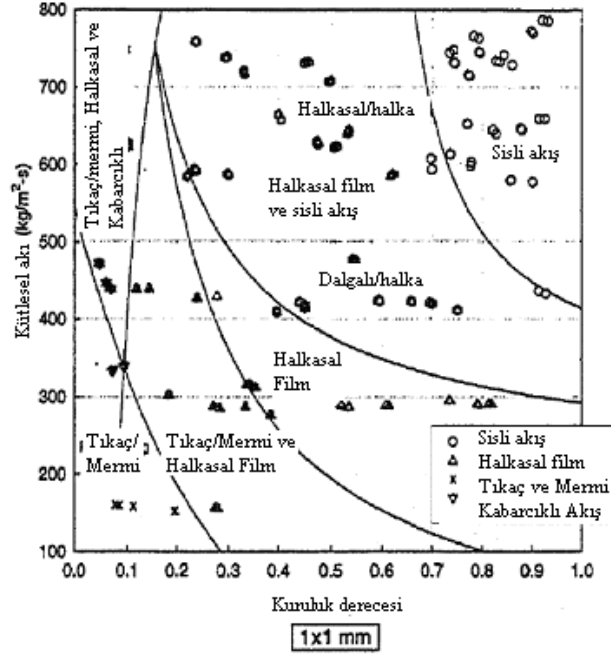


Şekil 1. 7 1.1 mm boruda hava/su için akış rejim haritası

Coleman ve Garimella (2003), küçük hidrolik çaplı borularda boru çapının ve şeklinin iki fazlı akışta akış rejimleri arasındaki geçişe etkisini araştırmışlardır. Eş yönlü akımda hava/su karışımlarının yatay dairesel ve dikdörtgensel borulardaki akış rejimleri yüksek hızlı video analizleri ile tespit edilerek akış rejim 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. hidrolik çap aralığında belirlenmiştir. Boru çapı azaldıkça ayrık akışın baskın olduğu görülmektedir. Coleman ve Garimella (2000), 4.91 mm. dairesel boruda R-134a soğutucu akışkanının yoğuşması sırasındaki iki fazlı akış deneysel olarak araştırılmıştır. Farklı akış rejimleri Şekil 1.8’de görülmektedir. Bununla birlikte dört farklı kare kesit sahip kanalda da deneyler gerçekleştirilmiştir. R-134a için grafiksel akış rejim haritası Şekil 1.9’da görülmektedir.

AKIŞ REJİMLERİ				
Akış Şekilleri	Halkalı	Dalgalı	Kesikli	Dağınık
				
	Sisli 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
				
	Dalgalı Paket	Ayrık Dalgalı (3)	Tıkaç Akış	
		Numarala ikincil dalgaların şiddetini göstermektedir.		
	Halkasal Film			

Şekil 1. 8 Coleman ve Garimella çalışmasında akış rejimleri



Şekil 1. 9 Coleman ve Garimella çalışmasında akış rejim haritaları

Minikanallarda iki fazlı akışta basınç düşüşü konusu gerek geometrik kesitlerin farklı minikanal ısı değiştiricilerinin bulunmasından, gerekse konu üzerine yapılan çalışmaların henüz emekleme aşamasında olmasından dolayı teorik çalışmaları karşılaştırma bakımından bir hayli zordur. Farklı çalışma koşullarında geliştirilen iki fazlı akımlarda sürtünme kaynaklı basınç düşüşü korelasyonları tek fazlı akış sırasında konvansiyonel kanallarda oluşan basınç düşüşü denklemlerinden gelişmiştir. En ampirik yaklaşımla ifade edilen basınç düşüşü olgusu mini veya mikrokanaal ısı değiştiricilerinde incelenirken en yaygın kabulde denklem 1.1'de ifade edildiği gibi kullanılmaktadır [1]:

$$\Delta P = \Delta p_c + \Delta p_{f,l-ph} + \Delta p_{f,tp} + \Delta p_a + \Delta p_g + \Delta p_e \quad (1.1)$$

Buradaki alt indisler: c: girişteki daralma; f,l-ph: giriş etkilerini içeren sürtünmeye bağlı tek fazlı basınç düşüşü; f,tp: iki fazlı sürtünme basınç düşüşü; a: buharlaşmaya bağlı ivmelenme; g: yerçekimi, e: çıkıştaki kısılma şeklindedir.

Akışkanın minikanala girişi tek faz sıvı veya iki fazlı olabilir. Soğutma sisteminde sıvı pompası bulunuyorsa minikanal girişinde tek fazlı akışta sıvı olması beklenmektedir. Sistem, kompresör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı içeren klasik bir sistemse minikanal buharlaştırıcı öncesinde soğutucu akışkanın kısılma prosesinden geçerek minikanala iki

fazlı akışta girmektedir. İki fazlı akışta giriş-çıkış kayıpları için Coleman (2003), Hewitt (2000) tarafından ileri sürülen korelasyonu tavsiye etmiştir. İki fazlı ani daralmaya bağlı basınç düşüşü ayrık akış modeli kullanılarak şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\Delta p_g = \frac{g(\sin \beta)L}{\nu_{LV}\chi_e} \ln \left(1 + \chi_e \frac{\nu_{LV}}{\nu_L} \right) \quad (1.2)$$

Burada G:kütleli akı, σ_c :daralma oranı , Co: daralma katsayısı olup aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$C_o = \frac{1}{0.639(1-1/\sigma_c)^{0.5} + 1} \quad (1.3)$$

Bununla birlikte ψ_h :iki fazlı homojen akış çarpanı ve χ kuruluk derecesi olmak üzere:

$$\psi_h = [1 + \chi(\rho_L / \rho_v - 1)] \quad (1.4)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Homojen model yardımıyla çıkış basınç düşüşü:

$$\Delta p_e = G^2 \sigma_e (1 - \sigma_e) \psi_s \quad (1.5)$$

Şeklinde ifade edilmektedir. σ_e : genişleme oranıdır. ψ_s : ayrık akış çarpanı olmak üzere:

$$\psi_s = 1 + \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} - 1 \right) [0.25\chi(1 - \chi) + \chi^2] \quad (1.6)$$

şeklinde. İki faz bölgesinde basınç düşüşünün sürtünme, ivmelenme ve yerçekimi bileşenleri aşağıdaki eşitlikler yardımıyla tahmin edilebilmektedir. Lokal sürtünme basınç gradyanı:

$$\left(\frac{dP_F}{dz} \right) = \left(\frac{dP_F}{dz} \right)_L \phi_L^2 \quad (1.7)$$

Bu eşitlikteki iki faz çarpanı ϕ_L^2 , Chisholm (1983) tarafından şu şekilde ifade edilmiştir:

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (1.8)$$

C sabiti, fazların laminar veya türbülanslı olmasına göre değişmektedir. Chisholm, C sabitini aşağıdaki gibi ifade etmiştir:

Her iki faz türbülanslı

$$C = 21 \quad (1.9a)$$

Laminar sıvı, türbülanslı buhar

$$C = 12 \quad (1.9b)$$

Türbülanslı sıvı, laminar buhar

$$C = 10 \quad (1.9c)$$

Her iki faz laminar

$$C = 5 \quad (1.9d)$$

Martinelli parametresi X aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$X^2 = \left(\frac{dP_F}{dz} \right)_L / \left(\frac{dP_F}{dz} \right)_V \quad (1.10)$$

English ve Kandlikar (2005), 1 mm kare kesitli kanalda adyabatik hava-su verilerine dayanarak mini ve mikrokanallarda sürtünme basınç düşüşünün tahmin edilebilmesi için iki faz çarpanını şu şekilde değiştirmişlerdir:

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C(1 - e^{-319D_h})}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (1.11)$$

C değeri Eşitlik (1.9a)-(1.9d)' den bulunmaktadır. Deneysel verilerle korelasyondan elde edilen veriler arasında %3.5 oranında sapma görülmüştür.

İki fazlı basınç düşüşünün diğer bir bileşeni olan ivmelenme basınç düşüşü homojen akış koşullarında aşağıdaki eşitlikle verilmektedir:

$$\Delta p_a = G^2 \nu_{LV} \chi_e \quad (1.12)$$

Burada ν_{LV} , buhar ve sıvı fazların özgül hacimleri arasındaki farktır. Bu eşitlik akışın girişte yalnızca sıvı, çıkışta χ_e kuruluk derecesine sahip sıvı-buhar karışımı olduğunu kabul etmektedir. İki fazlı akıştaki girişlerde χ_e , giriş ve çıkıştaki kuruluk derecesinin değişimi olarak yazılmalıdır.

Yerçekimsel basınç düşüşü diğer bileşenlere göre çok küçük bir değer almaktadır. Homojen akış koşullarının kabulü ile bu bileşen:

$$\Delta p_g = \frac{g(\sin \beta)L}{\nu_{LV} \chi_e} \ln \left(1 + \chi_e \frac{\nu_{LV}}{\nu_L} \right) \quad (1.13)$$

Şeklinde ifade edilmektedir. Akışkanın girişte iki faz olduğu durumda χ_e değeri eşitliğe giriş çıkış arasındaki kuruluk derecesi farkı olarak yazılmalıdır.

Basınç düşüşünde bahsedilen bu eşitliklere ek olarak çeşitli koşullarda deneyler yapan araştırmacılar korelasyonlarının gelişimine göre iki fazlı akışta sürtünme kaynaklı basınç düşüşünün ifadesinde boyutsuz sayılar kullanmışlardır. Bunların bazıları yer almaktadır.

Çizelge 1. 2 Mini-mikrokanallarla ilişkili boyutsuz sayılar

Boyutsuz sayılar	Önemi	Mikrokanallarla ilişkisi
Ampirik değerlendirmeye dayalı gruplar		
Martinelli parametresi, X $X^2 = \left(\frac{dp}{dz} \right)_L / \left(\frac{dp}{dz} \right)_V$	Sıvı ve buhar akışında sürtünme basınç düşüşünün oranı olup iki fazlı akış basınç düşüşü modellerinde başarıyla uygulanmaktadır.	Mikrokanallar için kullanılması uygun görülen bir parametredir.
Konveksiyon sayısı, Co $Co = [(1-x)/x]^{0.8} [\rho_V/\rho_L]^{0.5}$	Co , değiştirilmiş Martinelli parametresi olup akış kaynamasında ısı transfer verilerinin korelasyonunda kullanılmaktadır.	Akış kaynaması korelasyonlarında kullanımı sınırlıdır.
Kaynama sayısı, Bo $Bo = \frac{q''}{G h_{LV}}$	Isı akısı, kütsel akı ve gizli ısıya bağlı olarak boyutsuzlaştırılmıştır.	q'' ve G parameterlerini kombine ederek akış kaynamasının ampirik değerlendirilmesinde kullanılır.
Fundamental değerlendirmeye dayalı gruplar		
$K_1 = \left(\frac{q''}{G h_{LV}} \right)^2 \frac{\rho_L}{\rho_V}$	K_1 , buharlaşma momentumunun sıvı-buhar arayüzündeki atalet kuvvetlerine oranıdır.	Kandlikar (2004), yüzey gerilme kuvvetlerinin kritik olduğu akış kaynamalarında uygulanabilmesi için türetmiştir.
$K_2 = \left(\frac{q''}{h_{LV}} \right)^2 \frac{D}{\rho_V \sigma}$	K_2 , buharlaşma momentumunun sıvı-buhar arayüzey gerilme kuvvetlerine oranıdır.	Kandlikar (2004) kritik ısı akısında arayüzey hareketlerinin modellenmesi için türetmiştir.
Bond sayısı, Bo $Bo = \frac{g(\rho_L - \rho_V)D^2}{\sigma}$	Bo , kaldırma kuvvetinin yüzey gerilme kuvvetine oranıdır. Damlacık ve sprej uygulamalarında kullanılır.	Yerçekimi kuvveti etkisinin çok az olduğu durumda mikrokanalda Bo kritik değildir.
Eötvös sayısı, Eo $Eo = \frac{g(\rho_L - \rho_V) L^2}{\sigma}$	Eo , Bo sayısına benzer olup L karakteristik uzunluğu yerine Dh gelmektedir.	Eo , çok düşük hızlı akışlar hariç mikrokanallarda kritik değildir.
Kapileri sayısı, Ca $Ca = \frac{\mu V}{\sigma}$	Ca , viskoz kuvvetlerin yüzey gerilme kuvvetlerine oranı olup kabarcığın olmadığı analizler için uygundur.	Ca , yüzey gerilme ve viskoz kuvvetlerin önemli olduğu mikrokanal akışlarında kritiktir.
Ohnesorge sayısı, Z $Z = \frac{\mu}{(\rho L \sigma)^{1/2}}$	Z , viskoz kuvvetlerin atalet ve yüzey gerilme kuvvetlerinin kareköküne oranıdır.	Üç kuvvetin kombinasyonu, kuvvetleri maskeleydiğinden mikrokanal araştırmaları için uygun değildir.
Weber sayısı, We $We = \frac{LG^2}{\rho \sigma}$	We , yüzey gerilme kuvvetlerinin atalet kuvvetlerine oranıdır. Kanal içi akışlarda L yerine Dh kullanılmaktadır.	We , yüzey gerilimi ve atalet kuvvetlerinin mikrokanallardaki akış rejimleri üzerindeki bağlı etkilerinin araştırılmasında uygundur.
Jakob sayısı, Ja $Ja = \frac{\rho_L c_{pL} \Delta T}{\rho_V h_{LV}}$	Ja , doyma sıcaklığına ulaşılması için gerekli olan duyulur ısıların gizli ısıya oranıdır.	Ja , mikrokanallarda kabarcıklanma öncesi sıvı aşırı kızması ile aşırı soğutmanın etkisi çalışmalarında uygundur.

Boyutsuz sayıların çeşitli korelasyonlarda kullanım şekli literatür araştırmasında yer alan iki fazlı akımda sürtünme kaynaklı basınç düşüşü araştırmalarında farklılıklar

göstermektedir. İrdelenen mekanik kuvvetin korelasyondaki önemine göre korelasyonda sınırlamalar getirebilmektedir. Temel olan boyutsuz sayılara bakarsak Reynolds sayısı atalet ve viskoz kuvvetlerin etkisine göre akış rejiminin laminar veya türbülanslı olması durumuna göre korelasyonlarda çeşitlilikler getirebilmektedir. Bond sayısı, sistemdeki yüzey gerilmesinin baskınlığını gösterirken Weber sayısı hareketsizlik durumu ile yüzey gerilimi durumunda oluşan farkı bize gösterir. Froude sayısı, atalet ve yerçekimi kuvvetlerinin karşılaştırılmasını bize gösterir. Bu boyutsuz sayılara nazaran her aşamada karşı karşıya kalınan bir boyutsuz parametre ise Lockhart-Martinelli parametresidir. İki fazlı akış durumu araştırmalarında sıvı kesrini ifade eder ve sıvı ve buhar sürtünme kaynaklı basınç düşüşü gradyanlarının oranını verir. Lockhart-Martinelli parametresinin azalması ile iki fazlı akış çarpanı değerinin logaritmik olarak artar, bu ise basınç düşüşünün artacağı anlamına gelmektedir.

1.1.2 Literatür Özeti

Deneyisel çalışmalar dahilinde R600a soğutucu akışkanı kullanılarak minikanal kondenser yoğunlaşma deneylerinde iki fazlı basınç düşüşünün karşılaştırılacağı birebir bir çalışma bulunmamaktadır. Literatür çalışmaları hidrolik çapı belirli, dairesel, dikdörtgen, kare vb. kesitli düz (bükümsüz) boru veya kanallarda yapılan belirli bir uzunlukta, yatay veya dikey konumda iki fazlı akış durumunun incelenmesi şeklindedir. Yoğuşma ve buharlaşma sırasında ortaya çıkan kanal iç akışında sistemi olumsuz etkileyen sürtünme kaynaklı iki fazlı basınç düşüşü problemi otomotiv, ısıtma-soğutma, nükleer enerji santralleri, uzay araştırmaları vb. bir çok sektörde ve çalışma kolunda farklı yaklaşımlarla incelenmektedir. Maliyetleri düşürme ve sistem verimini arttırma bakımından farklı koşullar için sürtünme kaynaklı iki fazlı basınç düşüşü korelasyonları türetilerek optimum ısı değiştirici tasarımları geliştirme adına çeşitli çalışmalarla güncel bir konu olarak araştırılmaktadır. Çalışma konumuza uygun olarak seçilen makalelerde genel olarak farklı hidrolik çaplarda ve boru veya kanal uzunluklarında, farklı buhar kuruluk oranları, farklı kütle akılar, çeşitli soğutucu akışkanlar kullanılarak deneyler yapılmıştır.

Çalışmalar sırasında farklı minikanal kondenserler için ortaya çıkan basınç düşüşlerinin deney sonuçları değerlendirilirken basınç düşüşü hesaplamalarının sabit kanal

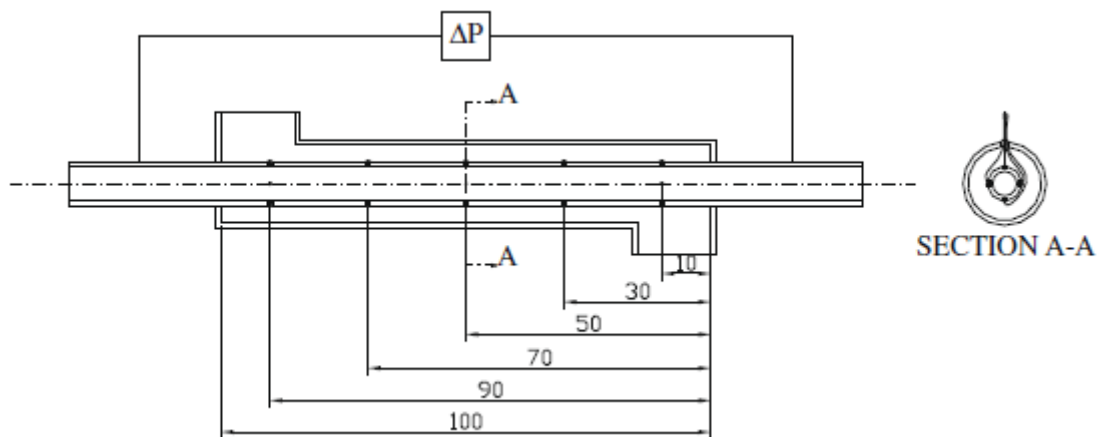
geometrisinde ve kütleli akıda gerçekleşen akış için yapıldığı bilinmektedir. Minikanal kondenserlerin deneylerinde çıkan sonuçlarla karşılaştırılan korelasyonlar literatürde geçen düz bir boru veya kanal için yapılmıştır ve dolayısıyla kanal bükümleri olan minikanal kondenser için birebir örtüşmesini beklemek her koşulda uygun değildir. Korelasyonların kullanımı sonucunda yapılan karşılaştırmalarda deneysel sonuçlarla yakın sonuçlar alınsa dahi minikanal kondenserlerde farklı büküm çaplarında ve farklı büküm sayısı ile ortaya çıkan pas değerlerinde ortaya çıkacak basınç düşüşü değerleri birim boru için farklı olacaktır. Bunun temel nedeni bükümler sırasında, kanal geometrik yapısı deforme olmama durumu için, akış tipinin değişmesi ve bükümlerde meydana gelen sıcaklık değişimi sonucunda buhar kuruluk oranlarının farklılık göstermesidir. Bu noktalarda ısı transferi mekanizması değişmekte, bunun sonucunda sıcaklığa bağlı değişen yoğunluk ve viskozite gibi büyüklüklerin değişmesi sonucunda ise sıvı ve buhar Reynolds sayıları değişmektedir. Büküm noktalarında meydana gelecek kanal geometrisi değişmesi, yani deformasyon olması durumunda ise, o noktalarda akış kesit alanı değişeceği için hız değerleri değişiklik gösterir ve daralan ya da ani keskin geçişlere neden olan büküm sırasında oluşmuş mikrokanalet kesit daralmaları akışın tipini ve hatta sürtünme basınç kayıplarını değiştirecektir. Bunun sonucunda ise beklendiği üzere iki fazlı basınç düşüşü değeri artış gösterecektir.

Minikanallara ait akış tiplerinin gelişimi çeşitli çalışmalarda hızlı kameralar ve akış sırasında kullanılan ve partikülleri görünür kılan kimyasal parçacıklarla görüntülenmiştir. Aynı zamanda minikanal malzemesi görsellemeye uygun olacak şekilde metal harici malzemelerden de üretilmiştir. Görselleme çalışmalarıyla farklı kütleli akılarda, farklı buhar kuruluk oranları ve hidrolik çaplarda incelemeler yapılarak akışın hangi akış tipinden hangisine geçtiği bölgesel bazda da incelenmiştir.

Tez konusu dahilinde yapılan deneysel çalışmalarda akış görselleme yönüne gidilememiş, basınç farkları okunarak minikanallarda belirli koşullarda ortaya çıkan basınç düşüşü değerleri çeşitli korelasyonlarla karşılaştırılmıştır. Seçilen korelasyonlar literatür araştırması sonucunda elde edilen bilgilerle dayanarak yapılmıştır. Seçilen korelasyonlar, araştırmacıların deneysel çalışmalarının ardından kendi şartlarını ve sonuçlarını göz önünde bulundurarak geliştirdikleri teorik çalışmalardır. Minikanal deneyleri sonucunda ortaya çıkan deneysel sonuçlar daha önceki çalışmalarla MS Excel

A. S. Dalkılıç, Ö. Ağra, İ. Teke, S. Wongwises (2010) yaptıkları çalışmada halka akış esnasında meydana gelen yoğunlaşmada yatay boruda R600a ve dikey boruda R134a soğutucu akışkanlarının kullanımı durumunda sürtünme kaynaklı basınç düşüşünü araştırmışlardır [2].

Basınç düşüşü konusunda çok çeşitli çalışmalar bulunmaktadır ve kanal geometrisi, akış tipi, kütle akısı, kuruluk oranı ve daha bir çok parametre incelemelerde etkili olmaktadır. Aynı şekilde küçük çaplı kanallarda farklı korelasyonlar arasında büyük farklılıklar korelasyonların çıkartıldığı deney koşullarından kaynaklanmaktadır.



Deneysel sonuçlar sonrasında elde edilen veriler ve önceki çalışmalarda elde edilen çalışmalar sonucunda çıkan korelasyonlar ile karşılaştırma yapılmıştır. Bunlardan ilki

Lockhart-Martinelli tarafından yatay ve dikey borularda, adyabatik akışta hava-benzen, kerosen ve su akışında D=1.5-26 mm çaplı borularda yapılan çalışmalar sonucu çıkan 2 numaralı korelasyondur, çizelge'de gösterilmektedir.

Chisholm, Lockhart-Martinelli korelasyonuna uyarlama yaparak yatay ve dikey borularla buhar akışını incelediği deneylerde kütle aksı hakkında bir bilgi verilmemiş ve 3 numaralı korelasyonu türetmiştir.

Çizelge 1. 3 Korelasyon 2 ve 3

2 $X = \left[\frac{(dP/dz)_l}{(dP/dz)_g} \right]^{1/2}$ $\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$ $(\frac{dP}{dz})_l = \frac{f_l G^2 (1-x)^2}{2d\rho_l}$ $(\frac{dP}{dz})_g = \frac{f_g G^2 x^2}{2d\rho_g}$ $Re_l = \frac{Gd(1-x)}{\mu_l}$ $f_l = \frac{64}{Re}$ (laminar) $f_l = \frac{0.316}{(Re_l^{0.25})}$ (turbulent) $Re_g = \frac{Gdx}{\mu_g}$ $f_g = \frac{0.184}{Re_g^{0.25}}$ (turbulent) $(\frac{\Delta P}{L})_F = \phi_l^2 (\frac{dP}{dz})_l$		
C	Liquid	Vapor
20	Turbulent	Turbulent
12	Laminar	Turbulent
10	Turbulent	Laminar
5	Laminar	Laminar
3 $Y = \sqrt{\frac{(dP/dz)_{go}}{(dP/dz)_{lo}}}$ $(\frac{dP}{dz})_{lo} = \frac{f_{lo} G^2}{2d\rho_l}$ $(\frac{dP}{dz})_{go} = \frac{f_{go} G^2}{2d\rho_g}$ $\phi_b^2 = 1 + (Y^2 - 1)[Bx^{(2-n)/2}(1-x)^{(2-n)/2} + x^{(2-n)}]$ $n = \begin{cases} Re_b \leq 2100 \\ Re_b > 2100 \end{cases}$ $f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \left\{ \left[2.457 \ln \left(\frac{1}{(\frac{7}{Re})^{0.9} + 0.27\epsilon/d} \right) \right]^{16} + \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \right\}^{-1.5} \right]^{1/12}$ $B = \begin{cases} 55/\sqrt{G} \\ 520/(Y\sqrt{G}) \\ 15000/(Y^2\sqrt{G}) \end{cases}$ for $\begin{cases} 0 < Y < 9.5 \\ 9.5 < Y < 28 \\ 28 < Y \end{cases}$ $(\frac{\Delta P}{L})_F = \phi_{lo}^2 (\frac{dP}{dz})_{lo}$		

Friedel, adyabatik akışta incelediği yatay ve dikey kanallarda yapılan deneyler sonucunda yüzey gerilmesinin önemini vurguladığı korelasyonunda hidrolik çapı 1 mm'den büyük kanallarda deneyler yapmıştır. 4 numaralı korelasyon olarak Çizelge 1.4'de yer almaktadır.

Chen, Bond ve Weber sayılarını modeline ekleyerek, yoğuşma sıcaklığı 5-15°C arasında, yatay boruda D=3.17-9 mm ve G=50-600 kg/m²s için R410a soğutucu akışkanıyla yaptığı deneyler sonucunda 5 numaralı korelasyonu türetmiştir.

Cavallini, R22, R134a, R32, R236ea, R407c, R410A soğutucu akışkanları kullanarak yaptığı deneylerde Friedel'in korelasyonunu kendi deneysel sonuçlarına göre

düzenleyip halka akışta yoğuşma için 6 numaralı korelasyonu türetmiştir. Yoğuşma sıcaklığı 30-50°C arasında, iç çapı 8mm olan yatay boruda $G=100-750 \text{ kg/m}^2\text{s}$ arasında tutulmuştur.

Garimella, R134a kullanarak farklı akış tipleri için deneylerini yoğuşma sıcaklığı 52°C'de, iç çapı 0.5-4.91 mm olan yatay borularda $G=150-750 \text{ kg/m}^2\text{s}$ arasında tamamlamıştır. Deneylere göre 7 numaralı korelasyon ortaya çıkmıştır.

Çizelge 1. 4 Korelasyon 4, 5, 6 ve 7

$$\begin{aligned}
 4 \quad & E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{lo}} \quad F = x^{0.78} (1-x)^{0.24} \quad H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right) \quad We = \frac{G^2 d}{\rho_l \sigma} \\
 & \rho_{TP} = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l}\right)^{-1} \quad Fr = \frac{G^2}{gd\rho_{TP}^2} \quad \phi_{lo}^2 = E + \frac{3.24FH}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_F = \phi_{lo}^2 \left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo} \\
 5 \quad & \Omega = \begin{cases} \frac{0.0333 Re_{lo}^{0.45}}{Re_g^{0.09} (1+0.4 \exp(-Bo))} & Bo < 2.5 \\ \frac{We^{0.2}}{(2.5+0.06Bo)} & Bo \geq 2.5 \end{cases} \quad We = \frac{G^2 d}{\sigma \rho_l} \quad Bo = g(\rho_l - \rho_g) \left(\frac{d/2}{\sigma}\right)^2 \frac{dP}{dz} = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{Friedel} \Omega \\
 6 \quad & E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{lo}} \quad F = x^{0.6978} \quad H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.3278} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{-1.181} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{3.477} \quad We = \frac{G^2 d}{\sigma \rho_{avg}} \\
 & \phi_{lo}^2 = E + \frac{1.262FH}{We^{0.1458}} \quad \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_F = \phi_{lo}^2 \left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo} \\
 7 \quad & \alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.74} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.65} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.13}\right]^{-1} \quad Re_l = \frac{Gd(1-x)}{\mu_l(1+\sqrt{\alpha})} \quad Re_g = \frac{Gdx}{\mu_g \sqrt{\alpha}} \quad f = \frac{64}{Re} \text{ (laminar)} \\
 & \psi = \frac{j_l \mu_l}{\sigma} \quad f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \text{ (turbulent)} \left(\frac{dP}{dz}\right)_l = \frac{f_l G^2 (1-x)^2}{2d\rho_l} \quad \left(\frac{dP}{dz}\right)_g = \frac{f_g G^2 x^2}{2d\rho_g} \\
 & X = \left[\frac{(dP/dz)_l}{(dP/dz)_g}\right]^{1/2} \quad j_l = \frac{G(1-x)}{\rho_l(1-\alpha)} \quad \frac{f_{int}}{f_l} = Ax^a Re_l^b \psi^c \quad Re_l < 2100 \quad A = 1.308 \times 10^{-3} \\
 & a = 0.4273 \quad b = 0.9295 \quad c = -0.1211 \quad \frac{\Delta P}{L} = \frac{1}{2} f_{int} \frac{G^2 x^2}{\rho_g \alpha^{2.5}} \frac{1}{d}
 \end{aligned}$$

Mishima ve Hibiki dikey boruda aşağı yönlü akışta hava-su ikiliyle yaptığı çalışmalarda 8 numaralı korelasyonu geliştirmiştir.

Wang R22, R134a ve R407c kullanarak yürüttüğü çalışmasını yoğuşma sıcaklığı 2.6-20°C'de, iç çapı 6.5 mm olan yatay borularda $G=50-700 \text{ kg/m}^2\text{s}$ arasında tamamlamıştır. $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değerini sınır olarak kabul edip bu değerden küçük veya büyük değerler için farklı yaklaşımlar yapmıştır. Sonuçta 9 numaralı korelasyon ortaya çıkmıştır.

Çizelge 1. 5 Korelasyon 8 ve 9

$$\begin{aligned}
 8 \quad & \phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad C = 21(1 - e^{-0.319d}) \quad \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_F = \phi_l^2 \left(\frac{dP}{dz}\right)_l \\
 & X \text{ should be calculated from Lockhart and Martinelli [3].} \\
 9 \quad & G > 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1} \quad C = 4.56610^{-6} X^{0.128} Re_{lo}^{0.938} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{-2.15} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{5.1} \quad Re_{lo} = \frac{Gd}{\mu_l} \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_F = \phi_l^2 \left(\frac{dP}{dz}\right)_l \\
 & G < 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1} \quad \phi_g^2 = 1 + 9.4X^{0.62} + 0.564X^{2.45} \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_F = \phi_g^2 \left(\frac{dP}{dz}\right)_g \quad \phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}
 \end{aligned}$$

Wilson R134a ve R410A kullanarak iç çapı 1.84-7.79 mm olan yatay mikrofinli borularda $G=75-400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ arasında deneyler yapmış ve 10 numaralı korelasyonu türetmiştir.

Souza, R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının içerisinde yağ çözünme durumundaki durumu araştırmıştır. İç çap 10.9 mm ve $G=200-600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ arasında deneyler sonucunda Froude sayısına bağlı 11 numaralı korelasyonu türetmiştir.

Tran, R134a, R12, R113 kullanarak yatay akışta dairesel ($D_i=2.4, 2.36, 2.92\text{mm}$) ve dikdörtgen ($4.06 \text{ mm} \times 1.7 \text{ mm}$) kanallarda $G=33-832 \text{ kg/m}^2\text{s}$ aralığında yapılan çalışmalarda Chisholm'un korelasyonunu sonuçlarına uyarlamış ve 12 numaralı korelasyon ortaya çıkmıştır.

Çizelge 1. 6 Korelasyon 10, 11 ve 12

$$\begin{aligned}
 10 \quad \phi_{lo}^2 &= 12.82 X_{tt}^{-1.47} (1-x)^{1.8} \quad X_{tt} = \left(\frac{(1-x)}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad \left(\frac{\Delta P}{L} \right)_F = \phi_{lo}^2 \left(\frac{dP}{dz} \right)_{lo} \\
 11 \quad \phi_l^2 &= 1.376 + C_1 X_{tt}^{-C_2} \quad Fr_l < 0.7 \quad \left\{ \begin{array}{l} C_1 = 4.172 + 5.48 Fr_l \\ C_2 = 1.773 - 0.169 Fr_l \end{array} \right. \quad Fr_l \geq 0.7 \quad C_1 = 7.242 \\
 C_2 &= 1.655 \quad Fr_l = \frac{G}{\rho_l \sqrt{gd}} \left(\frac{dP}{dz} \right)_l = \frac{f_l G^2 (1-x)^2}{2d \rho_l} \frac{1}{\sqrt{f_l}} = -2 \log \left(\frac{(\varepsilon/d)}{3.7} + \frac{2.51}{Re_l \sqrt{f_l}} \right) \\
 Re_l &= \frac{Gd(1-x)}{\mu_l} \quad \left(\frac{\Delta P}{L} \right)_F = \phi_l^2 \left(\frac{dP}{dz} \right)_l \\
 12 \quad \phi_l^2 &= 1 + (4.3Y^2 - 1) N_{conf} x^{0.875} + x^{1.75} N_{conf} = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{1/2} \left(\frac{\Delta P}{L} \right)_F = \phi_{lo}^2 \left(\frac{dP}{dz} \right)_{lo} \\
 &\quad (dP/dz)_{lo} \text{ should be calculated from Chisholm [4].}
 \end{aligned}$$

Lee ve Lee su hava ikilisiyle yoğunlaşma sıcaklığı 35°C ' de, $0.4 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$, $1.2 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ ve $4 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ olan dikdörtgen kesitli yatay borularda $G=75-400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ arasında çalışmalar yapmıştır. Sonuç olarak karşılaştırmalarda kullanılan 13 numaralı sonuncu korelasyon tabloda verilmiştir.

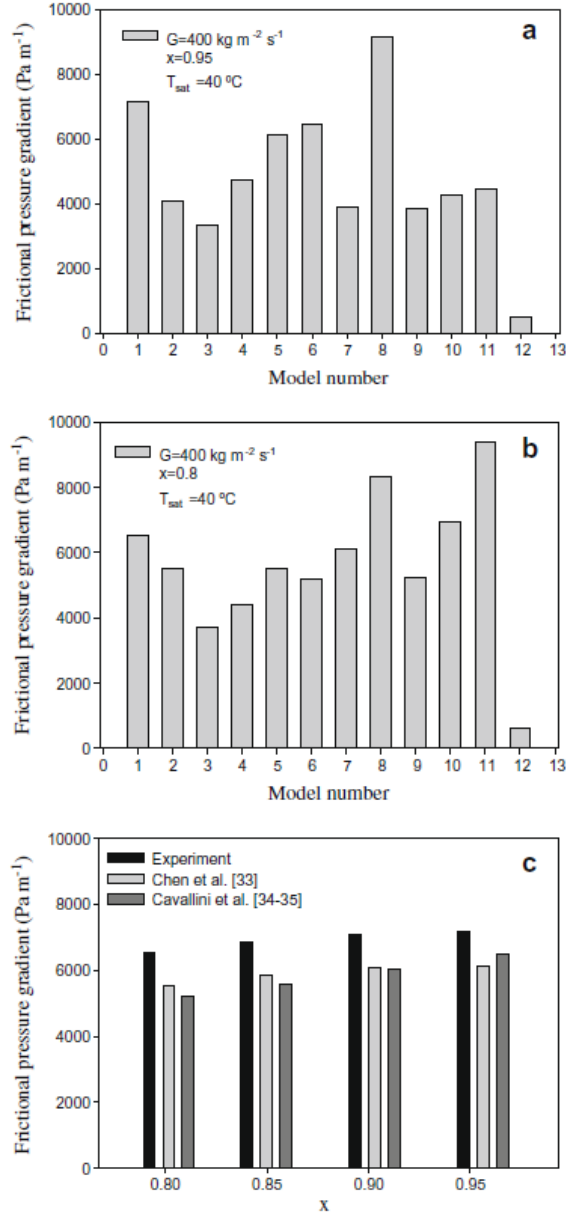
Çizelge 1. 7 Korelasyon 13

$$13 \quad \phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad C = A \lambda^q \psi^r Re_{lo}^s \quad \lambda = \frac{\mu_l^2}{\rho_l \sigma d} \quad \psi = \frac{\mu_l}{\sigma} \quad \left(\frac{\Delta P}{L} \right)_F = \phi_l^2 \left(\frac{dP}{dz} \right)_l$$

Liquid	Vapor	A	q	R
Laminar	Laminar	6.833×10^{-8}	-1.317	0.719
Laminar	Turbulent	6.185×10^{-2}	0	0
Turbulent	Laminar	3.627	0	0
Turbulent	Turbulent	0.408	0	0

Korelasyonlar sonucunda yer alan önemli ifadeler; kütle akısı, kuruluk değeri, yüzey tansiyonu, yoğunluk ve dinamik viskozite en temel parametreler bakımından

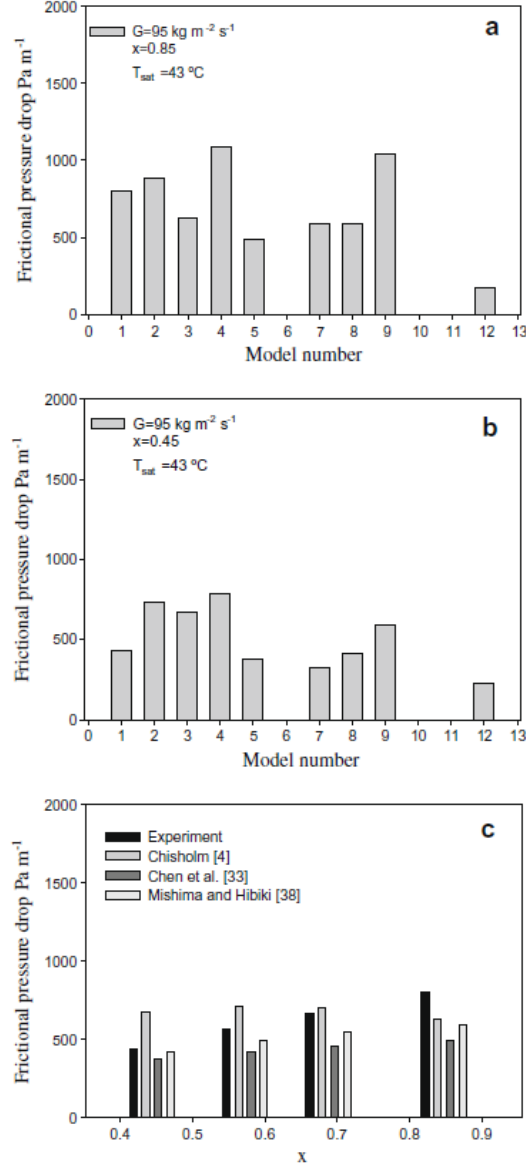
değerlendirilebilir. Grafikler incelendiğinde basınç düşüşünün azalan kütleli akı ile düştüğü görülmektedir. Aynı şekilde sabit yoğunlaşma sıcaklığında artan kuruluk oranı için basınç düşüşü değeri artmaktadır.



Şekil 1. 11 R134a kullanımında G=400 kg/m²s için yoğunlaşma sıcaklığı 40°C' de dikey boruda farklı modeller ve sürtünme basınç düşüşünün karşılaştırılması

R134a kullanılarak yapılan basınç düşüşü ölçüm verileri ile Cavallini ve Chen korelasyonları %20 hata bandında birbirine yakın sonuç vermiştir. Chen hesaplarında Bond sayısını kullanmış ve Bond sayısı yüksek kuruluk değerlerine önem kazanmıştır. Lockhart-Martinelli, Friedel, Wang, Wilson korelasyonları %30 hata bandında sonuç

verirken Garimella, Mishima, Souza ve Tran korelasyonlarında ise deneysel verilerden uzak sonuçlar alınmıştır. Bunun nedeni olarak farklı deneysel yaklaşımlar ve koşulları örnek gösterilebilir.



Şekil 1. 12 R600a kullanımında $G=95 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için yoğuşma sıcaklığı 43°C ' de dikey boruda farklı modeller ve sürtünme basınç düşüşünün karşılaştırılması

R600a için yapılan deneysel sonuçlar ve numaraları verilen korelasyonları karşılaştırılması sonucunda Chisholm, Chen, Mishima ve Hibiki %30 hata bandında kalmıştır. Mishima ve Hibiki küçük çaplı borular için Chisholm'un korelasyonunu kullanmış, yüzey gerilmesinin önemini vurgulamak için ise düşük debide ve küçük çaplı borular için Chen'in korelasyonundan yararlanmıştır.

Cavallini, Lee ve Lee, Wilson ve Souza korelasyonları uyumlu bulunmazken, Lockhart-Martinelli, Friedel, Garimella, Wang korelasyonları deneysel sonuçlarla düşük uyumluluk göstermiştir.

Çizelge 1. 8 R134a kullanımı sonucunda ortaya çıkan deneysel sonuçlar ve korelasyonlarla karşılaştırılması, yüzde sapma değerleri

R134a		Model/Correlation number and deviation (%)														
T_{sat} (°C)	P_{sat} (bar)	G (kg m ⁻² s ⁻¹)	x_{avg}	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
40	10	300	0.9	39.16	44.22	20.66	8.01	-12.59	33.41	-92.18	39.14	29.52	44.84	91.58	-	
40	10	300	0.8	41.77	43.48	24.38	13.29	0.53	34.65	-64.62	40.75	9.75	-21.21	91.24	-	
40	10	300	0.75	15.51	37.74	26.66	17.45	10.32	35.24	-48.64	30.40	-11.27	-48.65	90.00	-	
40	10	300	0.7	3.82	33.54	26.01	17.88	12.14	34.26	-28.64	21.32	-20.31	-50.08	89.08	-	
50	12	300	0.9	33.61	39.92	13.71	6.05	-12.86	25.56	-102.40	35.61	15.08	19.48	88.87	-	
50	12	300	0.8	24.75	28.72	3.00	-4.64	-18.96	14.04	-107.55	26.72	-21.16	-78.16	86.88	-	
50	12	300	0.75	-26.26	18.14	4.14	-0.79	-6.93	12.13	-68.99	5.31	-56.91	-97.61	84.83	-	
50	12	300	0.7	-44.75	8.44	-2.79	-7.23	-12.36	-57.79	-74.63	-8.00	-75.99	-124.35	82.97	-	
40	10	400	0.95	42.67	53.27	33.92	14.28	9.40	45.51	-28.29	46.42	39.99	37.71	92.91	-	
40	10	400	0.9	39.16	50.06	33.05	14.09	14.77	42.91	-112.63	43.42	17.78	-47.16	92.07	-	
40	10	400	0.85	25.02	46.64	32.84	14.86	18.25	41.71	-38.37	29.63	3.59	-31.55	91.20	-	
40	10	400	0.8	15.81	43.36	32.58	15.58	20.48	6.11	-27.31	20.01	-6.24	-43.74	90.37	-	
50	12	400	0.95	34.51	40.48	14.77	-4.49	-8.47	27.94	-105.63	32.60	15.97	-2.73	88.89	-	
50	12	400	0.9	28.64	43.45	22.27	5.55	7.24	32.23	-159.57	36.79	2.19	-85.81	89.30	-	
50	12	400	0.85	8.74	40.20	23.08	7.67	13.01	31.28	-51.55	20.12	-15.32	-56.16	88.50	-	
50	12	400	0.8	-3.07	36.42	23.12	8.85	16.28	-29.97	-43.25	9.22	-27.70	-77.67	87.58	-	

Çizelge 1. 9 R600a kullanımı sonucunda ortaya çıkan deneysel sonuçlar ve korelasyonlarla karşılaştırılması, yüzde sapma değerleri

R600a		Model/correlation number and deviation (%)														
T_{sat} (°C)	P_{sat} (bar)	G (kg m ⁻² s ⁻¹)	x_{avg}	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
30	4	85	0.9	-13.15	16.18	-63.44	33.68	-	-78.45	22.26	-61.24	-	-	77.73	-	
30	4	85	0.8	-24.72	5.04	-75.91	28.60	-	-86.69	16.88	-71.78	-	-	73.58	-	
30	4	85	0.75	-30.96	-4.61	-78.68	27.19	-	-80.64	16.34	-70.82	-	-	69.03	-	
30	4	85	0.7	-39	-15.11	-84.47	23.91	-	-83.02	13.17	-75.06	-	-	64.94	-	
30	4	75	0.9	-2.21	27.48	-57.20	38.78	-	30.27	29.32	-25.63	-	-	80.27	-	
30	4	75	0.8	-13.10	16.45	-64.77	35.12	-	29.58	25.64	-30.63	-	-	75.71	-	
30	4	75	0.75	-22.36	5.28	-71.92	31.78	-	30.01	22.70	-32.73	-	-	70.99	-	
30	4	75	0.6	-27.21	-6.80	-71.65	30.70	-	36.47	23.79	-23.39	-	-	65.04	-	
43	5.73	115	0.85	-32.15	1.33	-49.56	26.94	-	8.98	10.19	-59.07	-	-	73.99	-	
43	5.73	115	0.7	-76.56	-44.79	-81.53	9.71	-	-5.98	-11.27	-90.22	-	-	57.77	-	
43	5.73	115	0.65	-112.89	-87.01	-109.83	-5.89	-	-17.80	-29.28	-112.70	-	-	42.95	-	
43	5.73	115	0.55	-147.17	-129.39	-138.16	-21.67	-	-27.32	-45.93	-129.53	-	-	27.48	-	
43	5.73	95	0.85	-9.49	22.09	-34.80	39.13	-	27.19	26.80	-29.22	-	-	77.94	-	
43	5.73	95	0.7	-33.86	-5.39	-49.68	31.27	-	25.55	17.96	-36.66	-	-	66.93	-	
43	5.73	95	0.6	-49.13	-26.20	-60.73	24.89	-	25.51	12.26	-37.26	-	-	58.50	-	
43	5.73	95	0.45	-69.40	-54.37	-80.71	13.74	-	24.80	3.72	-36.88	-	-	46.82	-	

Xiande Fang (2011) çalışmasında iki fazlı basınç düşüşünü normal, mikro ve azalmış- yerçekimi etkisi başlıkları altında çalışmıştır. Literatürde iki fazlı basınç düşüşünü normal yer çekimi etkisinde inceleyen 23 adet çalışma olduğundan ve mikro-yerçekimi etkisinde incelenen 135 deneysel veri olduğundan bahsediyor. Normal-yerçekimi etkisi incelemelerinin mikro-yerçekimi inceleme karşılaştırma sonuçlarının ilk bakışta karşılaştırma bakımından mümkün olduğundan ancak daha yakın sonuçlar için mikro-yerçekimi etkisi incelemelerinin deneysel sonuçlara göre daha özel irdelenmesi gerektiği üstünde duruluyor [3].

Mikro-yerçekimi (veya μg) sıfır-yerçekimi etkisine yakın olduğu, normal-yerçekiminin ise dünyada görülen yerçekimi tabiriyle aynı olduğundan bahsedilmiş. İki fazlı basınç düşüşü göz önüne alındığında NASA gibi uzayda çalışmalar yapan kuruluşların ısı transport sistemlerinde mikro-yerçekimi etkisinin önemi söz konusudur. Uzay mekiği, uydu vb. yer çekiminin dünya yer çekimine göre çok azaldığı çalışma alanları için mikro ve azalan-yer çekimi etkisinde incelenen çalışmalar makale konusunu oluşturmuştur.

İki fazlı akış çarpanlarının değiştirildiği bir çok iki fazlı sürtünme kaynaklı basınç düşüşü korelasyonunda çalışmalar dahilinde Dalkılıç'ın 2010 yılı çalışmasında tablolar halinde gösterilen korelasyonlara ek olarak aşağıdaki korelasyonlar değerlendirmelere dahil edilmiştir;

Pamitrان, R22, R134a, R410A, R290 ve R744 soğutucu akışkanlarıyla 0.5 mm, 1.5 mm ve 3.0mm iç çaplı yatay borularda yaptığı deneyler sonucunda $G > 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için sonucu 1 numaralı korelasyon ile tabloda verilmiştir. Lee ve Mudavar, R134a kullanarak inceledikleri çalışmada $23 \mu\text{m} \times 713 \mu\text{m}$ ölçülerinde kullanılan mikrokanal için yüksek oranda tuttukları ısı akısıyla yaptıkları deney sonuçlarına göre 2 numaralı korelasyonu bulmuşlardır. Müller-Steinhagen ve Heck, yaptıkları çalışma sonucunda Chisholm tarafından ortaya konan iki fazlı basınç düşüşü çarpanı Y değerini kendi sonuçlarına uyarlayıp 3 numaralı korelasyonu bulmuşlardır.

Gronnerud, yaptığı çalışmalarda Froude sayısını kullanmış ve sonuçlarına göre 4 numaralı korelasyonu türetmiştir. Wilson, R134a ve R410A ile sürdürdüğü çalışmalarında $G = 75\text{-}4000 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $x = 0.1\text{-}0.8$ aralığında yaptığı sonuçlar sonunda 5 numaralı korelasyonu türetmiştir. Souza ve Pimenta ikilisi ise R12, R22, R134a, MP39 ve R32/125 kullanarak 6 numaralı korelasyonu farklı sonuçlar için oluşturmuşlardır.

Çizelge 1. 10 A.S.Dalkılıç (2010)'ın karşılaştırmalarda kullandığı korelasyonlara ek olarak
Xiande Fang (2011)'in kullandığı numaralandırılmış korelasyonlar.

1 Pamitran et al. (2010)	$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}, \quad C = 3 \times 10^{-3} We^{-0.433} Re_{tp}^{1.23}$
2 Lee–Mudawar (2005)	$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$ $C = \begin{cases} 2.16 Re_{LO}^{0.047} We_{LO}^{0.6} & \text{for laminar liquid/laminar vapor} \\ 1.45 Re_{LO}^{0.25} We_{LO}^{0.23} & \text{for laminar liquid/turbulent vapor} \end{cases}$
3 Muller-Steinhagen and Heck (1986)	$\phi_{LO}^2 = x^3 + (1-x)^{1/3} [1 + 2x(Y^2 - 1)]$
4 Gronnerud (1979)	$\phi_{LO} = 1 + (\Delta p / \Delta L)_{Fr} [(\rho_L / \rho_G)(\mu_G / \mu_L)^{0.25} - 1]$ $(\Delta p / \Delta L)_{Fr} = f_{Fr} [x + 4(x^{1.8} - x^{10} f_{Fr}^{0.5})]$ $f_{Fr} = \begin{cases} 1 & \text{for } Fr_L \geq 1 \\ Fr_L^{0.3} + 0.0055 [\ln(1 / Fr_{Lo})]^2 & \text{for } Fr_L < 1 \end{cases}$
5 Wilson et al. (2003)	$\phi_{LO}^2 = 12.82(1-x)^{1.8} \left[\left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.1} \right]^{-1.47}$
6 Souza–Pimenta (1995)	$\phi_{LO}^2 = 1 + (\Gamma^2 - 1)x^{1.75}(1 + 0.9524\Gamma X_H^{0.4126})$ $\Gamma = (\rho_L / \rho_G)^{0.5} (\mu_G / \mu_L)^{0.125}$ $X_H = [(1-x)/x]^{0.875} / \Gamma$

Yukarıda bahsedildiği gibi normal-yerçekimi altında yapılan ve geliştirilen korelasyonların ötesinde mikro-yerçekimi veya azalmış-yerçekimi altında gerçekleşen prosesler yürügesel ve parabolik uçuşlarda gerçekleşebilmektedir.

Heppner (1975) bu konu hakkındaki çalışmalarını NASA KC-135 uzay aracı için su-hava akışkan ikilisi kullanarak mikro-yerçekimi uzunluk-çap oranı 20 olan dikdörtgen kanalda yatay olarak incelemiştir. Sonuçlara göre normal-yerçekimi etkisindeki yatay akışa göre mikro-yerçekimi etkisindeki basınç düşüşü değeri daha yüksek çıkmıştır.

Chen (1991) çalışmasında R114 kullanarak normal ve mikro-yerçekimi etkisinde incelediği basınç düşüşü araştırmasında 15.8 mm çaplı boruda yatay akışta çalışmalarını NASA KC-135 uzay aracı için tekrar ele almıştır. Buhar kuruluk x değeri 0.05 değerinden 0.90 değerine çıkartılmış ve Heppner (1975)'in sonucundaki gibi aynı kütleli akı veya kuruluk oranı için normal-yerçekimi etkisine göre mikro-yerçekiminde daha yüksek basınç düşüşü meydana gelmiştir. Sonuçlar büyük belirsizlikler içerisinde kaldığı için çalışma çok önem arz etmemiştir.

Colin (1991 ve 1995) yaptığı çalışmalarında, hava-su ikilisiyle mikro-yerçekimi etkisi $<0.03g$ değeri için Caravelle uzay aracı için çalışmalar yapmıştır. 3m uzunluğunda yatay, 6mm, 10 mm, 19 mm ve 40 mm'lik borularda geniş Reynolds sayıları bandında çalışmalar yapmış ve görselleme işlemlerine de gidilmiştir. İncelemeler devam ederken akış rejimi olarak habbecikli, slug, yarı-halka akışı gibi tipler görülmüştür.

Miller (1993) çalışmasında halka akışta NASA KC-135 uzay aracı için R12 kullanarak yaptığı çalışmalarda 10.5 mm ve 4.6 mm çaplı borularda çalışmalarını yatay akışta sürdürmüştür. Lockhart-Martinelli parametreleriyle sonuçlarını kıyaslamış %22 ortalama hata bandında 10.5 mm için, %56 ortalama hata bandında 4.6 mm çaplı boru için sonuç almıştır.

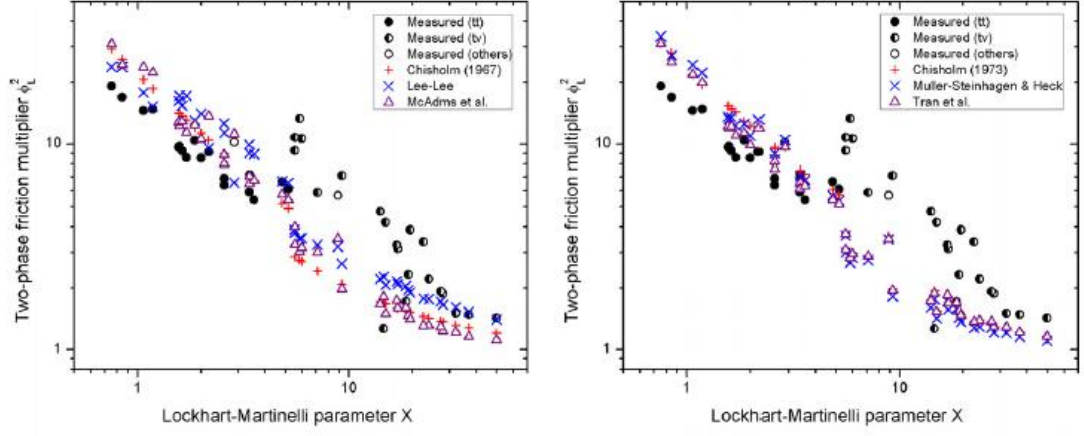
Bousman (1994) çalışmasında NASA uzay aracı için 12.7 mm ve 25.4 mm olan kanallarda deneyler gerçekleştirmiştir. Chisholm (1967) ile yakın sonuçlar elde etmiştir.

Zhao ve Rezkallah (1995) 9.525 mm çaplı boruda dikey akışta incelenen deneyleri sonucunda Chisholm (1967) ve Friedel korelasyonlarıyla karşılaştırma yapmıştır, homojen modelin halka akışta daha yakın sonuç verdiğini görmüştür.

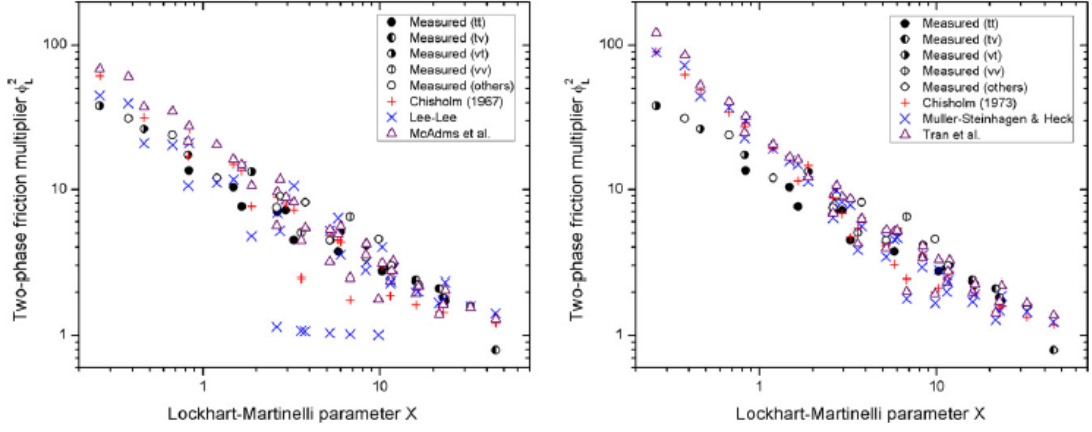
Zhao (2001 ve 2002) çalışmalarında $12 \times 12 \text{ mm}^2$ 'lik kare kesitli kanalda yaptığı deneyleri Rus IL-76MDK uzay aracı için mikro-yerçekimi etkisini görmek için gerçekleştirmiştir. Sonuçlarını homojen model, Chisholm (1967) ve Friedel korelasyonlarıyla karşılaştırmıştır. Friedel en iyi olmakla beraber diğer korelasyonlar çok uyumlu bulunmamıştır.

Ghoi (2002) çalışmasında mikro-yerçekimi ve hiper-yerçekimi (2g) etkileri altında MU-300 uzay aracı için incelemelerde bulunmuştur. 10 mm yatay boruda normal-yerçekimi için de deneyler yapmıştır, deneyler yüksek hızlı kameralar ile görsellenmiştir. Chisholm (1967) modelinin μg için $C=19$, 1g için $C=17$, 2g için $C=19$ değerini aldığını görmüştür. Yerçekimi etkisinin türbülansı çok etkilediği ancak laminar akışı fazlasıyla etkilediği sonucu ortaya çıkmıştır.

Hurtbert (2004) çalışmasında Ay ve Mars yer çekimi etkilerini yaratarak NASA KC-135 için R12 kullanarak 11.1 mm çaplı boruda incelemelerde bulunmuştur. Adyabatik yürütülen deneyler yatay akışta incelenmiş ve yerçekiminin azalmasıyla iki fazlı basınç düşüşünün arttığı sonucuna varmıştır.



Şekil 1. 13 Zhao (2001) deneysel verileriyle altı korelasyonun karşılaştırılması



Şekil 1. 14 Choi (2002) deneysel verileriyle altı korelasyonun karşılaştırılması

Lockhart-Martinelli X parametresi ile iki fazlı basınç düşüşü çarpanı arasındaki ters orantı dahilinde inceleme karşılaştırılmıştır. vv ile viskoz (laminer) sıvı ve viskoz gaz akış, tt ile türbülanslı sıvı ve türbülanslı gaz akış gösterilmiştir. Tüm deneysel çalışma adyabatik akışta 9.5 mm ve 2.7 mm için yapılmış, Mishima ve Hibiki, Pamitran ve Cavallini'nin küçük çaplı borularda aldıkları sonuçlarla türettikleri korelasyonlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılmasında her korelasyon yakın sonuç vermemiştir.

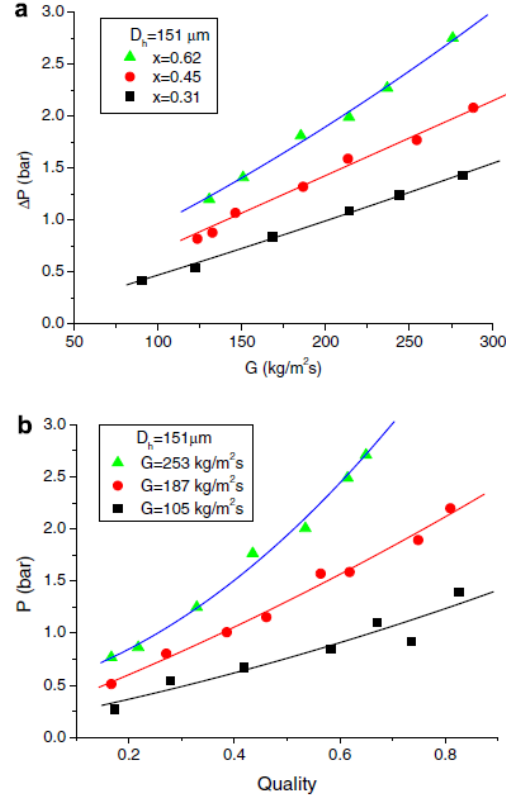
Sonuç olarak iki fazlı basınç düşüşüne ait türetilmiş normal-yer çekimine ait 23 korelasyon ile 135 deneysel veri karşılaştırılmıştır. Yerçekiminin azalmasıyla iki fazlı basınç düşüşünün arttığı sonucu ortaya çıkmıştır. Korelasyonlar dahilinde mikro-yerçekimi için ortaya çıkan sonuçların karşılaştırılması ilk adımda yapılabilecek bir şeydir ancak mikro-yerçekimi konusunda da yeni korelasyonların ortaya çıkması gerekmektedir. parabolik uçuş deneyleri sırasında yüksek oranda deney belirsizliği söz

konusudur ve ortaya çıkan basınç düşüşü değerlerinin birbirine yakınlığını etkileyerek sağlıklı yaklaşımlar yapılmasını engellemektedir. Nükleer çalışmalar sırasında mikro-yerçekimi yaklaşımıyla elde edilen sonuçların hata oranları daha düşük çıkmaktadır, aynı zamanda normal-yerçekimi etkisine göre hazırlanan korelasyonlar daha yakın sonuçlar vermektedir.

Xiaojun Quan (2009) su buharı akışında 4 pürüzsüz trapezoidal silikon mikrokanalda görselleme çalışmaları yapmıştır. Minikanallarda akış görselleme sayesinde tespit edilen akış rejiminin değişimi farklı koşullar için ele alınmıştır. Kanalların hidrodinamik çapları sırasıyla 109 μm , 142 μm , 151 μm ve 259 μm 'dir. Çalışma sonucunda hidrodinamik çapın, kütle akısının ve buhar kuruluk oranının iki fazlı sürtünme basınç kaybı açısından çok önemli bir etken olduğu tespit edilmiştir. Mikrokanallardan elde edilen verilerle homojen ve ayrık açık modelleri için var olan korelasyonlarla karşılaştırılmalar yapılmıştır. Martinelli-Chisholm korelasyonunun sabitinin değiştirilmiş bir hali, yüzey gerilmesi ve hidrolik çap etkileri Lockhart-Martinelli korelasyonu göz önüne alınarak incelenmiştir. Bunun sonucunda ise ± 15 hata bandında deneysel verilerle karşılaştırılan korelasyonun uyuştugu tespit edilmiştir [4].

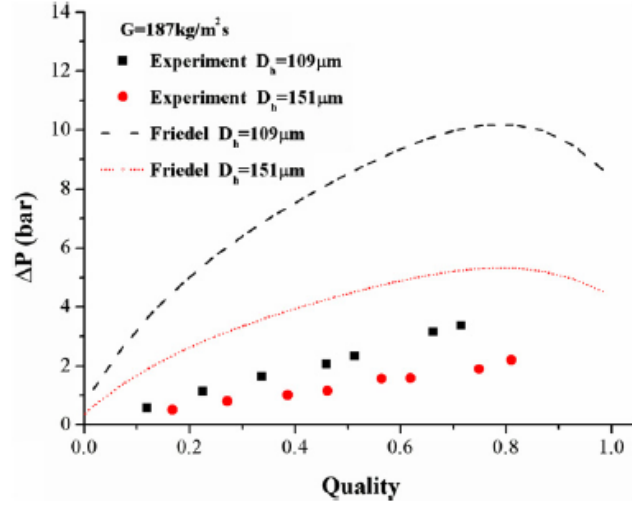
Daha önceki minikanal çalışmalarında da görüldüğü üzere küçük çaplı kanallarda basınç düşüşünün arttığı ve buna bağlı olarak enerji tüketiminin de arttığı bilinmektedir. Lockhart ve Martinelli tarafından ortaya çıkartılan ayrık akış modeli bir çok korelasyonda temel taş olarak yer almaktadır.

Kurulan deney düzeneği takibinde minikanallardaki yoğuşma oluşumu görsel olarak da incelenmiştir. Kullanılan dört farklı geometrik kesitteki kanalların uzunluğu eşit olup 60mm'dir. Birinci minikanalda 5, ikincide 5, üçüncüde 8, dördüncüde 3 adet port bulunmaktadır. Her bir dört minikanal için de port geometrik özellikleri birbirinden farklıdır. Basınç düşüşü kaybı toplamını sürtünme, ivmelenme, giriş ve çıkış basınç düşüşleri kayıpları toplamı ve statik basınç düşüşü olarak ifade etmişlerdir. Burada statik basınç düşüşü, bir başka deyişle yer çekimi etkisiyle meydana gelen basınç düşüşü, test sırasında minikanallarda yoğuşma yatay pozisyonda gerçekleştiği için sıfır olarak alınmıştır.

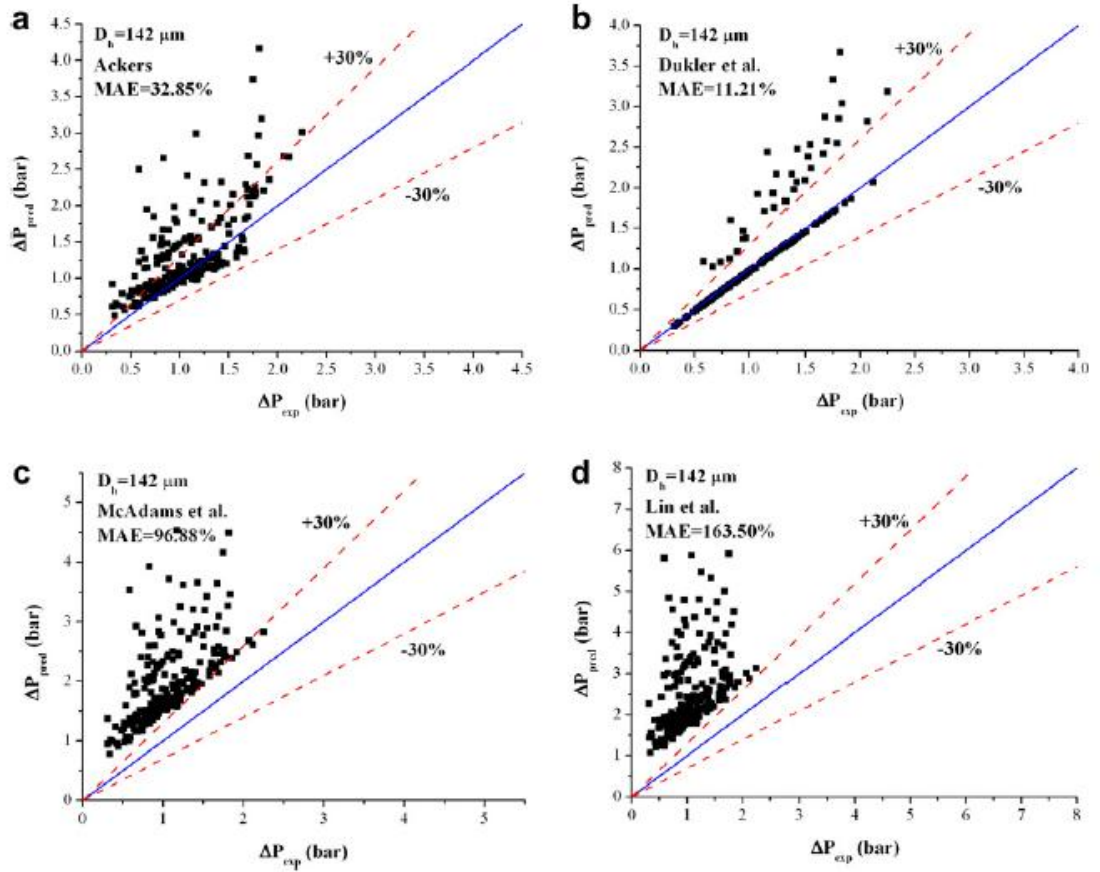


Şekil 1. 15 a- Sabit kuruluk oranı dahilinde değişken kütle akısında basınç düşüşü. b- Sabit Kütle akısında değişken kuruluk oranında basınç düşüşü etkisi. Her ikisi de N1 mikrokanalına aittir

Yükselen kütle akısı veya kuruluk oranı değeriyle beraber basınç düşüşünün iki fazlı ortalama hız büyüklüğünün artmasına bağlı olarak artmaktadır. Bunun nedeni güçlenen yüzey sürtünmesi etkisidir. Basınç düşüşü etkisi kütle akısıyla logaritmik arttığı teorik çalışma sonuçlarında üzerinde durulan bir konudur. Bunun oluşumunu yüksek kütle akılarının artan buhar kuruluk oranlarında daha net görmekteyiz.

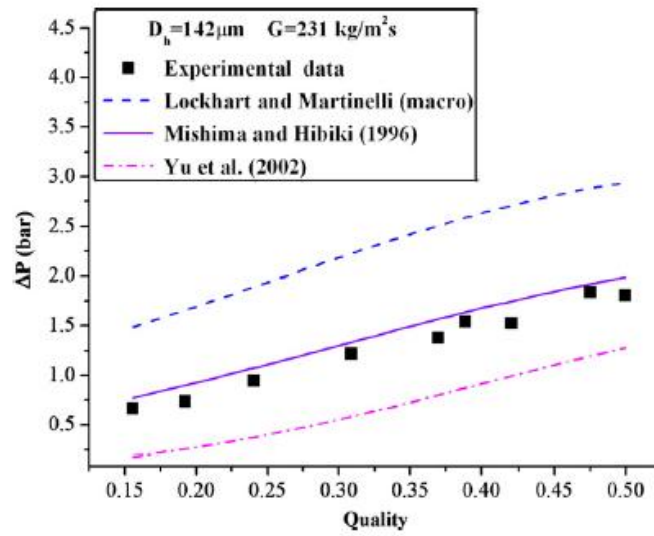


Şekil 1. 16 Mikrokanal çap farklılığı etkisinin N1 ve N3 numunelerindeki basınç düşüşü etkisi



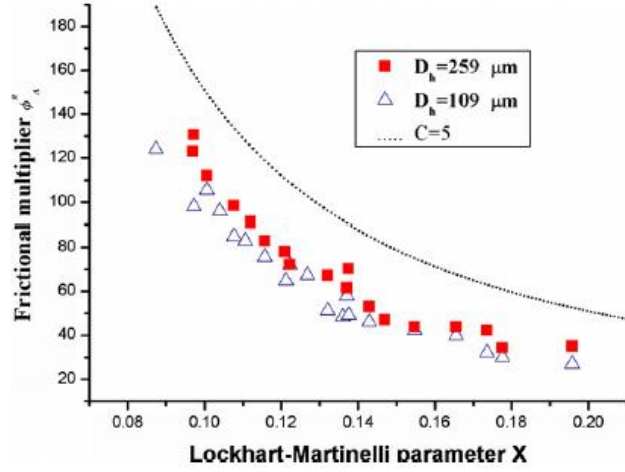
Şekil 1. 17 Deneysel veriler ile a-Ackers, b-Dukler, c-McAdams ve d-Lin homojen modellerinin karşılaştırılması

Homojen modellerle deneysel modelin karşılaştırılma sonucunda göre ilgili modellerin minikanallardaki basınç düşüşünü kütle akısını 50-200 kg/m²s arasında incelerken Acker ve Dukler korelasyonlarının 1.5-2.0 bar arasında $\pm 30\%$ 'luk hata bandında değer verdikleri, daha sonrasında ise yüksek değerlerde sonuç gösterdikleri görülmektedir. McAdams ve Lin'in korelasyonlarında ise 2.0 bar civarına kadar yapılan karşılaştırmalarda en yakını $+30\%$ hata bandına yakın sonuçlar alınmış, çoğunlukla hesapların deneysel verilerden daha yüksek hata oranlarında sonuçlar verdiği görülmüştür.



Şekil 1. 18 N2 numunesinde kütle akısı 231 kg/m²s değerindeki arttan kuruluk oranında basınç düşüşü deneysel verileri ile korelasyon karşılaştırmaları

Beklendiği üzere artan kuruluk oranıyla basınç düşüşü etkisi artmaktadır, N1 ve N3 deney sonuçlarına göre 0.8 kuruluk oranı değerinde pik yaptıktan sonra basınç düşüşü etkisi kuruluk oranı 1'e giderken düşmeye başlar. N2 numunesi için 0.5 değerine kadar gidilen kuruluk oranında ise basınç düşüşünün lineere yakın bir değişimde hep artışta olduğu hem deneysel hem de teorik çalışma sonuçlarında görülmüştür.

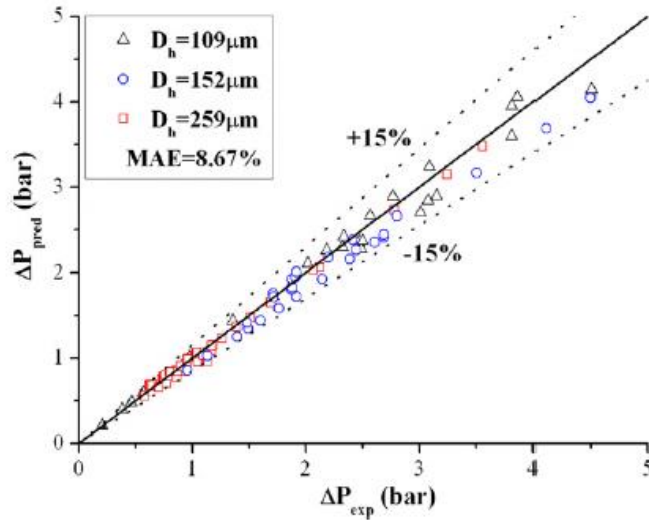


Şekil 1. 19 Lockhart-Martinelli parametresinin azalması ile iki fazlı akış çarpanı değerinin logaritmik olarak arttığını görmekteyiz

N2 numunesi incelendiğinde, Lockhart-Martinelli sabiti olan $C=5$ alınarak karşılaştırma yapılmıştır. Her iki numune tipinde de birbirine yakın bir eğim gözlenmektedir. Deneysel çalışmalar sonucunda Lockhart-Martinelli C sabitine Bond, Reynolds ve Suratman sayılarına bağlı olarak;

$$C = 0.168 Bo^{0.265} Re_{Lo}^{0.337} Su^{-0.041} \quad (1.14)$$

Korelasyonu ortaya çıkmıştır.



Şekil 1. 20 N1, N2 ve N4 numuneleri için ortaya çıkartılan korelasyon yardımıyla deneysel verilerle $\pm 15\%$ bandında uyumluluk gösteren grafik

Cavallini (2009) yaptığı çalışmalarında otomotivde ve iklimlendirmede kullanılan minikanal hava soğutmalı kondenserlerinde minikanal hidrolik çapının ısı transfer yüzeyleri için optimize edilmesi gereken bir konu olduğunu vurgulamıştır. İlgili çalışmada yoğunlaşma veya adyabatik koşullarda çalışan sıvı-gaz iç akışlı minikanallarda farklı yüzey pürüzlülüğü değerleri için çalışmalar yapılmıştır. Tek fazlı akış ve adyabatik iki fazlı akış durumları için R134a kullanılarak tek portlu yatay minikanal kullanılarak Friedel korelasyonu değiştirilerek incelenmiştir. Akış rejiminin de etkisine göre halkasal, halkasal-sisli akış gibi akış tiplerinde yüzey gerilmesinin dominant olduğu gözlenmiştir [5].

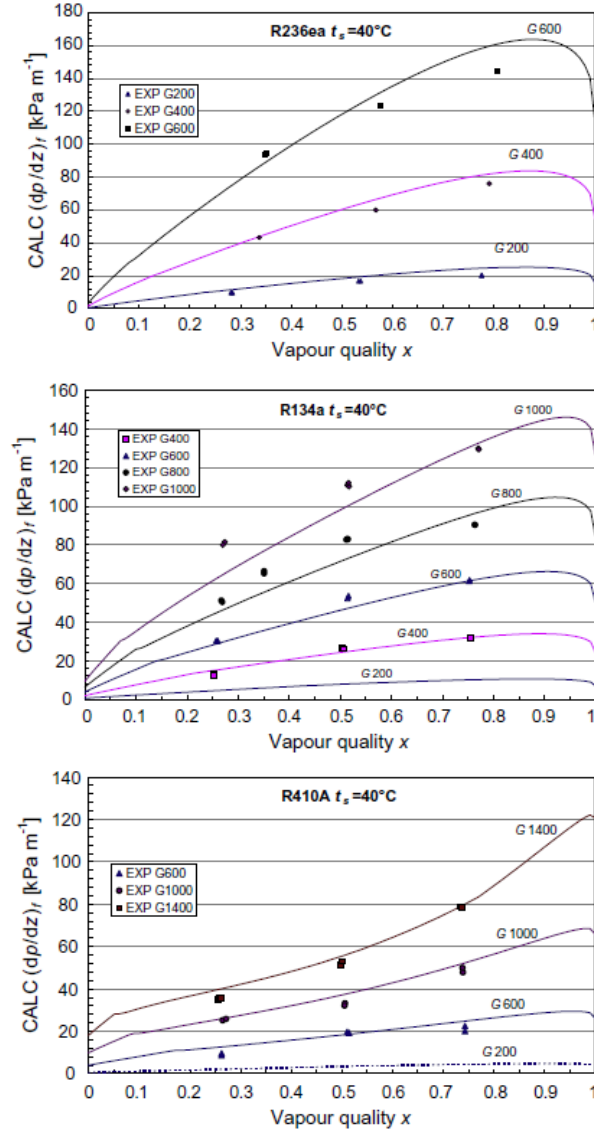
Coleman ve Garimella (1999,2000a,b) R134a yatay kanal yoğunlaşması sırasında akış rejimlerini belirlemiştir. $D_h=1-4.9$ mm arası için kütleli akı değeri (G) >150 $\text{kg/m}^2\text{s}$ için farklı akış rejimleri görüntülenmiştir. 1mm'den küçük çap değerleri için, dalgalı rejim yüksek kütle akılarında ve kuruluk değerlerinde gözlenmezken halkasal, sisli akış türleri görülmektedir. Wang (2002) R134 kullanarak 35°C yoğunlaşma sıcaklığında akış haritaları üzerine çalışmalar yapmıştır, $D_h=1.46$ mm ve $G=75-350$ $\text{kg/m}^2\text{s}$ aralığında çok portlu minikanallarda çalışmalar yapmış akış tiplerini akış haritasında göstermiştir.

Geliştirilen korelasyonlarda makrokanallar için çap oranını göz ardı eden, yüzey gerilimini, sıvı Reynolds sayısını hesaplarda baskın tutan bir yaklaşım içinde kalınmıştır. Dikey makrokanallarla yapılan birçok hava-su örneğinde ise korelasyonun başarılı olduğu görülmüştür.

Çizelge 1. 11 Yatay minikanal içerisinde akış, iki fazlı sürtünme basınç düşüşü deneysel sonuçları (halkasal sisli akış)

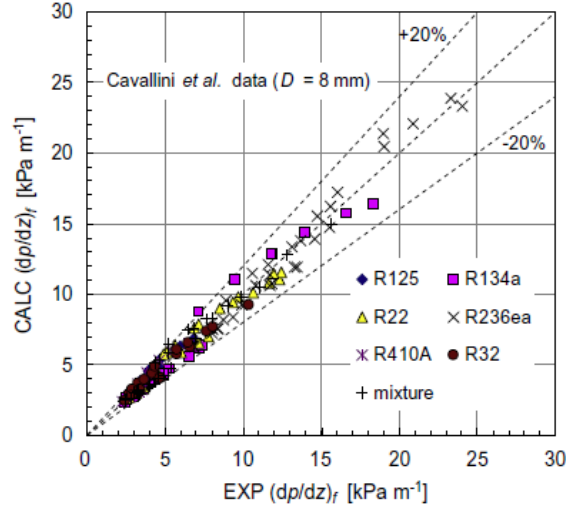
Author	Channel ^a	D_h [mm]	Fluid	t_s [$^\circ\text{C}$]	$G[\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}]$	N_p
Cavallini et al. (2004, 2005a)	M-S	1.4	R134a, R236ea, R410A	40	200–1400	66
Coleman (2000)	M-C, M-S	1.52, 0.76, 0.51, 0.76	R134a	55	150–750	171
Hirofumi and Webb (1995)	M-C, M-S	2.13, 1.45, 0.96, 1.33	R134a	65	200–620	18
Zhang (1998),	M-C	2.13	R134a	40, 65	200–600	17
Zhang and Webb (2001)	Si-C	3.25	R134a, R22, R404a	25–50	400–1000	54
Jeong et al. (2005)	M-S	2.0	R744	0,5,10	700	21

Çizelgeye göre, M: çoklu port sayılı, S: tekli kanal, R: dikdörtgen kesitli kanal, C: dairesel kesitli kanal, S: kare kesitli kanal anlamına gelmektedir. Np ile deney veri sayısı ifade edilmektedir.



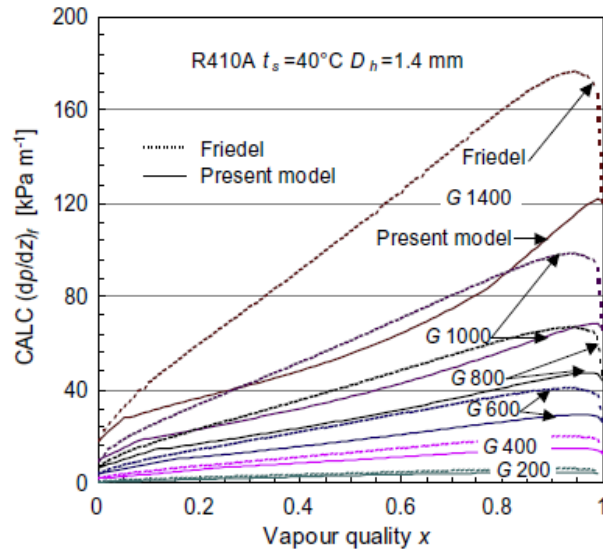
Şekil 1. 21 Cavallini (2005a) korelasyonlarıyla hesaplanan sonuçlar ile deneysel sonuçların farklı soğutucu akışkanlarla karşılaştırılması

Cavallini (2001) çalışmalarında farklı soğutucu akışkanlarla yaptığı yoğuşma deneylerinde iç çapı 8mm olan, $2.5 < J_G < 10$ değerinden küçük tutularak yaptığı 158 deneyde, kütle akısı $100-750 \text{ kg/m}^2\text{s}$ arasında iken, $\sigma_N=9.0\%$ olarak bulunmuştur. Sonuçlara bakarsak artan buhar kuruluk oranı dahilinde 0.8-0.9 civarında bir oranda hesaplanan ve deneysel basınç düşüşü değerlerinin zirve yaptıktan sonradan oran 1'e yükselirken aniden düşüşe geçtiği görülmekte.

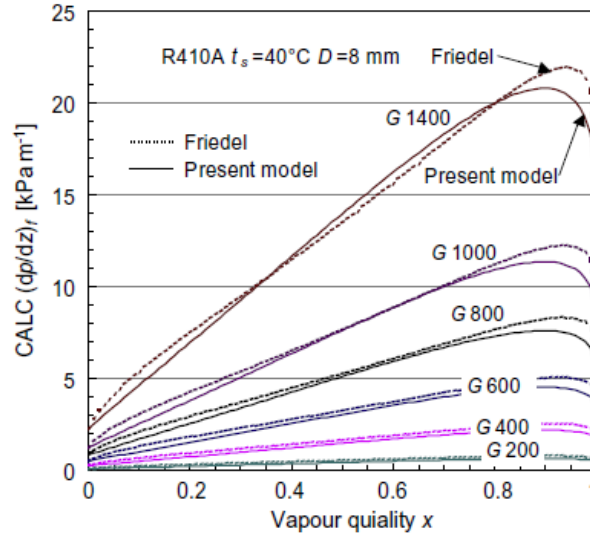


Şekil 1. 22 Cavallini (2001) korelasyonu ile dairesel 8 mm'lik makrokanal boyu içerisinde akışta gerçekleşen deneysel sonuçlar ile karşılaştırma

İç çapı 8 mm olan kanalda farklı soğutucu akışkanlarla yapılan deneylerin ardından Cavallini (2001) korelasyonuna bakıldığında $\pm 20\%$ hata bandında kalan sonuçlar elde edilmiş ve karşılaştırmanın kabul edilebilir yakınlıkta olduğu belirtilmiştir.



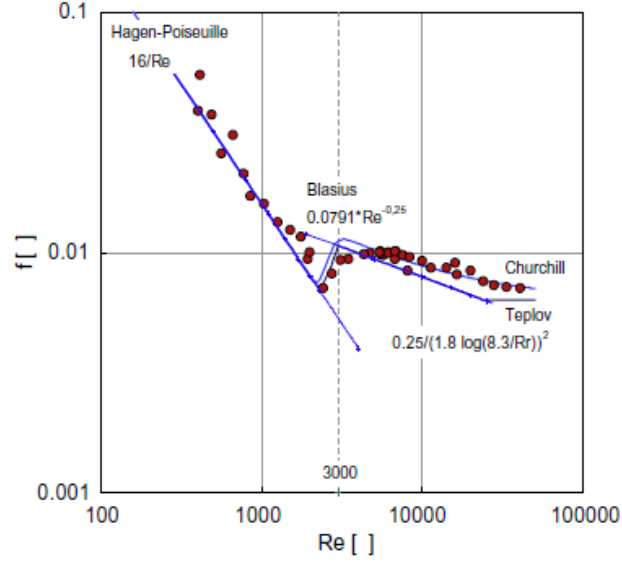
Şekil 1. 23 Cavallini (2005a) ile Friedel (1979, 1980) modelinin R410A için minikanalda basınç düşüşü karşılaştırması. $D_h = 1.4$ mm



Şekil 1. 24 Cavallini (2005a) ile Friedel (1979, 1980) modelinin R410A için makrokanalda basınç düşüşü karşılaştırması. Dh=8 mm

Geliştirilen model yüzey gerilmesinin ihmal edilmediği durum için ele alındığı takdirde, Cavallini (2004, 2005a) kare kesitli çoklu-port ile yapılan çalışmalarının ardından düşük değerlerdeki yüzey gerilme değerleri ($Ra=0.08$ ve $Rz=0.43 \mu m$) kullanılmış ve bir nevi yüzey sürtünmesi ihmal edilmiştir. Taylor (2006) çalışmalarında yüzey sürtünmesinin basınç düşüşüne olan etkisinin sanıldığından daha yüksek olduğu üzerinde durmuştur. Minikanal iç yüzeyi, geometrik kesit yapısı, iki fazlı basınç düşüşü gradyanında etkin olmaktadır.

Deneysel çalışma neticesinde Hagen-Poiseuille, Blasius, Teplov ve Churchill korelasyonlarına uygun gelecek bir çalışma görülmüştür. Reynolds sayısına bağlı olarak değişen sürtünme faktörü düşük Reynolds değerline aşırı soğutma durumlarında rastlanmıştır. Yüksek Reynolds sayısı değerlerine ise aşırı kızgın buhar durumlarında rastlanmıştır. Bununla beraber diyabatik tek fazlı basınç düşüşü deneyleri ısıtma ve soğutma deneylerinin her ikisinde de gerçekleştirilmiştir. Basınç düşüşü gradyanlarında adyabatik ve diyabatik durumlarda çok belirgin bir farklılığa rastlanmamıştır.



Şekil 1. 25 Deneysel ve hesaplanan sürtünme faktörleri, 0.96 mm iç çaplı dairesel tekli minikanal için

Minikanal ve konvansiyonel kanal geometrileri için dahil edilen basınç düşüşü gradyanı uyumluluğu göz önüne alındığında Agareal ve Garimella (2006) iki fazlı basınç düşüşü için yüzey gerilmesini göz önüne alarak korelasyon geliştirmişlerdir. Farklı kanal geometrileri için farklı katsayılar bu korelasyonda yer almıştır.

Sonuç olarak bakarsak sürtünme kaynaklı basınç düşüşü yoğunlaşma ve adyabatik akış durumlarında minikanallarda incelenmiştir. $D_h=0.5-3.2$ mm aralığı için Adyabatik veya yoğunlaşma durumları için $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değerinden küçük değerlerde deneyler gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen model yüzey kayma gerilmesi büyük durumlarda kullanılsa da bazı bilim adamları $j_G > 2.5$ için modeli kullanmışlardır. Yüksek buhar hızları dahilinde ilgili korelasyon gaz kanal çekirdeğindeki gaz bölgesine bitişik sıvı sürüklenmesini bize göstermektedir. Bununla beraber minikanallarda sıvı sürüklenmesi konusunda daha fazla çalışma yapılması gerektiği vurgulanmaktadır.

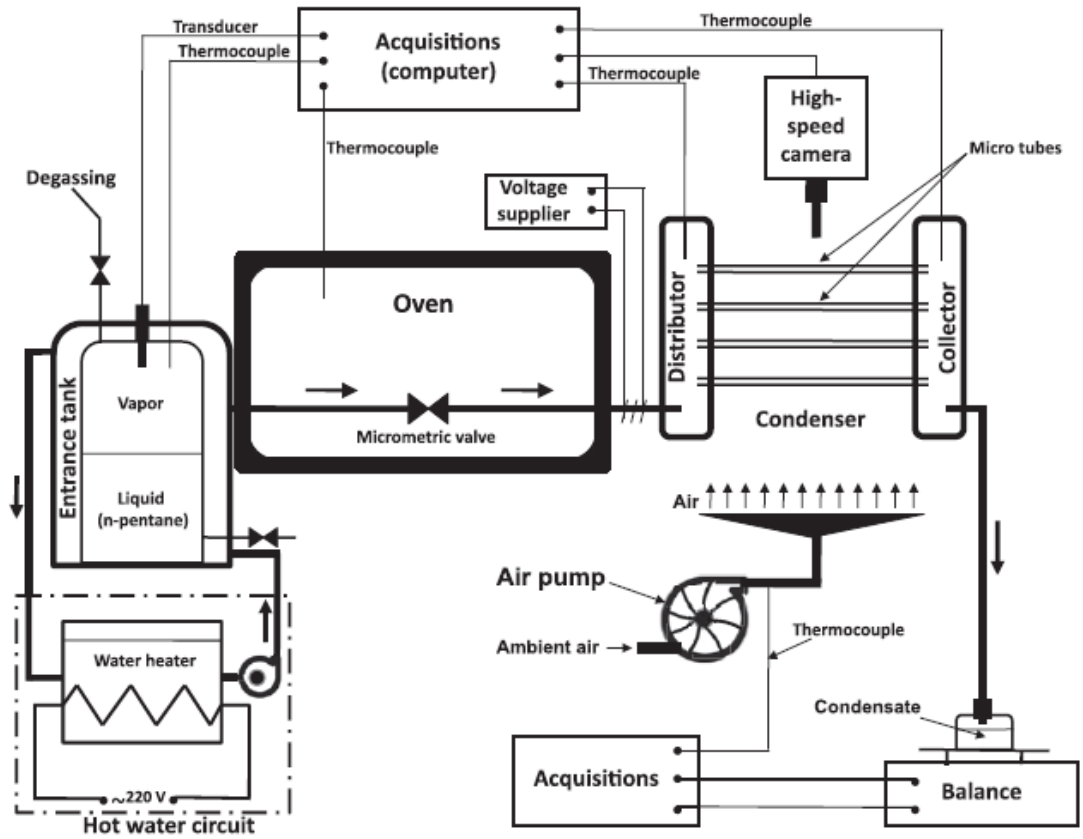
Sıvı-buhar akışlı durumlarda yüzey sürtünmesinin etkisi üzerine yapılan çalışmada R134a kullanılarak yatay akışlı tek kanallı minikanalda yapılan deneylerle 0.96 mm iç çaplı yüzey sürtünmesi ihmal edilmeyen durum için sonuçlar alınmıştır. Yüzey kalitesi etkisini göstermek bakımından bazı korelasyon değerleri değiştirilmiş ve sıvı sürtünme basınç gradyan bölümü deneysel sonuçlara daha yaklaştırılmıştır. Bunun sonucunda

sonuçlar ile Hagen-Poiseuille, Blasius, Teplov ve Churchill (1977) korelasyonlarına uygun, Reynolds sayısıyla değişen sürtünme faktörlerini bizlere gösteren model oluşturulmuştur.

Oluşturulan modelle deneysel çalışmalar iyi bir tutarlılık göstermiştir, bunu faklı yüzey sürtünme değerlerinde, faklı hidrolik çaplarda ve soğutucu akışkanlarda görebilmekteyiz. Kesikli akış durumunda minikanal i akışında yatay durumumdaki uyumluluğu belirli ölçekte makrokanallara da uygulayabiliriz.

G. El Achkar (2011) alışmasında, düşük kütle akısı durumunda yoğuşmayı çok portlu hava soğutmalı mikrokanaı kondenser kullanımı dahilinde incelemiştir. Faklı kütle akıları için akış rejimleri LIF (Lazer-Induced Fluorescence) yöntemiyle grsellenmiştir [6].

Yapılan çalışmalarda küçük çaplı kanallarda kapileri etki üzerine durulmuştur, bu şekilde oluşan bir akış sırasında faz dağılımı kapileri etkiden dolayı asimetrik olmaktadır. Çalışmada faklı kütlesel akı aralıklarında ve yoğuşma durumu uzunluklarında incelemeler yapılmıştır. Daha uzun yoğuşma alanlarında ve kütlesel akılarında halka akış ve bu akıştan izole kalan kabarcıklı akış alanı gözlenmiştir.



Şekil 1. 26 Deneysel çalışma test bölgesi ve çalışma şeması

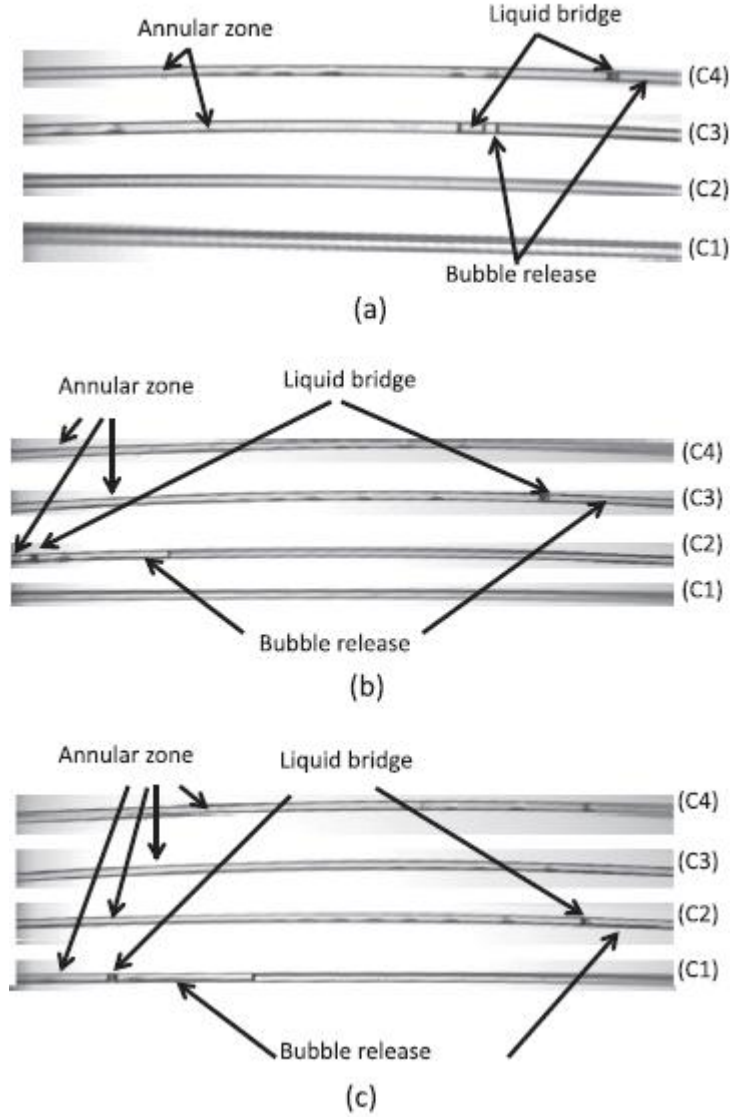
Basınç düşüşü etkisi sürekli veya ani etkileri tüm portlarda genellikle yakın değerlerde seyretmektedir. Akış rejimi etkisi ilk olarak tek fazlı sıvı akışı incelenerek göz önüne alınmıştır. Yüksek çözünürlüklü kamera yardımıyla portlar arasında ilerleyen sıvı parçacıkların takibi sağlanmış, ortalama parçacık hızı hesabı yapılmıştır. Ortalama sapma değeri %2.5 civarında kalmıştır. Aynı zamanda sıvı fazlı akışın incelendiği bu modelde dört port için de da homojen akış gözlenmiştir.

LIF ölçüm yöntemi kullanımı dahilinde sınır koşulları takibinde sıvı faz akışı sırasında sıcaklık dağılımı profili ortaya çıkartılmıştır. Rhodamine B maddesi sıcaklığa duyarlı ve görselliği sağlayıcı madde olarak kullanılmıştır.

Yoğuşma durumu, halka akış, kesikli akış ve habbecikli bölge olarak üç bölgede incelenmiştir. Halkasal akış portlarda ortada oluşmaktadır ve yoğuşma başlangıcında port duvarlarında sıvı filminin oluşumuyla görülmeye başlamaktadır. Sıvı filmi oluşumu başladıktan sonra sıvı ve buharın bağıl hız farkı akışta değişimler meydana getirir, ısı transferi ve basınç düşüşü bundan etkilenir. Fazlar arasında oluşan hız farkı ile kapileri

etki de değişiklik gösterir, sıvı ve buhar sınır tabakasındaki değişim akış boyunca değişiklik gösterir ve sıvı dalgacık oluşumu diğer duvara ulaşmaya başladığında port duvarları arasında sıvı köprüleri adı verilen bir sıvı-sıvı birleşme durumu meydana gelir şeklinde bir sonuca varılmıştır. Sıvı köprücüğü oluşumu sırasında arada kalan buhar habbesi silindirik bir şekil alır, daha sonrasında hızla yoğunlaşma devam ederken silindirik habbecik git gide küçülür ve gözden kaybolur. Bundan sonra sıvı akış dominant bir hal alır.

Şekilde seçilen üç kütle akı değeri, 5.45, 9.94 ve 18.45 kg/m²s olarak incelemede yer almış, dört farklı port; C1, C2, C3, C4 olarak sıralanmış ve farklı kütle akıları yukarıda verildiği gibi incelenmiştir. G=5.45 kg/m²s değerine sürdürülen deneylerde C3 ve C4 portlarında halkasal, kesikli, izole habbecikli yapı gözlenmiştir. C1 ve C2'de ise sadece sıvı formu görülmüştür.

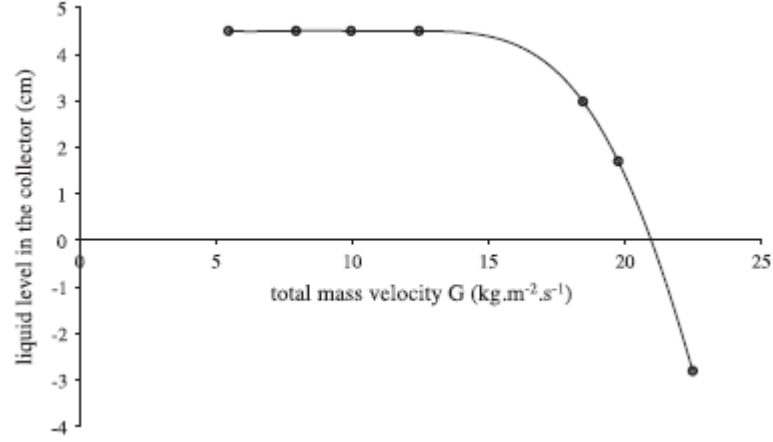


Şekil 1. 27 Dört farklı port için faz dağılımı, (a) $G=5.45 \text{ kg/m}^2\text{s}$, (b) $G=9.94 \text{ kg/m}^2\text{s}$, (c) $G=18.45 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütle akıları için

Kütle akısı $G=9.94 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değerine geldiği zaman C3 ve C4 de görülen sıvı köprü oluşumları artmaktadır. C2 portunda buhar oluşumu ortaya çıkmakta ve C1 halen sıvı olarak kalmaktadır. $G=18.45 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değerine geldiğinde ise C1 de buhar oluşumu başlarken diğer portlarda köprücük oluşumları artmaktadır.

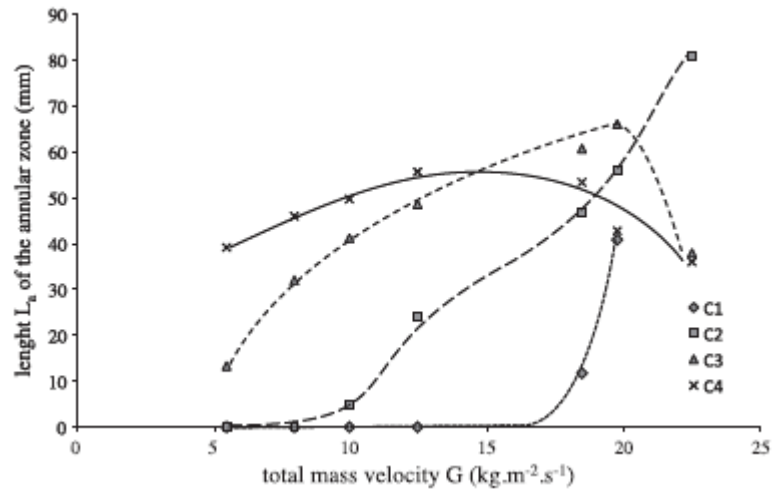
G değerinin küçük olması minikanala akışı ileten kolektör tarafında akışın portlara dağılmasında heterojenlik görülmüştür. Bunun sonucunda da portların sonunda oluşan basınç düşüşü değerleri farklılık göstermektedir. $G < 13 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değerlerinde yoğunlaşma dört portta da tamamlanmaktadır. Böylece kolektörün tamamı sıvı fazla dolar. Kolektörün çapı yaklaşık sekiz kat civarında minikanal çapından büyüktür ve basınç

düşüşü ihmal edilmektedir. $G > 15 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için, C3 ve C4 yoğunlaşmam durumları tamamlanmamıştır. Buhar akışı kütle akısı artarken manifold içerisinde değişken sıvı oranında azalış gösterir. Artan kütle akısı değerlerinde hidrostatik basınç etkisi azar azar etkisini kaybetmektedir.



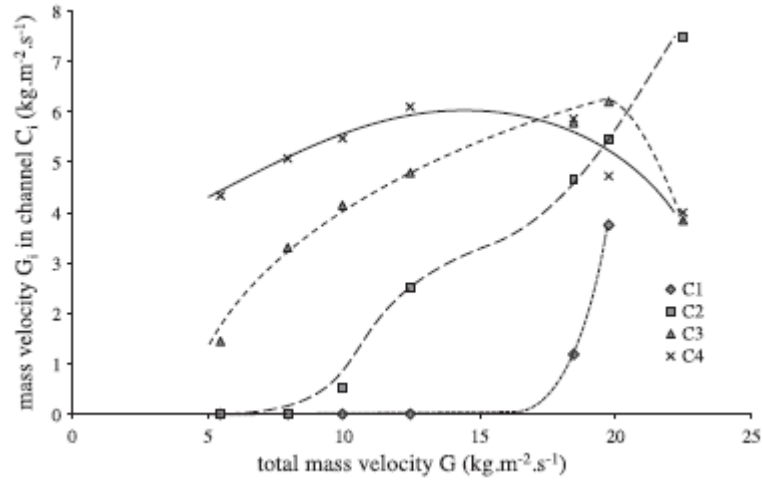
Şekil 1. 28 C1 için kolektör içerisindeki sıvı oranı ve kütle akısı ilişkisi

Halka akıştan habbecikli rejime geçişi daha iyi anlamak adına zaman ve sıvı köprüsü absisi oluşumunu grafiklerden inceleyebiliriz. Düşük kütle akılarında C1 ve C2 portlarında sıvı köprü absisi oluşumu sıfır olarak nitelendirilir ve bu köprü oluşumu ile akış rejimi geçişini belirginleştiririz. Kütle akısı yaklaşık $15 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için kolektör sıvı seviyesi yaklaşık 4.5 cm uzunluğunda kalmakta, daha sonrasında ise artan kütle akısı ile ani bir su seviyesi gerilemesine, rejim değişikliğine ulaşılmaktadır.



Şekil 1. 29 Halkasal akış bölgesi, kütle akısına göre her port için incelenmiştir

Kütle akısına bağlı olarak halkasal akış uzunluğunun mm cinsinden ifadesi her kanal için ayrı olarak şekilde gösterilmektedir. En düşük kütle akısı değeri olan $5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ değerinde iken C4 ve C3 portlarında halka akış görülmektedir. Halka akış rejimi artan kütle akılarında en son C1 portunda görülürken diğer portlarda çoğunlukla bir değere kadar artan halka akış uzunluğu, kütle akısı arttıkça zirve yapıp sonradan düşme eğilimindedir.



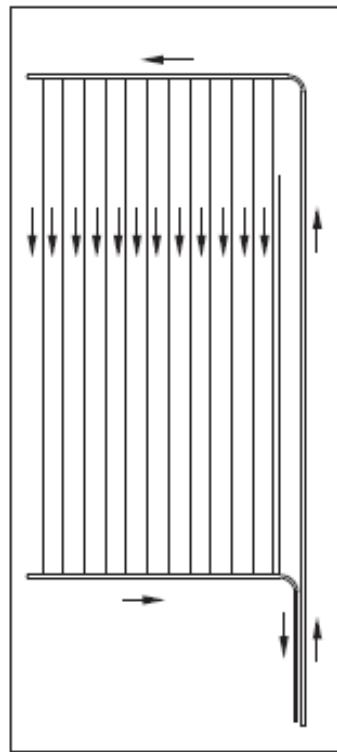
Şekil 1. 30 Her bir port kütle akı değerinin toplam kütsel akı ile ayrı ayrı incelenme durumu

Yapılan deneyler sonucunda buhar kalitesinin akış boyunca halkasal akıştan habbecikli rejime geçiş bölgelerini farklı kütle akılarında tespit etmeye yararmıştır. Üç farklı bölge tek ve iki fazlı akışlar için kuruluk oranının değişimiyle ortaya çıktığı görülmüştür. En düşük kütle akısı değerinde (yoğuşma tüm portlarda meydana gelmiştir.) kolektör tarafında hidrostatik basınç etkin bir şekilde yer almıştır. Kütle akısı düşük olduğunda basınç düşüşünün azaldığı görülmüş ve halkasal akıştan sonra azalan kuruluk oranıyla beraber oluşan sıvı absis köprücüklerinin artan kütsel akı değerleriyle lineer bir bağlantı içinde değiştiği gözlemlenmiştir.

Zhang Huiyong (2010) çalışmasında ev tipi buzdolaplarında minikanal kondenser kullanımı durumunda teorik olarak performans değişikliği üzerine bir inceleme yapılmıştır. Boru geometrisi ve boyutları açısından bir yaklaşım sunan bu çalışma dahilinde boru uzunluğunun kullanılan kanal sayısı ve hidrodinamik çap değişikliği

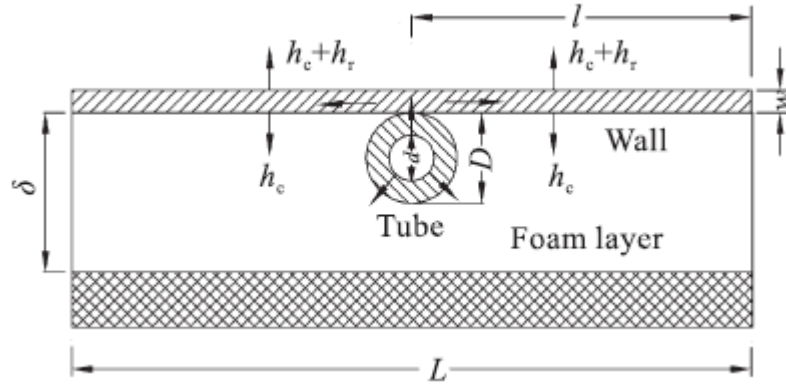
dahilinde değiştiği görülmüştür. Mevcut kondenser bazında bakarsak kütlesel olarak malzeme kütle ağırlığında %48 oranında azalma görülmüştür [7].

Daha  nceki çalışmalarda buz dolabı yan sacına konvansiyonel kondenser serpantini kullanmanın, kondenserden çevreye ısı atması bakımından iyi olduğu tespit edilmiştir. Düşük hidrolik çaplı minikanal modelleriyle yapılan ve buzdolaplarında serpantin şeklinde kullanılan denemeler olmuştur. Port sayısının arttırılması basınç düşüşü etkisini azaltmaya yarayabilir. Yapılan deneylerde kompresör COP değerinin %5 değerinden fazla iyileştiği görülmüştür.



şekil 1. 31 Buzdolabında minikanal serpantin kondenser deneme şekli

TWTS, iki duvar ve iki boşluk duvar ve i  köpük yapısının arasında yer alıyor. TWOS, boşluk mesafesinin sıfır olduğu durum, duvar ile köpük bitişik durumda.



Şekil 1. 32 Buzdolabında minikanal kondenser kullanımı kesit şekli

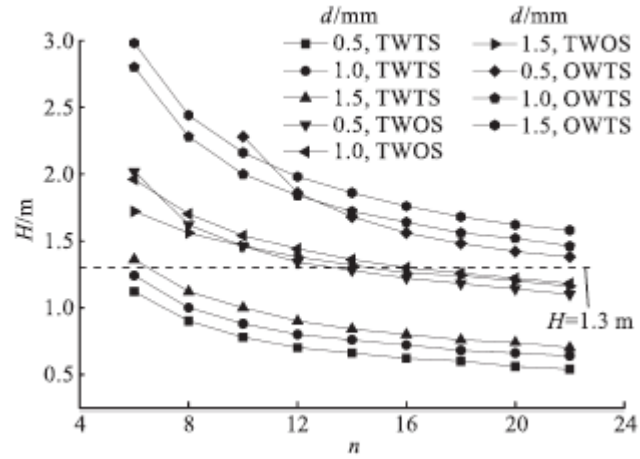
Geliştirilen software Matlab kullanılarak ısı transferi bakımından incelenmiştir. TWTS, TWOS ve OWTS incelendiğinde port sayısı, minikanal uzunluğu, parametreler değiştirilmiştir. Basınç düşüşü, toplam kütle akısı gibi değerlere bakılmış ve optimum tasarım konusunda çalışılmıştır. İç çapı 2.98 mm, dış çapı 4 mm olan kanalda çizelgedeki sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 1. 12 Üst bölgedeki tasarıma göre elde edilen değerler

Design	p/kPa	T/K	Q/W	D_p/Pa
TWTS	761.10	327.52	15.21	-998.31
TWOS	761.30	327.53	9.49	-798.23
OWTS	760.37	327.48	15.92	-1728.84

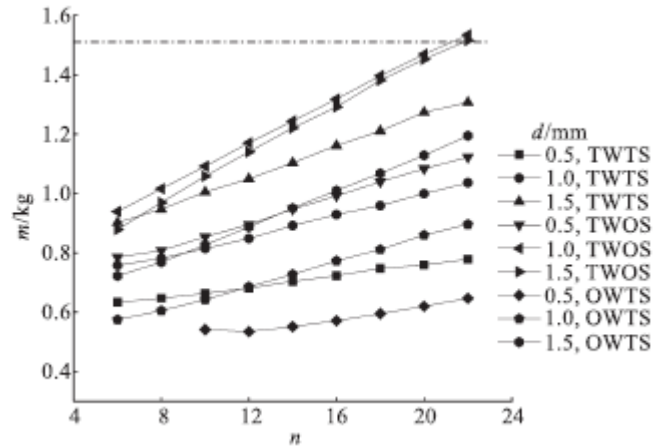
Çizelgeye bakarsak, basınç düşüşü, ısı transfer durumu, ortalama dış duvar sıcaklığı gibi değerler TWTS durumu için incelenmiştir. Duvar sıcaklığı değeri yoğuşma ısı transferi katsayısına bağlı değişmektedir. Düşen buhar kalitesi sırasında ısı transfer katsayısı da düşmektedir. Yoğuşmanın devam ettiği durumda kondenserden çevreye verilen ısı devam etmekte ve toplam basınç düşüşü değeri lineere yakın devam ettiği görülmüştür.

Alt bölge incelendiğinde kanal uzunluğu, kütle akı değeri farklı sayıda kanal kullanımı durumunda farklı basınç düşüşü değerleri gözlemlenmiştir.



Şekil 1. 33 Farklı çap ve kanal sayısı değerlerinde gerekli kanal boyu gösterimi

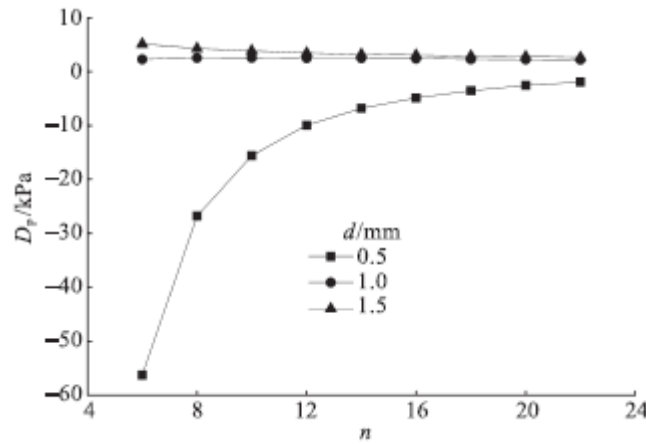
Şekil 1.33'e bakarsak, farklı çap ve kanal sayısına bağlı olarak verilen farklı kanal boyu hesapları yer almaktadır. Orijinal kondenslerle aynı olması bakımında kanal boyu ve sayısı kullanılan malzeme açısından incelenmektedir, dolayısıyla azalan kanal çapı kanal boyunun azaldığı şekilde görülmektedir. Azalan kanal çapı ile daha yüksek sıcaklıktaki duvar sıcaklığı ve daha yüksek ısı transferi katsayısı elde edilir. Bununla beraber azalan kanal çapı ile basınç düşüşü değeri artmakta ve duvar sıcaklığını azaltıcı etki sergilemektedir. TWTS tasarımı ile en yüksek ısı transferi alanı sağlanmaktadır ve kanal uzunluğu içinde optimum değer tespit edilmiştir.



Şekil 1. 34 Farklı çap ve kanal sayısı değerlerinde gerekli malzeme ağırlığı gösterimi

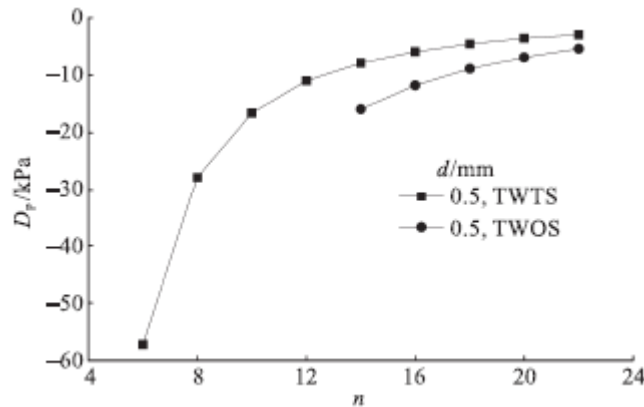
Yukarıdaki şekil incelendiğinde kanal sayısının ve kanal çapının azalması ile toplam kütle miktarında azalma görülmektedir. TWTS tipinin en iyi malzeme tasarrufu sağladığı da görülmektedir.

Geometri ve toplam kondenser malzeme ağırlığından bağımsız olarak incelersek akış esnasında meydana gelen basınç düşüşü COP değerini arttırma bakımından önem arz etmektedir. Basınç düşüşünün azaltılması durumunda daha yüksek ortalama yoğuşma sıcaklığı değeri ve duvar tarafından daha yüksek ısı transferi olanağı vermektedir. Aşağıdaki şekilde farklı kanal sayılarında TWTS modeli için basınç düşüşü değeri yer almaktadır.



Şekil 1. 35 TWTS için farklı kanal sayılarında ve çaplarında basınç düşüşü gösterimi

Yukarıdaki şekilde 0.5 mm çap değeri karşılık gelen farklı sayılarda TWTS örneklerinde basınç düşüşü yaratıldığı gözlenmiştir. Basınç düşüşü değeri akış kesit alanının artması ile düşmektedir, bunun nedeni aynı zamanda kanallardaki hız değerinin düşmesiyle de açıklanabilir. Aşağı ve yukarı yönlü taraflarda toplam basınç düşüşü değeri pozitif ise çıkış tarafındaki basınç düşüşü değeri giriş değerine göre daha büyüktür denilebilir. Bu ise pratikte mümkün değildir. Bu bir yoğuşturucuda meydana gelirse soğutma çevrimi kanallar arasında tersine dönemeye başlar.



Şekil 1. 36 Tasarım limitlerindeki basınç düşüşü değerleri

TWOS için 14 kanal adetinden küçük değerlerde uzunluğun fazlasıyla arttığı ve gene basınç düşüşünün arttığı belirtilmiştir. TWTS tasarımında önemli olan 22 kanal sayısına bağlı en düşük basınç düşüşünün yanında en ağır kondenser olmuştur. Basınç düşüşünü önleme yolunda maliyet ve ağırlık gibi başka problemlerin çözüm yoluna bir set çektiği açıkça görülse de aşağıdaki tabloda diğer kondenser seçenekleri sunulmuştur.

Çizelge 1. 13 Farklı tasarımların karşılaştırılması durumu

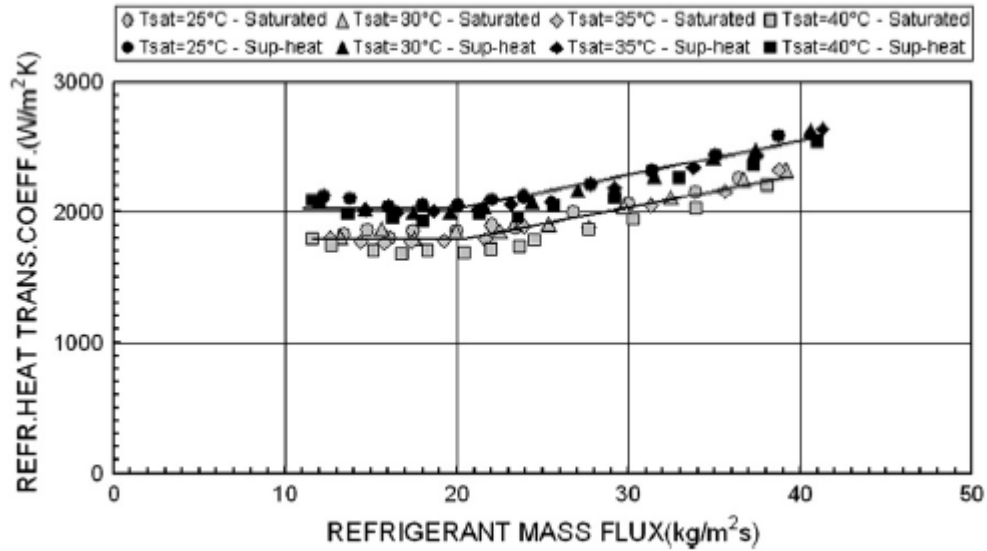
<i>n</i>	TWTS			TWOS		
	<i>H/m</i>	<i>D_p/Pa</i>	<i>m/kg</i>	<i>H/m</i>	<i>D_p/Pa</i>	<i>m/kg</i>
6	1.12	-57 254.00	0.63	N/A	N/A	N/A
8	0.90	-27 787.80	0.65	N/A	N/A	N/A
10	0.78	-16 584.30	0.66	N/A	N/A	N/A
12	0.70	-10 932.20	0.68	N/A	N/A	N/A
14	0.66	-7843.26	0.70	1.28	-15 910.00	0.95
16	0.62	-5890.54	0.72	1.22	-11 725.10	1.00
18	0.60	-4529.26	0.75	1.18	-8839.90	1.04
20	0.56	-3546.27	0.76	1.14	-6872.01	1.08
22	0.54	-2933.24	0.78	1.10	-5353.73	1.12

Tabloya bakılırsa *n* ile kanal sayısı, *H/m* ile uzunluk/kütle oranı, *D_p* ile basınç düşüşü gösterilmiştir. *n* değeri arttığı taktirde *H/m* oranı düşmekte, yani toplam kütle değeri artmaktadır. Aynı şekilde *n* değeri arttığında basınç düşüşü azalmaktadır.

Sonuç olarak, mikrokana kanal kondenserin aynı ısıl kapasiteyi sağlaması istenirse kanal uzunluğu arttıkça kanal boyunun kısaldığı görülmüştür. OWTS tasarımının gerçekte kullanımının yer çekimi etkisi nedeniyle artan yer çekimi basınç düşüşü değerimin sürtünme basınç düşüşünü geçmesi ve kondenser çıkış basıncının giriş basıncından yüksek olmasına neden olabileceği yapılan hesaplamalarla ortaya konmuştur. Aynı şekilde TWTS tasarımı içinde az sayıdaki kanalda benzer problemin ortaya çıkabileceğinden bahsedilmiştir. Seçim sonunda ağırlık bakımından orijinal kondenserdan daha hafif olan TWTS tasarımı ve TWOS içinde %28 daha hafif olan modeller kendi sınıflarında en iyi olarak yorumlanmıştır. Bu çalışma sonucunda minikana kanal kondenselerin mevcut kondenserdan daha az malzeme harcanarak yapılabileceğini göstermiştir.

Giovanni A. Longo (2008) çalışmasında küçük iç çaplı bir plakalı ısı değıştiricide düşük kütle akısı durumunda HFC-134a yoğuşmasını incelemiştir. Kütle akısının 20 kg/m²s değerinden küçük olduğu değerlerde ısı transfer katsayısının kütle akısından bağımsız

olduğuna dikkat çekerken basınç düşüşünün birim hacimdeki kinetik enerji ile lineer, kütle akısıyla logaritmik bağımlı olduğu ortaya konmuştur [8].



Şekil 1. 37 Soğutucu akışkan kütle akısı ve ısı transfer katsayısı arasındaki bağıntı

Hesaplamalarda iki fazlı basınç düşüşü homojen modele göre yapılmış ve sonunda boşluk oranı için bir bağıntı hazırlanmıştır. Boşluk oranının deneysel çalışmaya göre düzenlenmesiyle deneysel veri ve korelasyon arasında %12.8 aralığında uyum sağlanmıştır. Kütle akısının 20 kg/m²s civarında takip edildiği deneylerde Reynolds sıvı değeri 250 civarında hesaplanmış ve kütle akısının iki katı dolaylarına çıkmasıyla ısı transferi katsayısının %30 arttığı tespit edilmiştir. Aşırı kızdırılmış buhar gönderilerek yoğuşma sırasındaki ısı transferi katsayısına bakıldığında aynı kütle akısına karşılık %8-10 arasında daha yüksek sonuç verdiği görülmüştür.

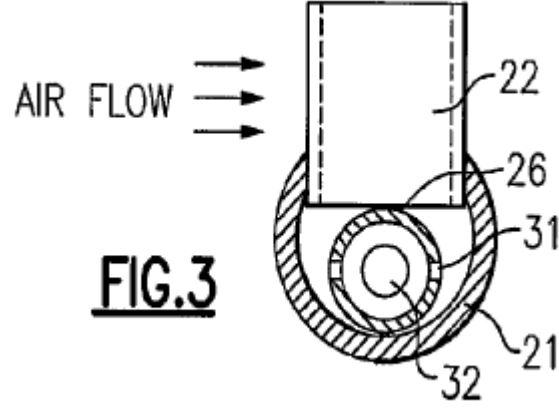
1.1.3 Patent Özeti

İncelenen patentlerin konusu, iki fazlı basınç düşüşünün minikanal ısı değıştiricilerinde azaltılmasını sağlayan, soğutucu akışkanın minikanal portlarına eşit dağılmasına yarayacak manifold tasarımlarıdır. Otomotiv ve soğutma sektörlerinde kullanılan minikanal ısı değıştiricilerindeki manifold arasında belirli mesafelerle birbiri üzerine dizili minikanallar kullanılmaktadır. Manifolda giren soğutucu akışkan çok sayıdaki üst üste dizili minikanal için her bir minikanal portlarına eşit oranda dağıtılmaya çalışılmaktadır. Her bir minikanala eşit oranda dağıtılacak soğutucu akışkan miktarı ile

ısı değiştiricisinin veriminin çoęu durumda artması beklenmektedir. Soęutucu akışkanın minikanallar ve portlar arasında "eřit dağılamaması" durumuna literatürde "maldistribution" denir. Maldistribution olayının hem ısı değiştiricisi kullanılabilirliğini olumsuz etkilediği hem de basınç dūřūřu değerlerinin tahminini minikanallar arasında yapılan kıyasta olumsuz etkilediği sōylenebilir. Deneyler iēin kullandığımız tek giriş çıkışlı minikanal modellerinde de konvansiyonel borulardan minikanal borularına geēiř iēin kullandığımız manifold veya akū adı verilen yardımcı aparatlar vardır. Bu aparatlarda da aynı soğutucu akışkanın minikanal portlarına ilk dağılımı sırasında eřit dağılamama probleminin önüne geēmek iēin ēeřitli yöntemler ve manifold tasarımları geliştirilebilir. Minikanalda meydana gelen basınç dūřūřu incelemesi özetlerinden sonra kabin dibiyle ilgili patent incelemesi patent özetinin sonunda yer almaktadır.

2010 yılında Carrier firmasına ait olarak yayımlanan US2010282454 (A1) numaralı patentte minikanal tipi borulu bir ısı değiştiricisinin manifold kısmına, manifold girişinden itibaren ēapı artacak şekilde manifold kesitiyle eş eksenli kaynakla bağlanmış bir parēa ile borulara dağıtılan soğutucu akışkanın homojenliğini sağlamak üzere bir tasarım yer alıyor [9].

Maldistribution, yani soğutucu akışkanın boru kanallarında eř dağıtılamama sorunu üzerine eğilen ēalıřma konusunda, minikanallar arasında manifold giriş ve çıkışında basınç dūřūřünün olumsuzluğu vurgulanıyor. İki fazlı dengelenememiş bir akış modelinde minikanallar iēerindeki akışın boru uzunluğuna, yer ēekimine ve iki fazlı akımın karışım oranlarına bağlı olarak homojen olup olmamasından bahsediliyor. Manifold girişi fazla hızlı olursa, girişten uzak kısımlardaki borulara oransal olarak daha fazla sıvı fazlı akışkan gitmekte ve girişe yakın kısımlardaki borulara da buhar fazı oransal olarak daha fazla gitmekte. Giriř hızı dūřük olduğu örneklerde ise sıvı fazı taşımaya elverişli momentum oluşamıyor ve giriş kısmında sıvı fazı, çıkış kısmında ise buhar fazı oransal olarak fazla şekilde giriyor.



Şekil 1. 40 FIG.3, FIG.2'de gösterilen kesit yapısı

2008 yılında Carrier firmasına ait olarak yayımlanan US7398819 (B2) numaralı patentinde minikanallı boruların manifold tarafının akım iyileştirmesi ile ilgili bir düzenleme görmektediriz. Manifolda giren soğutucu akışkanın, minikanallı borulara dengeli dağılmasını sağlayacak, ek bir aparat desteği çalışmanın esas konusunu oluşturuyor [10].

Homojen bir dağılım minikanallar içerisinde sağlanamadığında "flooding" denen istenmeyen ve kompresöre sıvı fazda akışkan kaçmasına neden olabilecek bir durum meydana gelebiliyor. Çalışmadaki çalışma ısı değiştiricinin ısı transferi konusunda verimini arttırırken flooding sorununa da bir çözüm bulma açısından uygulanabilir olarak karşımıza çıkıyor.

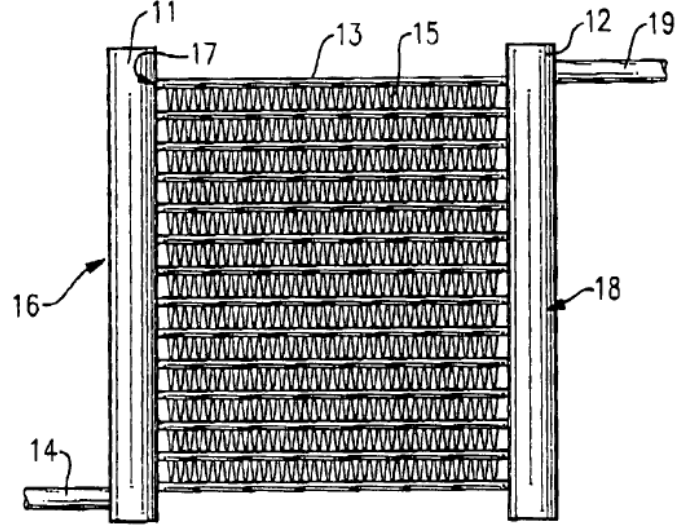
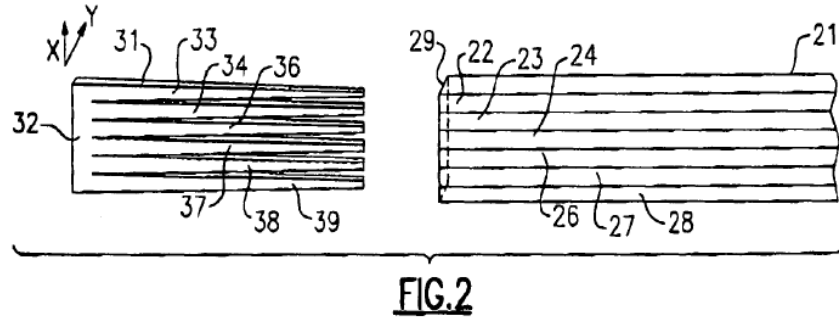


FIG.1
Prior Art

Şekil 1. 41 FIG.1, minikanal manifoldlu ısı değıştircisi

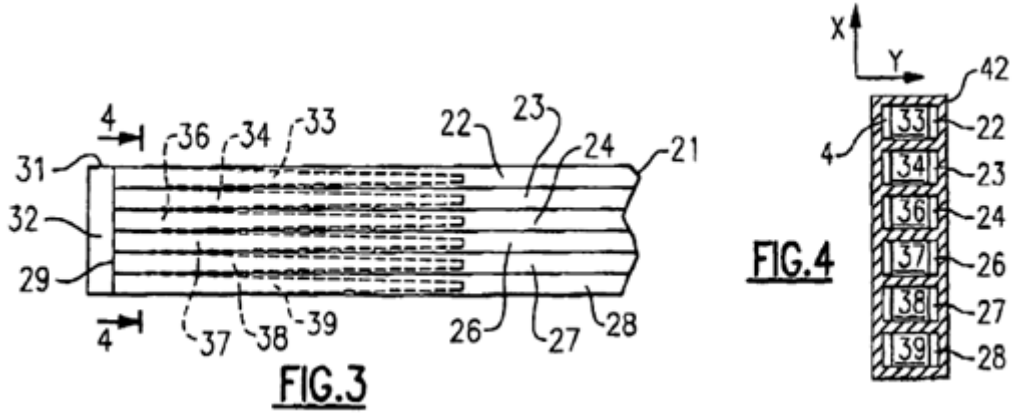
Flooding konusunda ve minikanallara soğutucu akışkanın yönlendirilmesi esnasında, minikanalların kesitlerinin üçgen, trapez vb. kesitlerle denenmesi sonucunda önemli iyileştirmelerin sağlanamadığı vurgulanıyor.



Şekil 1. 42 FIG.2, minikanal manifoldlu için tasarlanan aparat

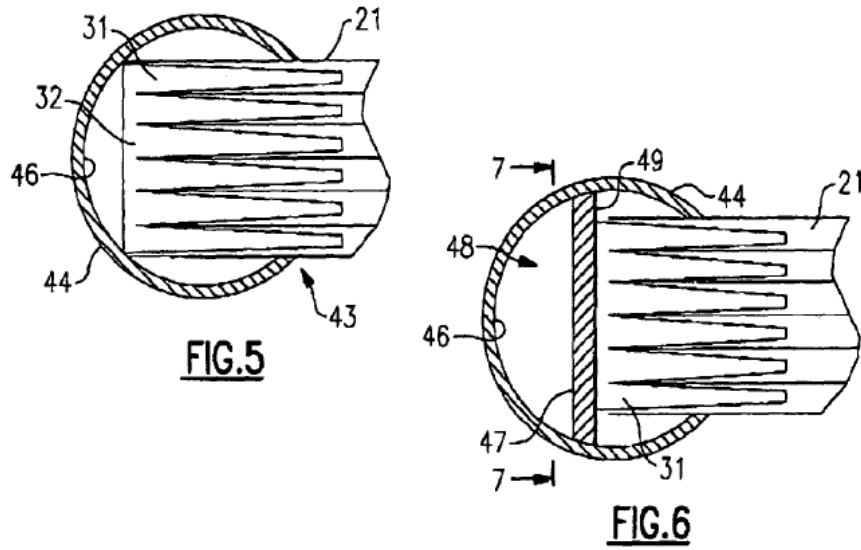
FIG.2 de tasarlanan aparatın sol tarafından giren akışkan sağa doğru ilerlerken daralan kanallar dolayısıyla akış sınırlandırılıyor. Bu sınırlandırma akış etkinliğinin artmasını sağlıyor. Aparat (32) minikanal (21) içine monte edildiğinde, aparatın (32) daralan kanalları (33-39) minikanal (21) içerisinde akarken (22-28) genişlemeye başlıyor. Kanal (32) içerisinde soğutucu akışkanın soldan sağa akarken sınırlandırılması, çıkış kesitlerinin daraldıktan sonra minikanal portlarında (21) dereceli olarak genişlemesine ve bu genişleme sonucunda homojen bir akış dağılımının yakalanmasına olanak

sağlıyor.



Şekil 1. 43 FIG.3-4, minikanal manifoldlu için tasarlanan aparat ve minikanala uygulanması

Anlatılan aparat uygulaması manifold içerisinde FIG.5 şekliyle karşımıza çıkarken, bu modele ek bir delikli levha uygulamasının katılarak tasarımın yenilenmiş şeklini FIG.6 da görmekteyiz.



Şekil 1. 44 FIG.5-6, minikanal manifoldlu için tasarlanan aparatlar

FIG.6 da kullanılan levha (47), manifold (48) tarafı akışkanın geçtiği kesit alanını büyümek amacıyla uygulanıyor. Uygulanan levha, manifold boyunca minikanallara akışın sağlanması ve minikanallar arasında dikdörtgen şeklinde kesilen pencereler ile manifoldu ayıran levhanın ön ve arka taraflarındaki basıncı eşitlemek için iyileştirmeye yönelik bir basamak olarak karşımıza çıkıyor.

2004 yılında Tecumseh firmasına ait olarak yayımlanan US6688138 (B2) numaralı patentte minikanal tipi ısı değiştiricinin manifoldu içerisinde uzanan boru yerleşimi tasarımı bu çalışmada anlatılıyor [11].

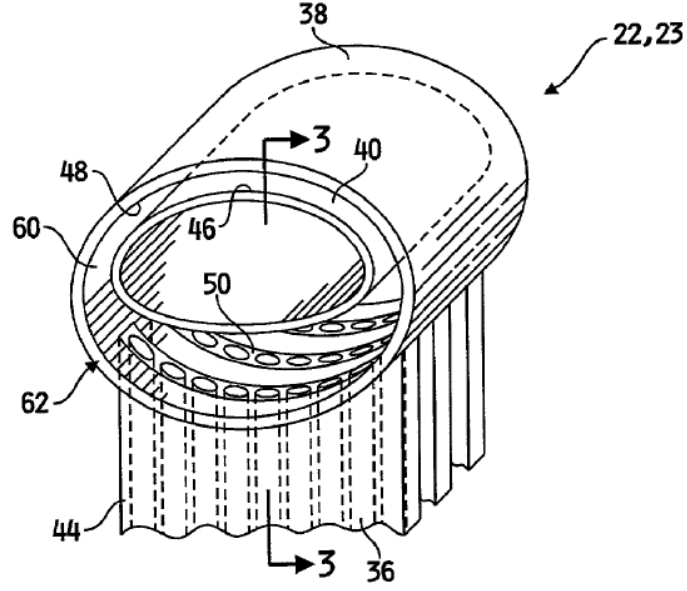


FIG. 2

şekil 1. 45: FIG.2, minikanal manifoldu içerisinde paralel uzanan akış düzenleme parçası
FIG.2 de manifold iç kısmında boruya paralel bir ek boru yerleştiriliyor, manifold ve i borunun kesitleri elips şeklinde tasarlanmış ve ikisi de alüminyum veya alaşımlı olarak yapılabilir diye not edilmiş.

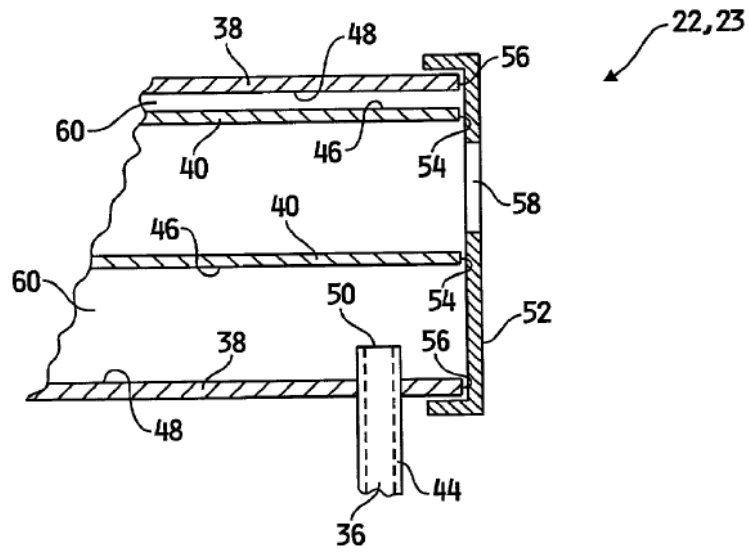


FIG. 3

Şekil 1. 46 FIG.3, iç borunun manifold içerisindeki konumlandırılması gösteriliyor

FIG.3'de manifold içerisinde akış, yerleştirilen iç borunun dış kısmıyla, manifoldun iç kısmı arasında gerçekleşmekte ve iç boru manifolda alt ve üst ağız kısımları (54-56) kaynakla, sızdırmazlığı sağlayacak şekilde bağlanmakta. İç borunun iç kısmı atmosferin (58) bir uçtan bir uca doğal taşınımıyla ısı transferini gerçekleştirebilmesine imkan sağlayacak şekilde düşünülmüş. Manifold içinde akış minikanallara gönderilmekte ve kanalların soğutucu akışkanın hangi fazlarını hangi oranda taşıdığıyla ilgili bir bilgi verilmemiş durumda.

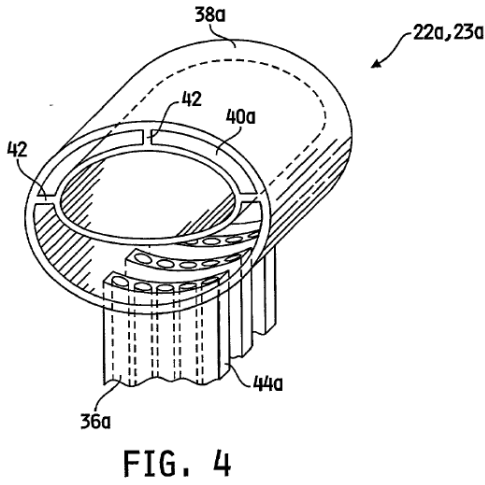


FIG. 4

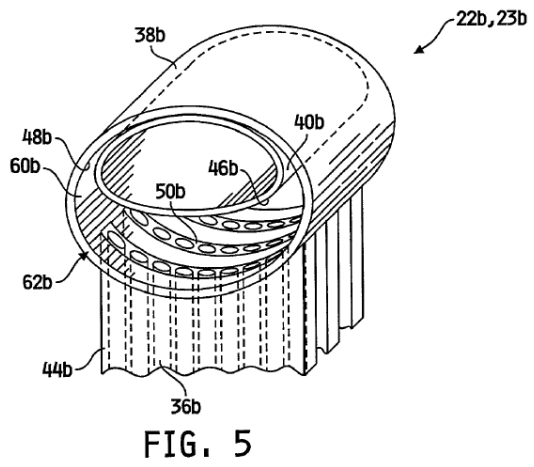


FIG. 5

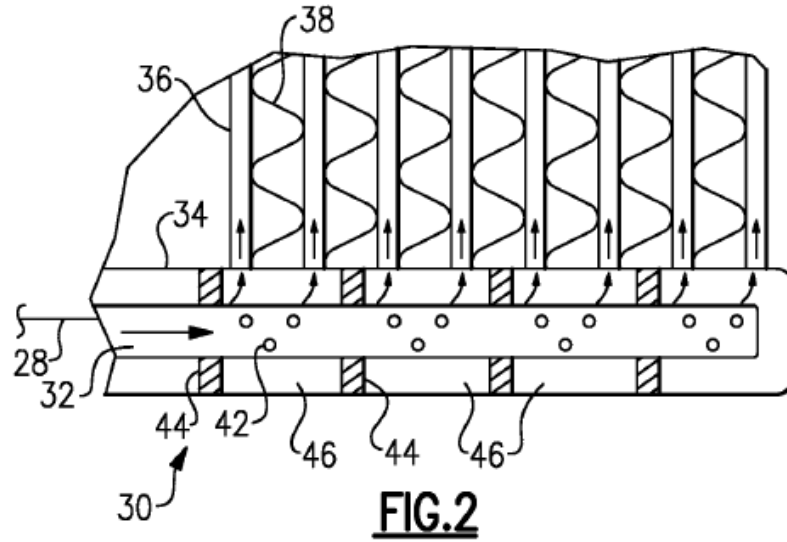
Şekil 1. 47 FIG.5-6, iç borulu manifold alternatifleri

2009 yılında Carrier firmasına ait olarak yayımlanan WO2009139998 (A2) numaralı patentinde ısı değiştiricisi manifoldu içerisine yerleştirilmiş bir dağıtıcı resmediliyor. Ayırıcı elemanlar manifoldu ayırırken çoklu kanallara dağıtımı sağlıyor [12].

Manifolda giren çift fazlı akışkan farklı hızlarda ilerler ve sonucunda kanallar arasında farklı etkiler yaratır. Yine buhar fazından kaynaklanan kuvvetler ve gerilmeler de sıvı fazın yaratacağı etkilerden farklı olur ve kıyaslama yapılırsa buhar fazın davranışları daha bağımsızdır. Sıvı fazdan buhar fazın ayrımı, paralel akışlı ısı değiştiricilerinde soğutucu akışkanın borular içerisindeki dağılımı konusunda yeni tartışmalar başlattığından bahsediliyor. Giriş kısmında dağıtıcı uygulamasıyla, soğutucu akışkanın kanallar içerisinde dağılımının düzenlenmesi pek kolay gözüküyor. Kanallar içerisine dengeli bir sıvı-buhar karışımı yollanamaması durumunda ise kimi kanalların faz

değiştirme işlemi sırasında tasarım kapasitesinden düşük bir kapasitede kaldığı görülüyor.

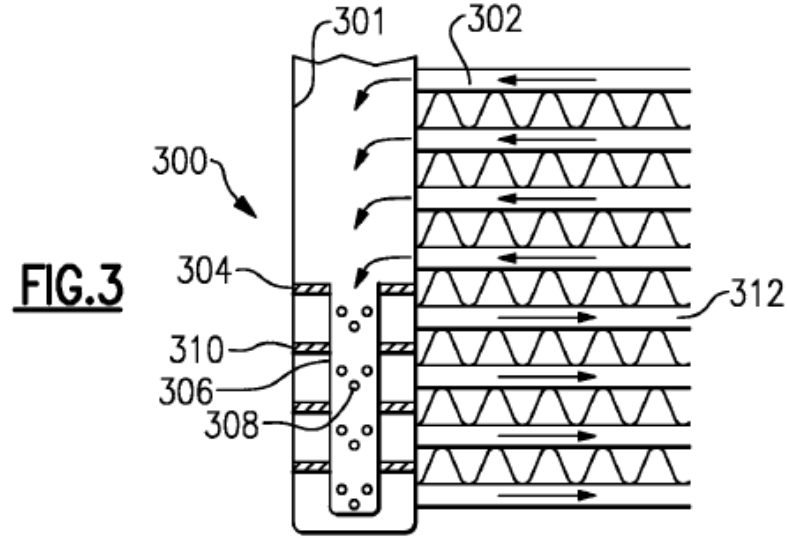
Çalışmanın çift fazlı akışlı bir düzenlemeye sahip olmasının yanında tek fazlı: soğutucu akışkan-yağ karışımı gibi uygulamalar için de kullanımı mümkün bir tasarım olduğundan bahsedilmiş.



Şekil 1. 48 FIG.2, iç borulu manifold alternatifleri

FIG.2 de akışkan borusu (28) dağıtıcı girişiyle (32) bağlantılı. Isı değiştiricinin (30) manifold girişi (34) borulara ayrılıyor (36) ve kanatların (38) kaynakla birleştirme gibi bir yöntemle rijit bir şekilde borularla (36) birleştirilmesi gerektiği vurgulanıyor. Minikanal yapısının ısı transferini arttırma sağlamasının yanında kanalın rijit yapısını da sağlamlaştırdığından bahsedilmiş. Dağıtıcı üzerinde açılan ufak deliklerle (42) dağıtıcı (32) ile manifold (34) arasında bağlantı kuruluyor.

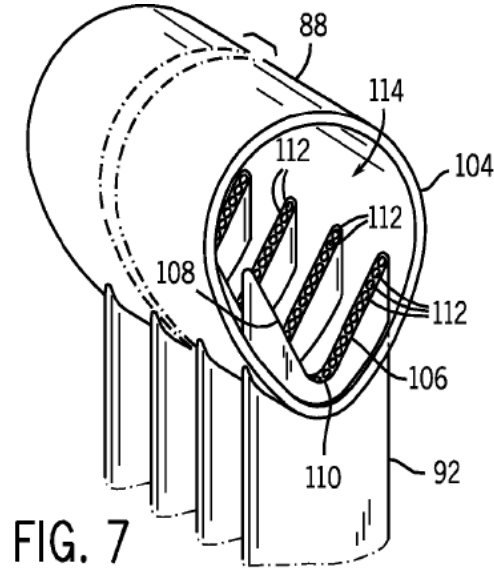
Dağıtım kısmının (32) dağıtıcı elemanları (44) dairesel olarak yerleşmiş ve rijit bir şekilde duvarla bağlantıları sağlanmış. Dağıtım girişi (32) soğutucu akışkanı iki faz haliyle karşıladıktan sonra küçük dağıtım delikleri (42) aracılığıyla manifolda yönlendiriliyor ve bu yönlendirme ayırma odaları (46) sayesinde düzenleniyor. Bu düzenlemeyle kanallar içerisinde soğutucu akışkan bakımından eşit dağılım yakalanmaya çalışılmış.



Şekil 1. 49 FIG.2, iç borulu manifold alternatifleri

FIG.3'de farklı bir tasarım karşımızda, FIG.2'dekinden farklı olarak üst kısımda bulunan kanallardan manifolda (301) gelen soğutucu akışkan dağıtıcı deliklerden geçerek alt kanallara dağılmaktadır. Bu yolla kanallar arasında daha dengeli bir dağılım sağlanmış olur.

2010 yılında Johnson firmasına ait olarak yayımlanan US7832231 (B2) numaralı çalışmada manifoldlu minikanallı ısı değiştiricinin konu alınan tasarımlarıyla iki fazlı akış halindeki soğutucu akışkanın minikanallar içerisine yönlendirilmesi anlatılmaktadır. Minikanallar içerisine soğutucu akışkanın yönlendirilmesi esnasında hangi tip akış fazının minikanallı borunun kenar veya orta kısımlarındaki seçime göre yönlendirilmesi esas alınarak uygulamalar açıklanmıştır [13].



Şekil 1. 50 FIG.7, damla kesitli manifold ve V şekilli minikanal girişleri

FIG.7'de manifold dairesel yerine damla şeklindeki bir kesitle tasarlanmış ve borular (92) manifold içerisinde (104) "V" şeklinde kesilip çıkartılan parça sonucu bir oluk şekline getirilmiştir. Manifolda giren çift fazlı soğutucu akışkan, üstte buhar kalacak şekilde konumlanır (114).

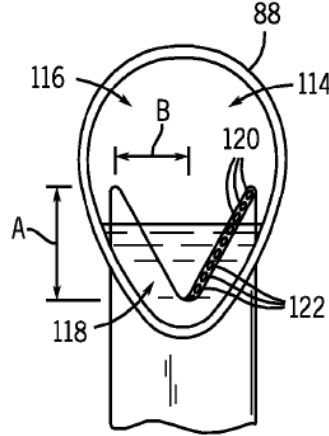
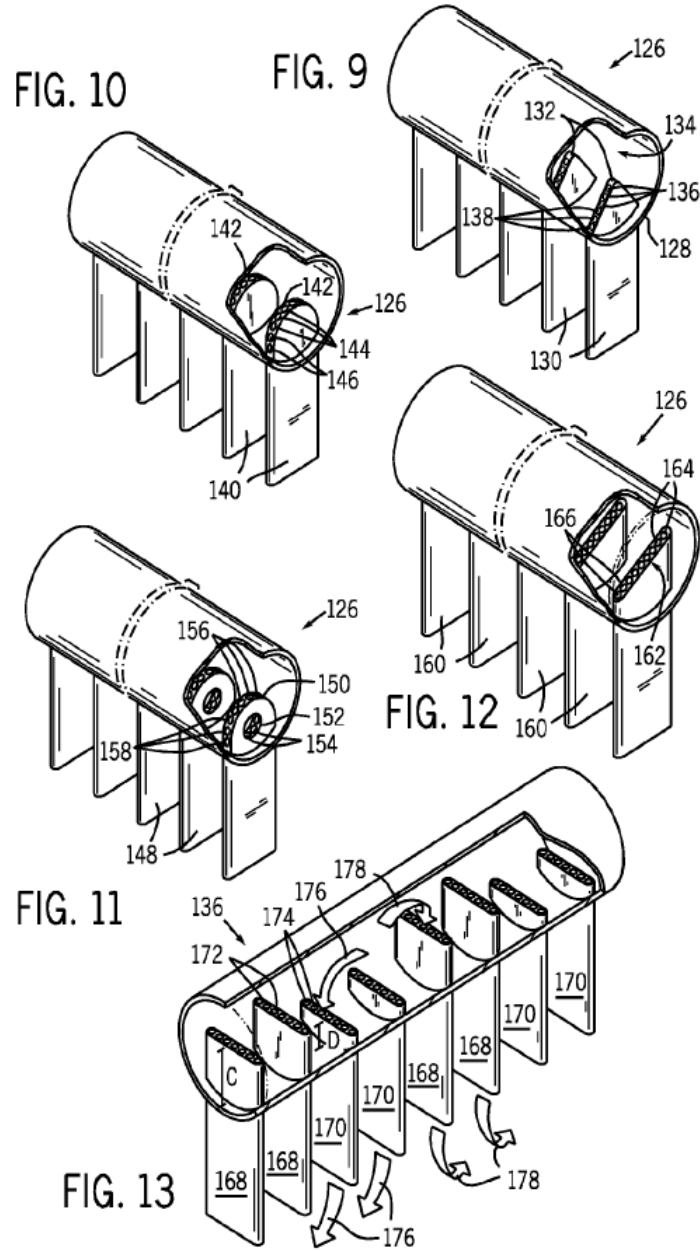


FIG. 8

Şekil 1. 51 FIG.8, damla kesitli manifoldta sıvı-buhar konumu ve minikanala dağılımı

FIG.8 de damla şekilli manifoldun buharı toplamada dairesel kesite kıyasla avantajlı olduğu vurgulanmaktadır. Bu tasarımla her boru içerisinde soğutucu akışkanın iki fazı da bulunabilmekte. Bunun sonucunda da ısı transferi etkinliği artırılmış oluyor. Sıvı fazın (118) ortam sıcaklığına, sıvı fazın hızına göre değişmesiyle, sıvı ve gaz fazların

kanallardaki oranı da değişmekte ve "V" şeklinin açisal tasarımı da, soğutucu akışkanın şarj miktarına bağlı olarak, iyileşmeye açık bir tasarım olarak bizlere sunulmakta.



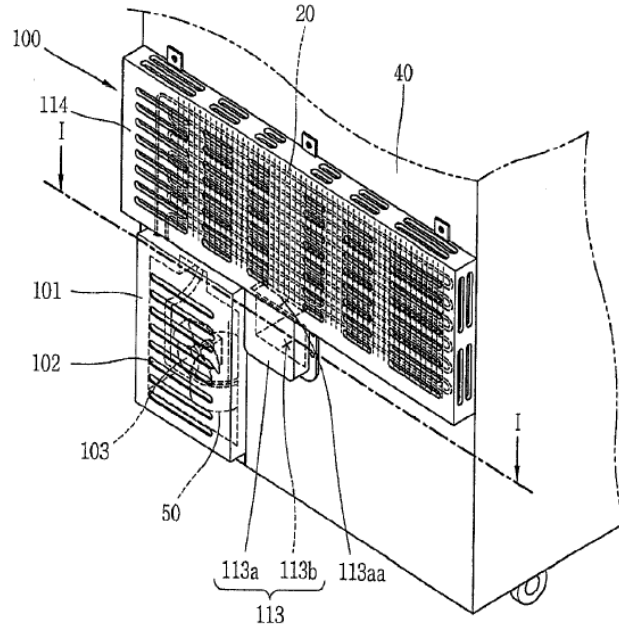
Şekil 1. 52 FIG.9-13, manifold içi minikanal yerleşimleri

FIG.9-13 arası farklı boru ve manifold tasarımları yer almakta. FIG.11 de ortası delikli resmedilen tasarıma göre, üst kısımdan buhar fazlı akışkan (156) minikanal içine yönelirken orta kısımda sıvı fazla birlikte bulunduğu kısımda kanallara sıvı faz ile birlikte doluyor (152) ve çift fazlı akış bu tasarıma göre orta bölgede gerçekleşiyor. Aynı şekilde sağ ve sol alt kısımlarda ise sıvı fazda akış sağlanıyor.

FIG.13 de manifold kısmı iki uzun ve iki kısa şeklinde sıralanan minikanallı borular gösteriliyor. Kısa borular (170) sıvı fazlı akışkanı toplarken, uzun burular (168) ise buhar ağırlıklı bir toplama gerçekleştiriyor. Böylelikle istenirse borunun sol ve sağ tarafında buhar ve ortasında sıvı fazlı akışkan toplanırken, istenirse farklı kanallara farklı fazda akışkan toplanabileceği gibi, farklı borulara tek tip akışkan da toplanabiliyor. Bu da bize boru düzenlemeleriyle ilgili çeşitli uygulamaların yapılabileceğini göstermekte.

2010 yılında Birch Stewart Kolasch firmasına ait olarak yayımlanan US20100242525 (A1) numaralı çalışmada buzdolabı kabin dibine ait bölme için çalışma yapılmıştır. Bu bölümde yer alan yoğuşturucunun ısıyı daha efektif bir şekilde atabilmesi için kabin dibi geometrisinde bazı bölümler kesilmiş ve farklı bir kabin dibi geometrisi elde edilmiştir [14].

[Fig. 1]

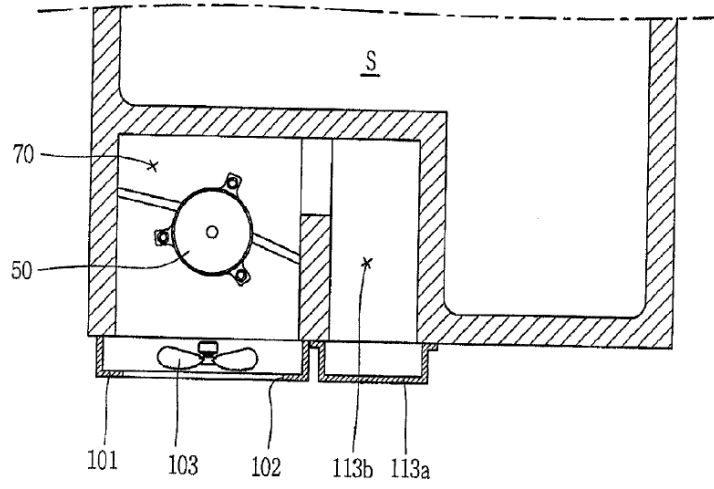


Şekil 1. 53 FIG.1'de ilk tasarım yer almaktadır

Figure 1 is a perspective view of a mobile air conditioning unit 40. The unit is shown in a partially exploded view, revealing its internal components. The front panel 101 is shown with a fan 61 and a control panel 102. The internal structure includes a condenser coil 20, a compressor 25, and a condenser fan 70. The unit is mounted on a base 113a and 113b, and is connected to a power source 114.

FIG 1'de buzdolabı kabin dibinde yer alan yoğuşturucunun ısıyı daha efektif bir şekilde atabilmesi için düşünülen ilk tasarım yer almaktadır. FIG 2'de ise bir önceki şekilde yer alan elemanların açık gösterimi yer almaktadır. Yoğuşturucu (20) üzeri bir koruyucu kapak (100) ile kapatılmaktadır. Isınan hava aksel fan (103) yardımıyla fan kapağı (101) tarafından kabin dibine (70) alınır ve kompresör (50) üzerinden süpürülür. Daha sonra yoğuşturucuya (20) bağlantı yoluyla (113) gider ve yoğuşturucuyu (20) süpüren hava dışarıya tahliye edilir.

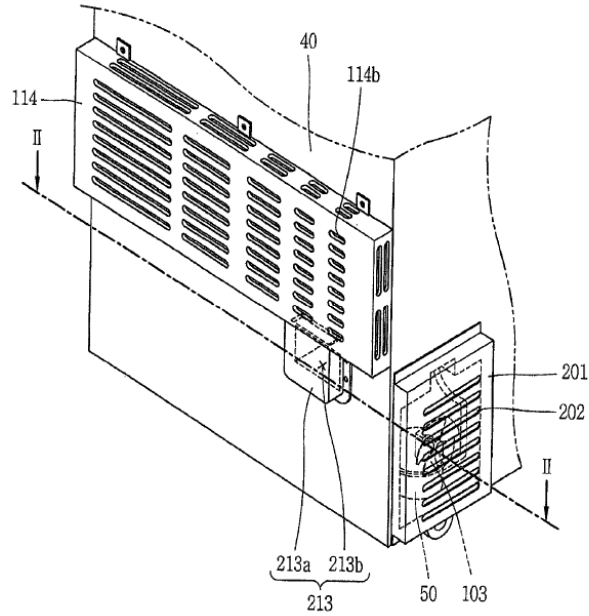
[Fig. 3]



Şekil 1. 55 FIG.3'de ilk tasarım için kesit görüntüsü verilmiştir

FIG 3'de kesit görüntü yer almaktadır, havanın fan (103) ile kabin dibine alındıktan sonra kompresörü (50) süpürmesi ve saat yönünde giderek çıkıştan (113) geçmesi söz konusu.

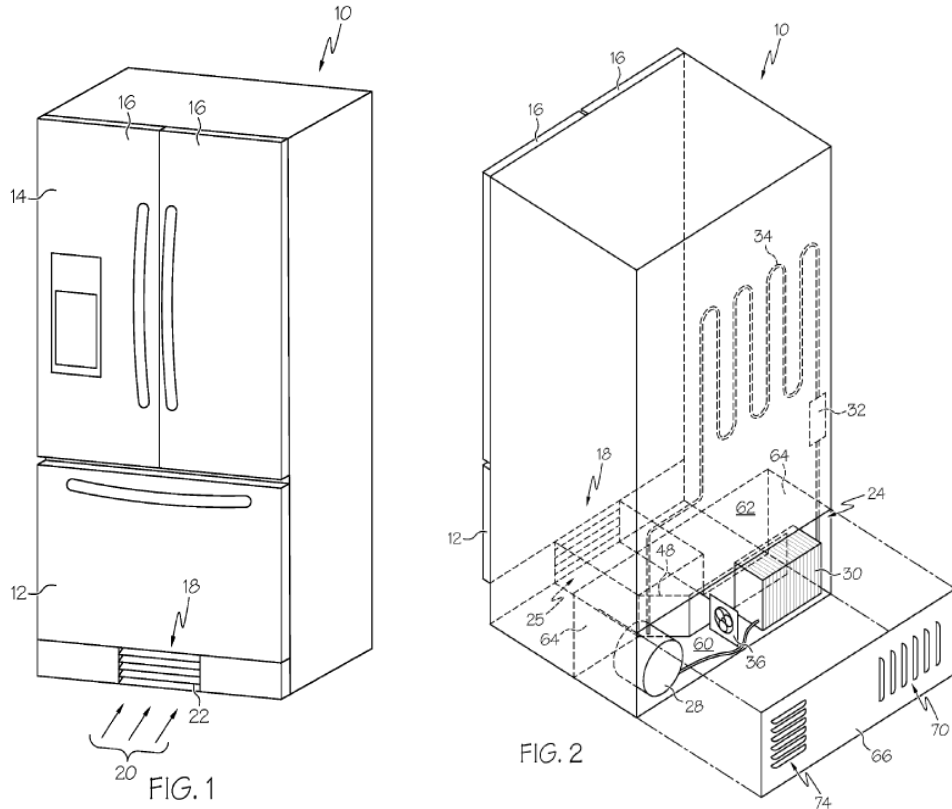
[Fig. 5]



Şekil 1. 56 FIG.4'de düşünülen ikinci tasarım yer almaktadır

FIG 4'de de alternatif bir tasarım yer almaktadır. Bu tasarımla fan (103) tarafından kabin dibine alınan hava havayı ısıyı taşıyan yoldan (213) geçerek yoğunlaştırıcı (20) üzerinden dış ortama verilir. Bir önceki tasarımdan farklı olarak bu tasarımda kabin dibine çekilen havanın, dışarıya atılan sıcak havayla yapacağı bypass önlenmeye çalışılmıştır.

2010 yılında Electrolux firmasına ait olarak yayımlanan US20100236762 (A1) numaralı çalışmada buzdolabı kabin dibinde hava yönlendirmesinin hem ön kısımdan hem arkada kapak tarafından kabin dibine alınması ve ısınan havanın çıkışının buzdolabı arkasından yapılması anlatılmaktadır. Kabin dibine buzdolabı ön kısmından ortam sıcaklığında hava alınması ile, sadece arka kapak tarafından alınan havanın tahliye edilen (sıcak hava) bypass yapıp ortam sıcaklığından daha sıcak bir şekilde kabin dibine girme oranı daha da azaltılmıştır [15].



Şekil 1. 57 FIG.1 ve 2'de buzdolabı ön ve arka görünüşü yer almaktadır

FIG 1' de dondurucu bölme kısmı (12) alt tarafta olan bir buzdolabında (10) taze gıda bölmesi (14) iki kapılı olacak şekilde üst bölmededir. Konvansiyonel birçok buzdolabından farklı olarak, soğuk hava buzdolabına ön mazgallardan (22) girerek alt

Şekil 1. 59 FIG.5'de kabin dibinde yer alan komponentler ve hava geçiş durumları gösterilmiştir

FIG 3 ve 5'de kabin dibinde (64) yoğuşturucunun (30) konumu yer almaktadır ve hava akışının (20) yoğuşturucuyu fan (36) tahrikiyle süpürdükten sonra kompresöre (28) gidişi gösterilmektedir. Kabin dibine (24) giren ortam sıcaklığındaki hava (72) ile kabin dibi kapağından içeriye giren hava (70) koil yoğuşturucu üzerinden paslar ve sıralar arasından şekildeki gibi geçer. Yoğuşturucuyu süpüren havanın bir kısmı (76) kabin dibi kapağı mazgallarından (74) buzdolabının arka kısmına gönderilir. Bir kısım ısınan hava ise fan (36) tarafından kompresöre (28) gönderilir ve kompresörün (28) ısınıp atması sağlanır.

Patent bölümünde yer alan son iki patent ile kabin dibi dahilinde yer alan çalışmalara örnek verilmiştir. Kabin dibine ortamdan alınan, kompresör ve yoğuşturucu gibi komponentleri soğutmaya yarayan havanın etkin kullanım biçimleri gösterilmiştir. Kabin dibine alınan ortam sıcaklığındaki havanın fan tahrikiyle sıcak komponentler üzerinden süpürülmesi sonrasında kabin dibinden geri atılması sonrasında bypass yapması önemli bir problemdir. İncelenen iki çalışmada bu sorun ele alınmıştır ve tez kapsamında incelenen kabin dibi kapağı ve hava yönlendirmesi çalışmalarında da bu konu üzerinde durulmuştur.

1.2 Tezin Amacı

Buzdolabı kabin dibinde bulunan elemanlarını geliştirerek veya alternatifler üreterek buz dolabında kompresör COP artışı sağlamak tezin ilk amacıdır. İkinci amaç ise farklı akış kesitli geometriye sahip yoğuşturucularda meydana gelen basınç düşüşünün deneysel ve teorik karşılaştırmaları gerçekleştirmektir. Basınç düşüşü üzerine yapılan bu çalışma ile tasarlanacak yeni yoğuşturucularla mevcut yoğuşturuculara göre toplamda daha az basınç düşüşü, maliyet, kaplanan hacim yanında buzdolabında çalışma esnasında tüketilen enerjinin azaltılması amaçlanmaktadır.

1.3 Hipotez

Yapılan çalışmaların orijinal ve en çarpıcı yanı, birkaç farklı model minikanal yoğuşturucu kullanımının buzdolabında uygulanmış olmasıdır. Buz dolabında enerji

iyileşmesinin yanında mevcut yoğuşturucuya göre toplam basınç düşüşünün %50 dolaylarında düşürülmüş ve mevcut yoğuşturucunun kabin dibinde kapladığı hacmin %80 azaltılmış olması da önemli bilgiler arasındadır.

Tez kapsamında yürütülen çalışmalarda buz dolabı kabin dibinde yürütülen çalışmalar ile buz dolabı kompresör COP değerini arttıran çalışmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmaların ilk bölümünde kabin dibi kapakları ve hava yönlendirmeler kullanılarak 11 farklı durum incelenmiş ve mevcut (ilk) durum ile yapılan karşılaştırmalar ile kompresör COP yüzde iyileşme değerleri incelenmiştir. İkinci grup çalışmalarda üç farklı minikanal yoğuşturucu ile birlikte kapak çalışmalarında kullanılan bazı modeller denenmiş ve oluşturulan 6 farklı durum için kompresör COP iyileşmesine bakılmıştır.

Deneyler sonucunda tespit edilen minikanal yoğuşturucuların basınç düşüşü değerleri ile, literatür araştırmaları sonucu bulunan iki fazlı akımda basınç düşüşü korelasyonları ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Aynı zamanda CoilDesigner programında minikanal yoğuşturucu modeli hazırlanıp basınç düşüşü sonuçları deneysel ve teorik çalışmalarla birlikte değerlendirilmiştir.

Son olarak minikanal modelleri için bükme çapı tespit çalışması için üç nokta eğme testleri yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir.

SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN İNCELENMESİ

2.1 Soğutma Çevrimi

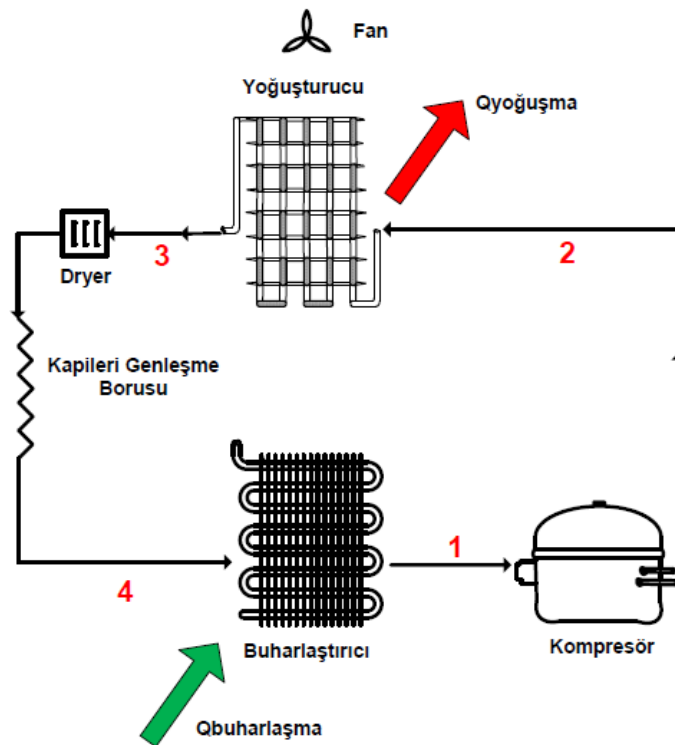
Soğutma, bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısıнын alınması işlemi olarak tanımlamak mümkündür. Basit ve eski soğutma şekli, soğuk yörelerde tabiatın meydana getirdiği buzları muhafaza edip bunları sıcak veya ısı alınmak istenen yerlere koyarak soğutma işlemi yapılmıştır. Buz ile elde edilen soğutma şeklinin, gerek zaman ve gerekse bulunduğu yer bakımından çoğu kez pratik ve ucuz bir soğutma sağlayamayacağı bellidir. Bunun yerine mekanik araç ve cihazlarla soğutma sağlanması tercih edilir ki soğutma yöntemleri bilimi de bu ikincisi ile ilgilenmektedir. Mekanik soğutma ile ilgili bilinen ilk patent 1790 yılında İngiliz Thomas Harris ile John Long' a aittir. 1834 yılında da Amerikalı Jacop Perkins, eter ile çalışan pistonlu bir cihazın patentini almıştır. Bu makine, bir emme basma tulum baya benzemektedir. Bir tıp doktoru olan John Gorrie (1803-1855) ilk defa, ticari gaye ile çalışan bir soğutma makinası yapmış (1844-Apalachicola, Florida, ABD) ve “Klima Sistemleri – Soğutma - Ticari buz imali” konularının babası olarak tarihe geçmiştir [16].

Soğutma çevrimi, soğutucu bir akışkanın ısıyı emmesi ve daha sonra yayması ile oluşan değişikliklerin tanımlandığı, bir soğutucu içinde gerçekleşen çevrimdir. En genel haldeki soğutucu sistemler, faz değişimli ısı pompasını temel alan çevrimi kullanır, bununla beraber absorbeli (soğurmalı) ısı pompaları da uygulamaların bir çoğunda kullanılır. Buzdolaplarında kullanılan soğutma çevrimi buhar sıkıştırırmalı çevrimdir. Soğutma

işlemi yapılırken soğutulacak maddeden ısı çekmek gerekir ve bu iş için buharlaştırıcı ünitesinden yararlanılmaktadır. Buharlaştırıcı içerisinde geçirilen sıvı soğutkan ile ortamdan ısı çekilerek soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir. Isıyı alan soğutkan buharlaşmaktadır. Soğutma işlemi yapılırken sistem içerisindeki basınçlar kontrol edilerek istenilen basınçlarda (dolayısıyla sıcaklıkta) sistemin çalışması sağlanabilmektedir.

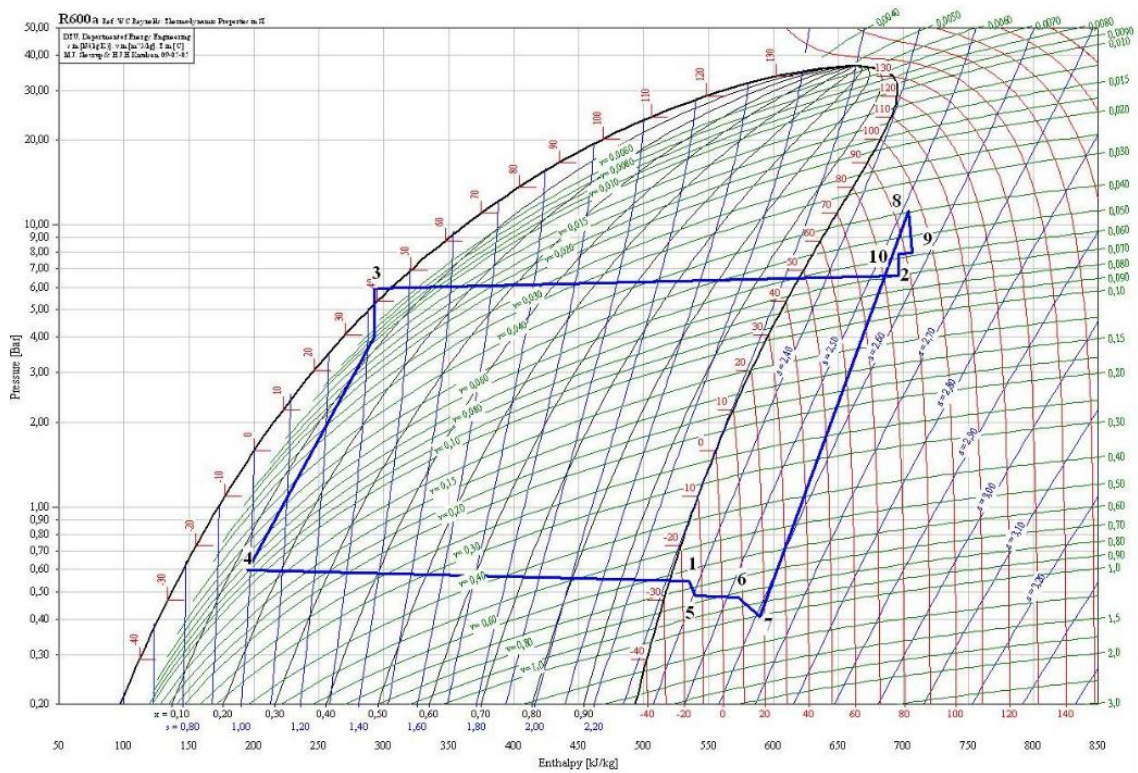
2.2 Buzdolabı Soğutma Çevrimi

Soğutma uygulamalarında en sık rastlanan buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin ana elemanları; buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kompresör ve kısılmayı sağlayan kapileri genişleme borusudur. Soğutma işlemi sıcaklık farkından kaynaklanan ısı geçişinin bir sonucudur. Soğutulacak maddenin kendisinden daha düşük sıcaklıktaki bir madde ile ısı temas halinde bulunması durumunda gerçekleşir. Buzdolaplarında veya daha geniş anlamda buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde, soğutma etkisi buharlaştırıcıda sıvı soğutkanın kabin içerisinde ısı çekerek buharlaşması ile gerçekleşir. Soğutkanın buharlaşma sıcaklığını belirleyen parametre ise basınçtır.



Şekil 2. 1 Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi şematik gösterimi

İdeal gaz kanunu gereği, sabit bir hacimde bulunan gazın basıncının artması ile sıcaklığında artış görülür. Bu noktadan hareket ile, soğutma sistemi içerisinde basınçları kontrol ederek sistemin istenen şartlarda çalışması sağlanabilir. Söz konusu kontrol işlemi, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde kompresör yardımı ile gerçekleştirilmektedir. Buzdolaplarında da buharlaştırıcının kompresöre bağlanması ile tasarım sonucunda istenilen buharlaşma basıncı (dolayısıyla sıcaklığı) kontrollü bir biçimde elde edilebilmektedir. Dolayısıyla, kompresörün kapasitesinin artışı ile birlikte, buharlaştırıcı basıncı (ve buharlaştırıcı sıcaklığı) daha fazla azalacak bunun sonucunda da ortamdan çekilen ısı miktarında artış meydana gelecektir. Bu proses, kompresöre giden akışkanın buharlaşma ısısının ortamdan çekilen ısıya eşitlenmesi ile son bulmaktadır. Bu noktada, buharlaştırıcının sıvı soğutkanla (kuruluk derecesi düşük) sürekli olarak dolduruluyor olması soğutma sisteminin devamlılığı için büyük önem taşımaktadır.



Şekil 2. 2 Kapileri ve buharlaştırıcı dönüş borusu birbiriyle ısı transferinde olan bir buzdolabının R600a soğutucu akışkanı için InP-h diyagramı [17]

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi incelendiğinde, buharlaştırıcıdan çıkan kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan (1) kompresöre girmeden önce kompresör vakumunun etkisiyle emme hattında basınç düşüşü olur (1-5). Kompresöre giderken bir miktar ısınan soğutucu akışkan (5-6) kompresöre girerken emme vanasında basınç düşüşüne uğrar (6-7). Kompresör içerisindeki kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan izantropik olarak daha yüksek bir basınç ve sıcaklığa ulaşır (7-8). Kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan kompresörü terk ederken basma valfinde basınç düşüşüne uğrar (8-9) ve yoğuşturucuya girmeden önce yolda bir miktar ısı kaybeder (9-10). Yoğuşturucuya girerken basma hattında basınç düşüşü oluşur (10-2) yoğuşturucuya kızgın buhar fazında girer ve teorik olarak sabit basınçta çevreye ısı vererek yoğuşur (2-3). Gerçekte ise yoğuşma esnasında basınç düşüşü yaşanır. Doymuş sıvı haldeki yüksek basınçlı akışkanın basıncı ve sıcaklığı genişleme vanasında buharlaştırıcı şartlarına getirilmektedir (3-4). Genleşme işlemi esnasında kısılma borunun geometrik özelliğinden dolayı sürtünme kayıpları ve entalpi artışı olur ancak bunlar çoğunlukla hesaba katılmaz. Soğutucu akışkan sıvı fazda kapileri genleşme borusuna girdikten sonra (3) bir miktar adyabatik kısılmaya uğrar ve ardından kapileri genleşme borusu ve kompresör dönüş borusunun birbirine temas olduğu kısımda kompresör dönüş borusundan kapileri genleşme borusuna ısı transferi gerçekleşir. Soğutma kapasitesinin arttırıldığı bu temas durumu için, kısılma işlemi sabit entalpiyle 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 buharlaşmatadır (4-1). Buharlaşma esnasında kayıplarından dolayı basınç düşüşü yaşanır, basınç düşüşü nedenleri minikanal kondenserde basınç düşüşü konusunda detaylı anlatılmaktadır. Buharlaştırıcı çıkışında çevrim tekrar başa dönmüş olur.

Buzdolabı çevriminde yukarıda bahsedilen dört ana komponent haricinde (kompresör, yoğuşturucu, kapileri genleşme borusu, buharlaştırıcı) yoğuşturucu çıkışında borular içerisinde akışkanla beraber ilerleyen partikül ve parçalarla nemi tutan dryer ve buharlaştırıcı çıkışında kompresöre sıvı fazda akışkanın gitmemesini garanti altına almak için akümülatör bulunabilir.

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 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 [18]. Buharlaştırıcının içindeki basınç arttığı için kompresör basıncı daha da artar ve kompresör yağı içerisinde çözünen soğutucu akışkan miktarında artış oluşur. Kompresör yağı içerisinde çözünen soğutucu akışkan miktarındaki artıştan dolayı ise kompresör içerisine yoğuşturucudan buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan miktarına kıyasla göreceli daha az miktarda soğutucu akışkan 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 kabin içi ısınmaya başlayacaktır. Kompresör durma anında, buzdolabı kabinine dış ortamdan giren ısı miktarına ve buzdolabı içerisindeki gıdaların terleme ve solunumla açığa çıkarttıkları ısıya 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 çekmesi gerekenden daha fazla güçle çalışır, değişken devirli kompresörlerde ilk çalışma anında çekilen güç miktarı ya çok daha kısa sürer.

Kompresör durma anından sonra çalışmaya başladığında yoğuşturucu sıcaklığının ve basıncının durma anında düşmüş olduğundan dolayı kompresör ve yoğuşturucu

arasında daha fazla basınç farkı vardır. Kompresör ilk hareketini verdikten sonra durma anında oluşan ve çalışma anındaki buharlaştırıcı doyma basıncından yüksek, yoğuşma doyma basıncından düşük değerde sabitlenen sistem basıncındaki yoğuşturucu basıncı aniden yükselişe geçer. İlk hareketten sonra yavaş yavaş yükselen yoğuşturucu basıncı ile aşırı soğuma miktarı InP-h diyagramından da görüleceği üzere artmaktadır. Aşırı soğumanın artmasıyla birlikte sistem soğutkan akış döngüsü normale döner. Kompresör ilk hareketini verdikten kısa bir süre sonra, kompresör dönüş borusunda normal çalışma şartından daha sıcak halde duran soğutucu akışkanın yoğunluğu sıcaklığın daha fazla olması nedeniyle daha düşük düzeyde iken, kompresör daha az miktarda soğutucu akışkanı yoğuşturucuya gönderir.

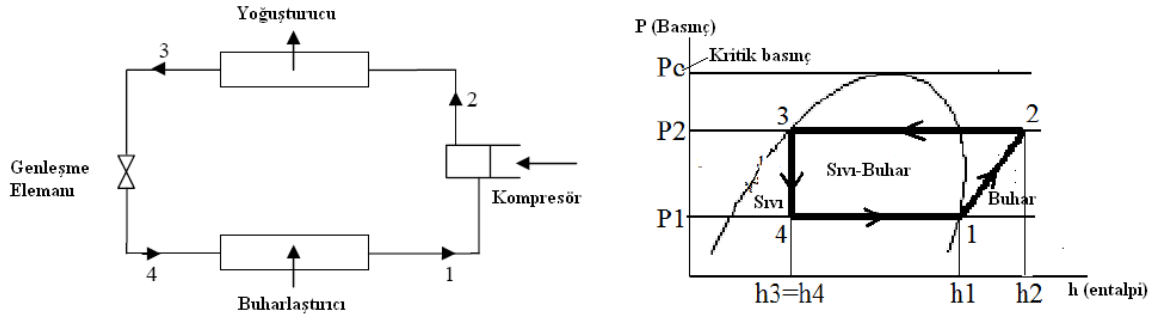
2.3 Soğutma Çevriminde Teorik Hesaplamalar

2.3.1 Soğutma Sisteminin Performansı

Bir soğutma çevriminin en önemli karakteristiği performans değeridir (COP-Coefficient of Performance). Soğutma çevriminde amaç soğutulan ortamdan ısı çekmektir. Bu amacı karşılamak için bir iş yapılması gerekmektedir. Bu durumda en genel halde soğutma çevriminin performans katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir [16];

$$COP_R = \frac{Q_{buharla\ şma}}{W_{harcanan}} \quad (2.1)$$

COP_R hesaplaması bize soğutma çevrimi için performans değerini vermektedir. Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarıyla harcanan enerji miktarı bize performans değerini verir. Yapılan deneylerde karşılaştırmalar COP_R değerlerinin karşılaştırılması şeklinde yer almaktadır.



Şekil 2. 3 İdeal soğutma çevrimi InP-h diyagramı

Buzdolabı soğutma çevrimin irdelenmesini ideal soğutma çevrimi olarak değerlendirebiliriz. Yukarıdaki şekilde 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 aşağıdaki denklem ile hesaplamak mümkündür.

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.2)$$

Soğutma çevriminin rejim durumundaki enerji denklemi:

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

Denklem 3.3'e bakıldığında sisteme giren ısı değerinden sistemin harcadığı iş değerinin farkı sistemden çıkan toplam enerji değeriyle sisteme giren toplam enerji değerinin farkına eşittir. Sistem enerji değişimi birimi içerisinde entalpi, kinetik enerji ve potansiyel enerji yer almaktadır. Sistem dahilinde incelenen buharlaştırıcı ve yoğusturucu gibi elemanlarda potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse, zamana bağlı değişen rejimde akışkan iç enerji değişimi olan entalpi değişim farkıyla sistem giriş çıkışında sabit kalan akışkan debi miktarının çarpımıyla soğutma, yoğuşma ve kompresör kapasitesi tespit edilebilir.

Burada soğutma kapastesi kW cinsinden ifade edilirse;

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

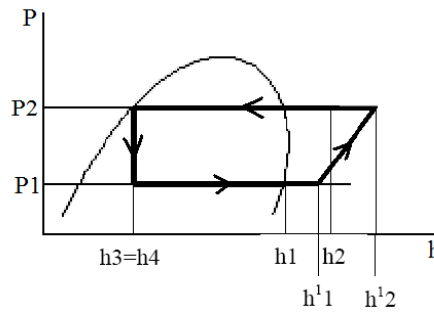
yoğutşturucusu kapasitesi (kW)

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

kompresör kapasitesi (kW)

$$\dot{W} = \dot{m}(\Delta h)_{kompresör} \quad (2.6)$$

Denklemleri ile hesaplanmaktadır.

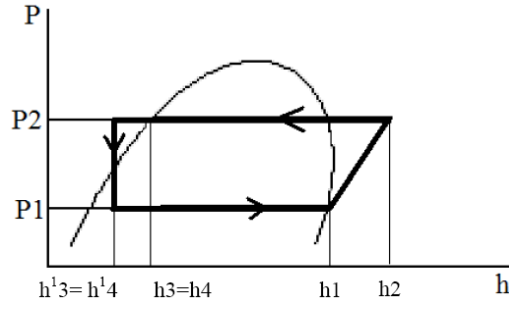


Şekil 2. 4 Aşırı ısınmalı soğutma çevriminin lnP-h diyagramı

Şekil de ki lnP-h diyagramında görüldüğü üzere soğutma çevriminde soğutkan aşırı ısınmış ($h_1^1 - h_1$ arası) ise sistemin performans değeri

$$COP = \frac{h_1^1 - h_4}{h_2^1 - h_1^1} \quad (2.7)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır. Aşırı ısınma durumunda entalpi farkı (Δh) artmaktadır. Bu durumda sistemin soğutma kapasitesi artmaktadır. Aşırı ısınma sayesinde sıvı soğutkanın tamamının buhar olduğundan emin olunmakta ve akışkan kompresör buhar fazında girmektedir. Bu sayede evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın x kuruluk oranı bilinebilir. Ancak aşırı ısıtma ile birlikte kompresör gücü ve yoğutşturucuda atılması gereken ısı yükde artmaktadır. Kompresörün çalışmış olduğu entalpi farkı (Δh) değeri soğutma kapasitesindeki artış değerinden fazla olduğu için sistemin soğutma performansında (COP) azalma meydana gelmektedir.

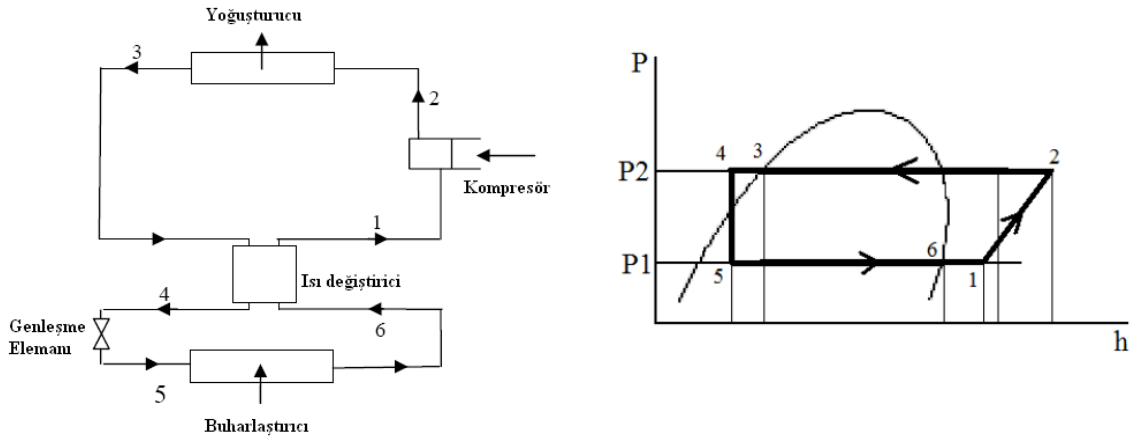


Şekil 2. 5 Aşırı soğumalı soğutma çevriminin InP-h diyagramı

Şekil de ki InP-h diyagramında görüldüğü üzere soğutma çevriminde soğutkan aşırı soğumuş ($h_3 - h_3^1$ arası) ise sistemin performans değeri

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.8)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır. Soğutma kapasitesini artırmanın diğer bir yolu olan aşırı soğutma işlemidir. Aşırı soğutma ile birlikte soğutma kapasitesi ve buna bağlı olarak sistem performansı artmaktadır. Şekil de görüldüğü üzere ideal çevrime göre buharlaştırıcının entalpi farkı (Δh) büyümektedir. Kompresör için bir değişim söz konusu değildir. Bu durumda COP denkleminde (2.8) görüldüğü üzere sistemin soğutma performansı artmaktadır [16].



Şekil 2. 6 Sıvı-Buhar ısı değiştiricili soğutma çevriminin InP-h diyagramı

Üstteki şekilde görüldüğü üzere soğutma sistemine bir adet sıvı buhar ısı değiştiricisi eklenmiştir. Bu ısı değiştiricinin amacı aşırı ısıtılmış buhar ile aşırı soğutulmuş sıvının

birbirleri ile etkileşimini sağlamaktır. 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 denklem d.9'daki gibi yazılır.

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

Sistemin soğutma performans değeri ise 2.10'da denklemindeki gibi ifade edilir.

$$COP = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (2.10)$$

2.4 Deneysel Çalışma Prensipleri

Buzdolabı soğutma çevrimi bölümünde anlatıldığı gibi, gerçekleştirilen deneyler soğutma sisteminde termostat ile kontrol yapılmamıştır. İstenilen buharlaşma sıcaklığına getirilen sistemde sıcaklık, basınç ve güç gibi parametreler incelenir. Deneyler sırasında süreklilik söz konusu olduğu için sistemin çıktıları olan sıcaklık, basınç ve güç gibi değerlerin kabul edilebilir öngörüdeki bir aralıkta belirli bir zaman için değişmemesi beklenir. Beklenen bu süre gerçekleşen deneyler sırasında 40-55 dakika arasında tutulmuştur. Soğutma sistemi performansı başlığı altında toplanan ve yoğunlaştırıcıdan belirli bir aşırı soğutma ile çıkan soğutucu akışkanın kapileri genişleme borusunda kısılmasının ardından tam olarak hangi kuruluk oranında buharlaştırıcının içerisine girdiği net olarak bilinmemektedir. Aynı zamanda sistem aşırı soğutma miktarının tespiti de zordur. Deneyler sırasında sistem aşırı kızdırma ve buharlaşma sıcaklıkları belirli öngörülerle tespit edilmiş ve kompresör dönüş sıcaklığının sıcaklık değeri de deneyler sırasında birbirine yakın tutulmaya çalışılmıştır.

Döngüsel olan (sürekli olmayan) rejim anında sistem için belirli bir komponentte soğutucu akışkan miktarı zamana bağlı olarak değişmektedir;

$$m_{giren} - m_{çikan} = \Delta m_{sistem} \quad (2.11)$$

$$\dot{m}_{giren} - \dot{m}_{çikan} = dm_{sistem} / dt \quad (2.12)$$

Döngüsel olmayan (sürekli olan) rejim anında sistem için belirli bir komponentte soğutucu akışkan miktarı sistem rejime girdikten sonra zamana bağlı olarak değişmemektedir;

$$\dot{m}_{giren} - \dot{m}_{çıkan} = dm_{sistem} / dt = 0 \quad (2.13)$$

$$\dot{m}_{giren} = \dot{m}_{çıkan} \quad (3.14)$$

Görüldüğü gibi sürekli rejim durumunda belirli bir sistemdeki kontrol hacmi için giren debi çıkan debiye eşit olur ve sistemde sabit bir debi değerinden bahsedilebilir.

Aynı şekilde döngüsel (sürekli olmayan) çalışma sırasında sistem için belirli bir komponentte enerji değişimi zamana bağlı olarak değişmektedir. Örneğin kompresör durma anında buharlaştırıcı zamanla ısınacağı için, hem bünyesine yoğunlaştırucudan daha fazla soğutucu akışkan depolarken az miktarda soğutucu akışkan buharlaştırıcıyı terk edecektir. Bunun sonucu olarak sisteme giren soğutucu akışkan miktarı çıkandan fazla olacağı için buharlaştırıcı bünyesinde yoğunlaştırucudan gelen daha yüksek sıcaklıktaki akışkanla buharlaştırıcı kontrol hacmi daha fazla ısınacak ve sistem ısı depolayıp atamama durumuna geçecektir. Böyle bir durumda sistemde termodinamik ve mekanik dengeler bozulmuş olur. Termodinamik açıdan olayı ifade edersek;

$$E_{giren} - E_{çıkan} = \Delta E_{sistem} \quad (2.15)$$

$$\dot{E}_{giren} - \dot{E}_{çıkan} = dE_{sistem} / dt \quad (2.16)$$

Sistemi sürekli rejimde ele alırsak sistem enerji depolaması veya üretimi olmayacak ve denklem aşağıdaki şekle kavuşacaktır;

$$\dot{E}_{giren} - \dot{E}_{çıkan} = dE_{sistem} / dt = 0 \quad (2.17)$$

En genel ifadeyle Kontrol hacmi olarak ele alınan sistemde üretim ve depolanmaya dair bir değişim söz konusu değilse ısı, iş ve enerji ifadeleriyle denklem aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{E}_{\text{çıkma}} - \sum \dot{E}_{\text{giren}} \quad (2.18)$$

Buharlaştırıcı için sistem çektiği ısı girenler tarafında yazılırsa;

$$\dot{Q}_{\text{buh}} + \dot{m}_{\text{giren}} h_{\text{giren}} = \dot{m}_{\text{çıkma}} h_{\text{çıkma}} \quad (2.19)$$

Yoğuşutucu için de atılan ısı miktarı çıkanlar tarafına yazılır;

$$\dot{m}_{\text{giren}} h_{\text{giren}} = \dot{m}_{\text{çıkma}} h_{\text{çıkma}} + \dot{Q}_{\text{çıkma}} \quad (2.20)$$

$$\dot{Q}_{\text{çıkma}} = \dot{m}(h_{\text{giren}} - h_{\text{çıkma}}) \quad (2.21)$$

Yoğuşutucu için sistem ele alındığı zaman, toplam ısı geçişi; iletim, taşınım ve ışınlımla olmaktadır. İletim sistemde incelenmemekte, ışınlımla olan ısı transferi ise sıcakların dördüncü kuvvetlerinin farkının çok yüksek olmamasından dolayı ihmal edilerek sadece taşınım ile çevre olan ısı transferi olarak yorumlanabilir;

$$\dot{Q}_{\text{Toplam}} = \dot{Q}_I + \dot{Q}_T + \dot{Q}_I \quad (2.22)$$

$\dot{Q}_I$: İletim ile olan ısı transferi ihmal edilir.

$$\dot{Q}_I = kL(T_1 - T_2) \quad (2.23)$$

$\dot{Q}_I$: Işınlım ile olan ısı transferi ihmal edilir.

$$\dot{Q}_I = \sigma(T_0^4 - T_\infty^4) \quad (2.24)$$

$$\dot{Q}_{\text{Toplam}} = \dot{Q}_T = (UA)_{\text{yoğ}}(T_{\text{yoğ}} - T_{\text{ortam}}) \quad (2.25)$$

Toplam ısı geçişi yukarıdaki şekle gelir. Bu denklemi yoğuşuturucudan çıkan ısı miktarına eşitlersek;

$$Q_{\text{yoğ}} = Q_T = (UA)_{\text{yoğ}}(T_{\text{yoğ}} - T_{\text{ortam}}) = \dot{m}(h_{\text{giren}} - h_{\text{çıkma}}) \quad (2.26)$$

$$(UA)_{yoğ} = \frac{\dot{m}(h_{giren} - h_{çıkan})}{(T_{yoğ} - T_{ortam})} \quad (2.27)$$

Denklem 3.27'deki hali elde ederiz.

2.5 Debi, Kompresör Giriş Gücü ve Kapasite Hesabı

Soğutma sisteminin performansı konusunda teorik olarak anlatılan COP hesaplama yöntemine ek olarak soğutma, yoğuşma kapasitesi hesaplarında sistemde belirli çalışma şartları için soğutucu akışkan debi değeri gerekmektedir ve bunu kompresör için ASHRAE şartları olan 54.4 °C yoğuşma sıcaklığı ve -23.3 °C buharlaşma sıcaklığında, 32°C ortam şartında yapılan kapasite testlerine göre oluşturulan kompresör MAP'inden tayin edebiliriz.

Deneyler sırasında sonuçların karşılaştırılmasında COP değerleri karşılaştırılmaktadır. COP değeri kompresör giriş gücünün kapasiteye bölünmesiyle elde edilir.

$$COP = \frac{Q_{buharlaşma}}{W_{giriş\ gücü}} \quad (2.28)$$

Soğutma sistemi içerisinde gerekli hesaplamaların yapılması adına, sistemde dolaşan debinin tespit edilmesi büyük önem taşımaktadır. Sistemin belirli çalışma şartları için soğutucu akışkan debisini belirlemek amacıyla kompresör kalorimetresinde, düzenekte kullanılan kompresörün deneysel soğutma sistemi çalışma şartlarında 9 nokta performans deneyi gerçekleştirilmiştir. Deneyler sırasında termodinamiksel açıdan kararlı hal durumu inceleniyor olduğundan sistemin debisi değişmemektedir. Soğutucu akışkan debisinin belirlenmesi aşamasında, önceden belirlenen 3 farklı buharlaşma ve 3 farklı yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak elde edilen kalorimetre ölçüm verileri yardımıyla aşağıda verilen non-lineer eşitliğin katsayıları elde edilmektedir.

$$m = a_1 + a_2.T_{buh} + a_3.T_{buh}^2 + (a_4 + a_5.T_{buh} + a_6.T_{buh}^2)T_{yoğ} + (a_7 + a_8.T_{buh} + a_9.T_{buh}^2)T_{kond}^2 \quad (2.29)$$

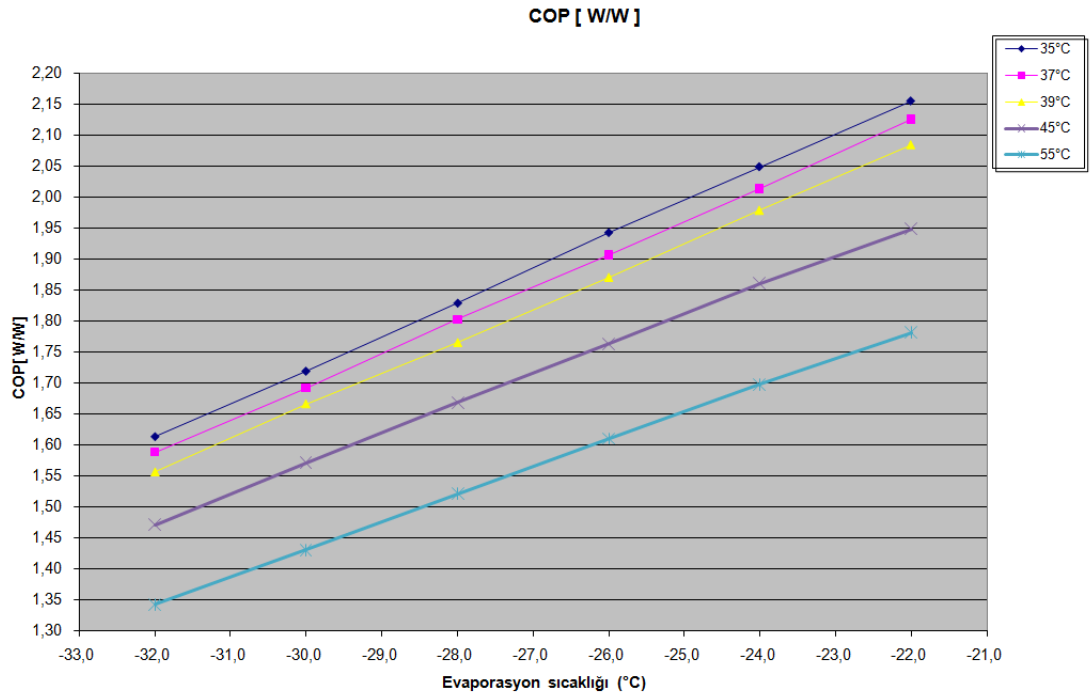
Aşağıdaki çizelgedeki katsayılar yardımıyla istenen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının belirlenmesinde MS Excel programından faydalanılmıştır.

Çizelge 2. 1 Debi, giriş gücü ve kapasite hesabına kullanılacak katsayılar

	Debi[kg/h]	Giriş gücü [W]	Kapasite [W]
an	katsayı		
a1	9,99E+00	4,15E+02	9,35E+02
a2	4,58E-01	2,51E+01	4,29E+01
a3	6,08E-03	4,48E-01	5,74E-01
a4	-1,97E-01	-1,18E+01	-1,80E+01
a5	-1,29E-02	-9,90E-01	-1,20E+00
a6	-2,09E-04	-1,87E-02	-1,97E-02
a7	2,10E-03	1,46E-01	1,91E-01
a8	1,45E-04	1,12E-02	1,34E-02
a9	2,34E-06	2,03E-04	2,19E-04

Kompresöre ait 9 nokta performans deneylerinin sonuçları grafiksel olarak görülmektedir. Debi ve diğer değerlerin belirlenmesinde bilinmesi gereken yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları, kompresöre en yakın konumlar olan yoğuşturucu giriş basıncı ve buharlaştırıcı çıkış basıncına karşılık gelen sıcaklıklar olmalıdır. Buharlaştırıcı giriş basıncı ve buharlaştırıcıdaki basınç düşüşü ölçülebildiğinden çıkış basıncı hesaplanabilmekte, basınca karşılık gelen iki fazlı soğutucu akışkan sıcaklığı REFPROP programından alınabilmektedir.

Deneyler için karşılaştırmalarda COP değerleri kullanıldığı için çıkan sonuçlar dahilinde hesaplanan buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre debi, giriş gücü ve kapasite hesaplanır ve akabinde COP değeri bulunur.



Şekil 2. 7 Teorik çalışmada esas alınan kompresörün kalorimetrik COP verileri

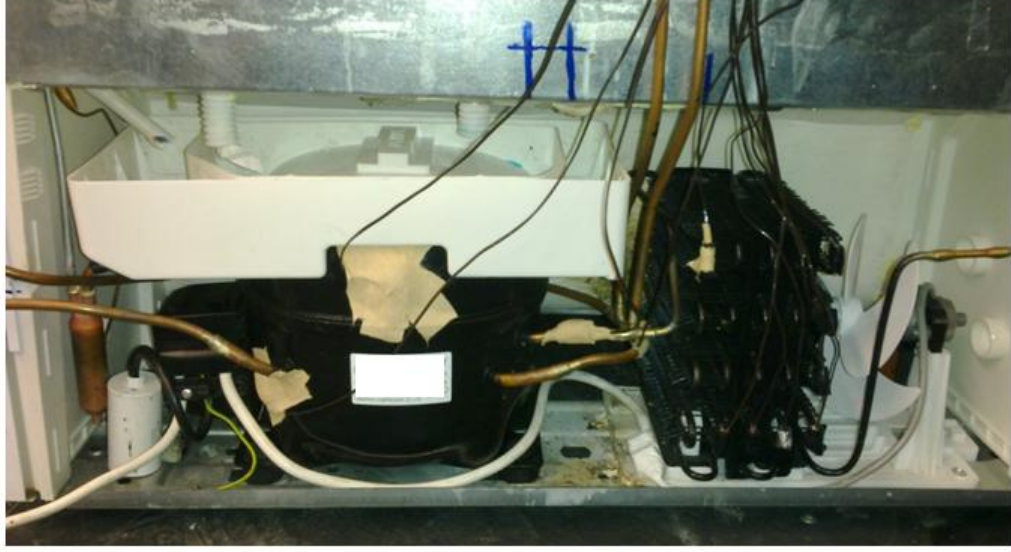
Beklendiği üzere aynı buharlaşma (evaporasyon) sıcaklığı için sistem yoğuşma sıcaklığı düştükçe COP değeri artmaktadır.

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Buzdolabı kabin dibinin iyileştirilmesi ve tüketilen enerjinin düşürülerek buzdolabı kompresör COP değerinin arttırılması amaçlanarak yürütülen çalışmalarda esas üzerinde durulan konu soğutucu akışkan tarafı farklı geometrik kesitli yoğuşturucular olmuştur. Bu tip yoğuşturucuların geliştirilmesi ile basınç düşüşü değeri mevcut duruma göre azaltılmakta, aynı zamanda kompresör COP değeri artmaktadır. Çalışmanın daha sonraki evrelerinde yoğuşturucuların geliştirilmesi konusunda deneysel çalışmalar yapılmış ve bu çalışmalar farklı kabin dibi kapağı modelleri ve fanlar ile birlikte denenmiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda farklı yoğuşturucuların kullanımında ortaya çıkan basınç düşüşü değerleri teorik çalışmalar ile karşılaştırılmış ve uyumluluğu görülmüştür.

3.1 Deney Tesisatı

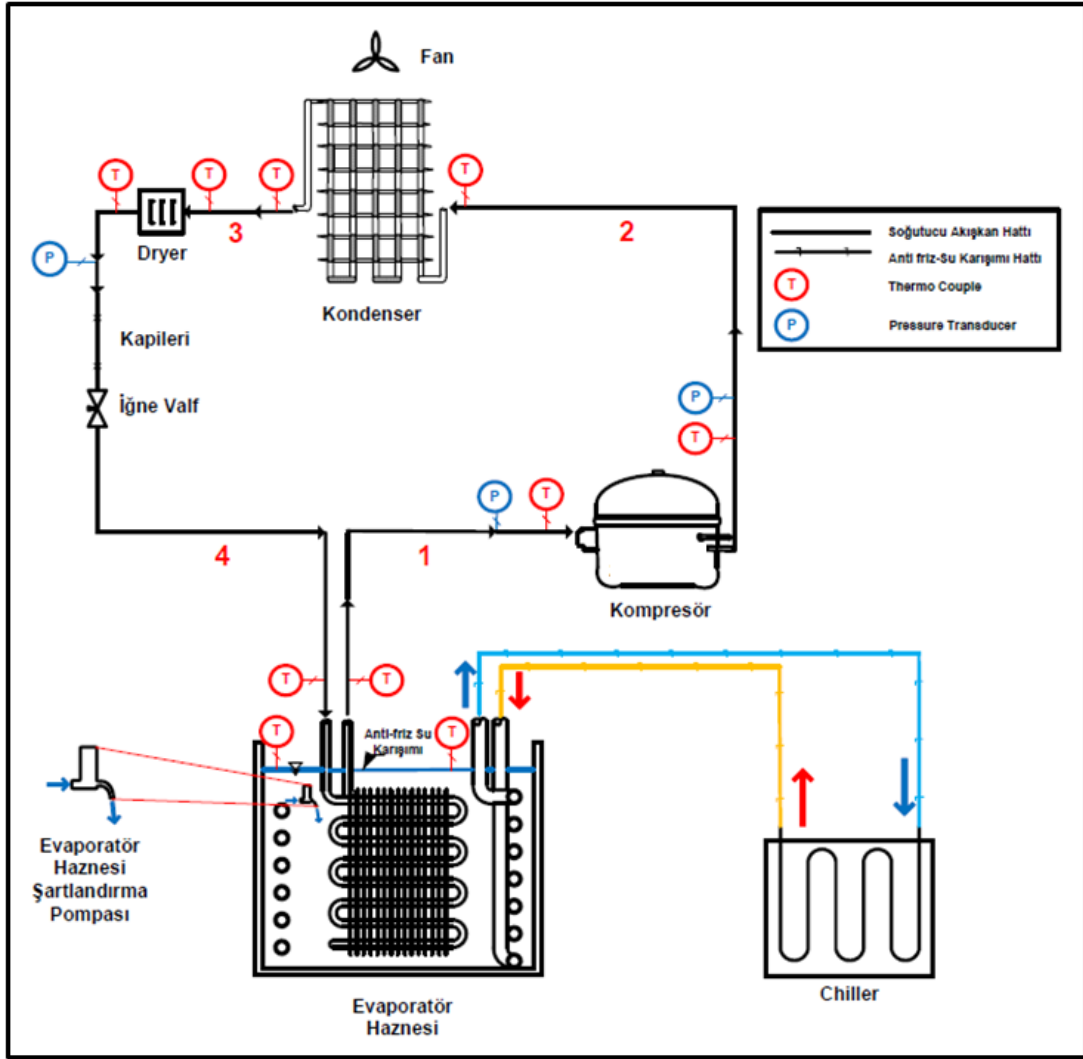
Deney tesisatı buzdolabında kabin dibi deneylerini gerçekleştirme amacıyla Arçelik A.Ş'nin Araştırma ve Geliştirme Merkezinde kurulmuştur. İlk deneylerde 2 kapılı buzdolabının orijinal kabin dibi komponentleri kullanılmıştır; kompresör ve defrost kabı, dokuz sıralı beş paslı koil kondenser ve eksenel fan.



Şekil 3. 1 Kabin Dibiinde Kullanılan Orijinal Komponentler; Sırasıyla, Kompresör-Defrost Kabı, Yoğuşturucu ve Eksenel Fan



Şekil 3. 2 Deney düzeneğinin konumu



Şekil 3. 3 Deney tesisatının şematik resmi

Deney düzeneği incelendiği zaman, kompresörden yüksek basınçlı gaz fazındaki soğutucu akışkanın kompresörden çıkış borusu üzerinden TC ile (termo kupl) sıcaklığı ve P (basınç transdüseri) ile basıncı ölçülür. Yoğuşturucuya giren soğutucu akışkan yoğuşma sıcaklığında yoğuşturucu pas ve sıralarını takiben ilerlerken yoğuşturucuya eksenel fan ile gönderilen hava ile yoğuşturucunun çevreye ısısını atması sağlanır ve soğutucu akışkan yoğuşturucunun son paslarında buharlaşma sıcaklığından düşük sıcaklıkta subcool (aşırı soğutma) diye tabir edilen sıcaklıkta yoğuşturucu çıkışına gelir. Yoğuşturucuda gerekli sıcaklık ölçümleri için TC'ler yerleştirilmiştir ve deney sırasında sürekli rejimde TC verisi okunur.

Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, kurutucu filtre (dryer-filter)' ye girer. Kurutucu filtreden çıkan soğutucu akışkanın basıncı ölçülür ardından kısılmanın gerçekleşmesi için 0.66 mm iç çaplı kapileri boruya girerek kısılır ve takiben iğne vanaya girerek tekrar kısılır. İğne vananın kullanım amacı, kapileride yapılan kısılmanın ardından istenilen deney şartları için gerekecek kısılmanın manuel olarak ayarlanmasıdır.

İğne vanadan çıkan ve iki fazlı akım halindeki soğutucu akışkan, chiller tarafından şartlandırılan yalıtımlı hazne içerisindeki buharlaştırıcıya girer ve burada hazne içerisinden ısı çekerek buharlaşmayı gerçekleştirir. Hazne içi sıcaklık gradyenini önlemek amacıyla ufak bir sirkülasyon pompası kullanılır ve hazne içerisinden sıcaklıklar okunarak süreklilik takip edilir. Bu sırada buharlaştırıcıda okunan TC'ler vasıtasıyla da buharlaşma sıcaklığının gidişatı ve kızgın buhar sıcaklığı (superheat), şarj miktarı gibi önem arz eden faktörler takip edilir.

Buharlaştırıcıdan çıkan kızgın buhar haldeki soğutucu akışkan kompresör dönüş borusu aracılığıyla kompresöre taşınırken kompresöre 15 cm uzaklıktan TC ile kompresör dönüş sıcaklığı okunur ve gerek bu sıcaklık değerine gerekse aşırı ısınma ve soğuma gibi faktörlere bağlı olarak yorum yapılarak gerekli soğutucu akışkan şarj miktarı tespit edilir.

3.1.1 Bağlantı Parçaları ve Yalıtım

Deney düzeneğinde soğutucu akışkan için kullanılan sistem tamamlayıcı 1" bakır boruların nerelerden döneceği ve bunların birleşme yerlerine göre parça parça uzunlukları tespit edilir. Basınç transdüserlerinin bağlanacağı yerlere T bağlantılar gerekecektir. T bağlantılardan sonra farklı çaplara daralma ve genişleme gerekebileceğinden redüksiyon parçaları kesilir ve hazırlanır.



Şekil 3. 4 T bağlantıları ve redüksiyon parçaları. b- Bağlantı parçalarının hazırlanma örneği

Basınç transdüserlerinin T bağlantılarında yer alan üçüncü yola bağlanma bilmeleri için basınç transdüseri sayısı kadar akü parçası hazırlanır.



Şekil 3. 5 İlk resim, basınç transdüseri bağlantı aküleri. İkinci resim, akülerin transdüserlere bağlanmış şekli

Gerçekleşen kaynak işlemlerinden sonra kaynak yapılan yerler çeşitli yöntemlerle üstlerinden kaynak cüruf tabakası kaldırılacak şekilde temizlenir ve ardından basınç transdüserinin basınç aralığına dikkat edilerek sisteme kompresör servis borusundan 8-10 bar civarında Azot gazı (N_2) verilir ve servis borusuna manometre takılarak sistem iç basıncının düşüp düşmediği kontrol edilir. Bu işlem sırasında bağlantı noktalarına ve transdüser ve iğne vana gibi rekorlu bağlantı noktalarına da belirli yoğunlukta köpük sürülür ve noktasal veya daha büyük bir kaçak olup olmadığı kontrol edilir. Eğer bir problem varsa işlemler gözden geçirilir, yoksa sistemdeki yüksek basınçlı Azot tahliye edildikten sonra kullanılan vakum pompasıyla sistem belirli bir basınca vakumlanır ve ardından servis borusundan şarj verilir. Bu işlemler sırasında TC lehimlenmesi, basınç transdüserlerinin montajı, rekorların sıkılması gibi çalışmalar sistem şarj verme işleminden önce yapılmalıdır.

Sistemde kaçak testi ve diğer ayarlamalar yapıldıktan sonra yalıtım kısmına gelindiğinde şekildeki gibi bakır borularla çevre arasında ısı engelleyen yalıtımlı borular kullanılır. Yalıtımlı borular chilllerden evaporatör haznesine antifriz-su taşıyan borular

içinde ısı kaybı ve kazancını önlemek için kullanılır ve haznenin kaplanması için ise yalıtım plakaları kullanılır ve geometriye bağlı olarak kesilip hazne kaplanır.



Şekil 3. 6 Yalıtımlı borular ve evaporatör haznesi. b- Chiller'in taşıdığı antifriz-su karışımını taşıyan yalıtımlı esnek plastik borular

3.1.2 Kullanılan İğne Vana ve Kapileri Boru

Deney düzeneğinde kullanılan iğne vana için 1" bakır borularla rekorlu bağlantı yapılmış ve girişine kapileri kısılma borusu kaynatılmıştır. İğne vanada rekorlu bağlantıdan önce kapileri boru ve 1" boru redüksiyonu hazırlanan bağlantı parçasıyla yapılmıştır.

Deney düzeneği için 1.8 m uzunluğunda kapileri boru hazırlanmış ve çevreden ısı çekmemesi ve sabit entalpi değerinde kısılmanın gerçekleştiği varsayımına uyacak şekilde iyi bir şekilde yalıtılmıştır. Yalıtım için kapileri boru iç çapını bozmayacak şekilde belirli bir çapta sarılmış ve daha önceden hazırlanan XPS (extrude polistren)

köpüğünden yapılan yatılım kutusunun içersine yerleştirilip boşluklar doldurulacak şekilde kapatılmıştır.



Şekil 3. 7 Kapileri boru yalıtım kabı yerleşimi ve yalıtım kabı kapatılmış şekli

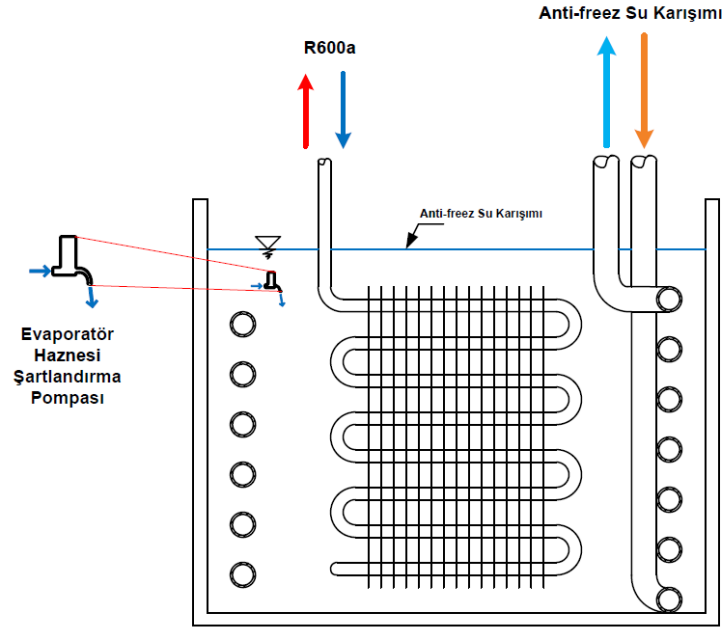


Şekil 3. 8 Swegelok marka iğne vana

İğne vanada 14 tur yapma imkanı bulunmakta ve her tur arası 0-5-10-15-20 şeklinde gösterilen 20 eş parçaya bölünmektedir. Beklendiği üzere tur sayısı azaltıldıkça iğne vana kısılmaktadır.

3.1.3 Buharlaştırıcı ve Şartlandırma Haznesi

Buharlaştırıcının sabit ısı çekebilmesi ve karlanmaması için içerisinde tutulduğu şartlandırma haznesi, hazneyi sürekli sabit sıcaklıkta tutacak olan chiller kullanılmıştır. Buharlaştırıcı çalışırken haznedeki antifriz-su karışımından ısı çekerek hazneyi soğutacağı için, helisel bakır boru içerisinden geçen antifriz-su karışımı ile hazneye ısı verilerek istenilen sabit sıcaklık durumu sürekli olarak sağlanmış olur. Kullanılan chiller dan çıkan yalıtımlı boru buharlaştırıcı haznesinin içerisinde helisel sarılı bulunan bakır boruya bağlı rekor kısmına bağlanmıştır. Bu yolla chillerdan gelen set edilen sıcaklıktaki antifriz-su karışımı (%50 antifriz - %50 su) helisel bakır borunun içerisinden akarken buharlaştırıcı haznesini ısıtır ve helisel boru çıkışında giriş sıcaklığından düşük sıcaklıkta çıkarılarak yalıtımlı boru aracılığıyla chiller'a geri döner ve tekrar şartlanır. Şartlandırma sırasında kullanılan haznenin sıcaklığı iki adet TC ile okunmuş ve süreklilikleri takip edilmiştir.

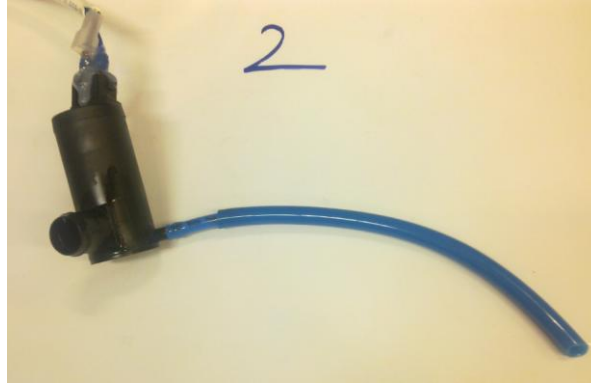


Şekil 3. 9 Buharlaştırıcı şartlandırma haznesi şematik gösterimi



Şekil 3. 10 Buharlaştırıcı haznesi şartlandırma haznesi açık ve kapalı durumu

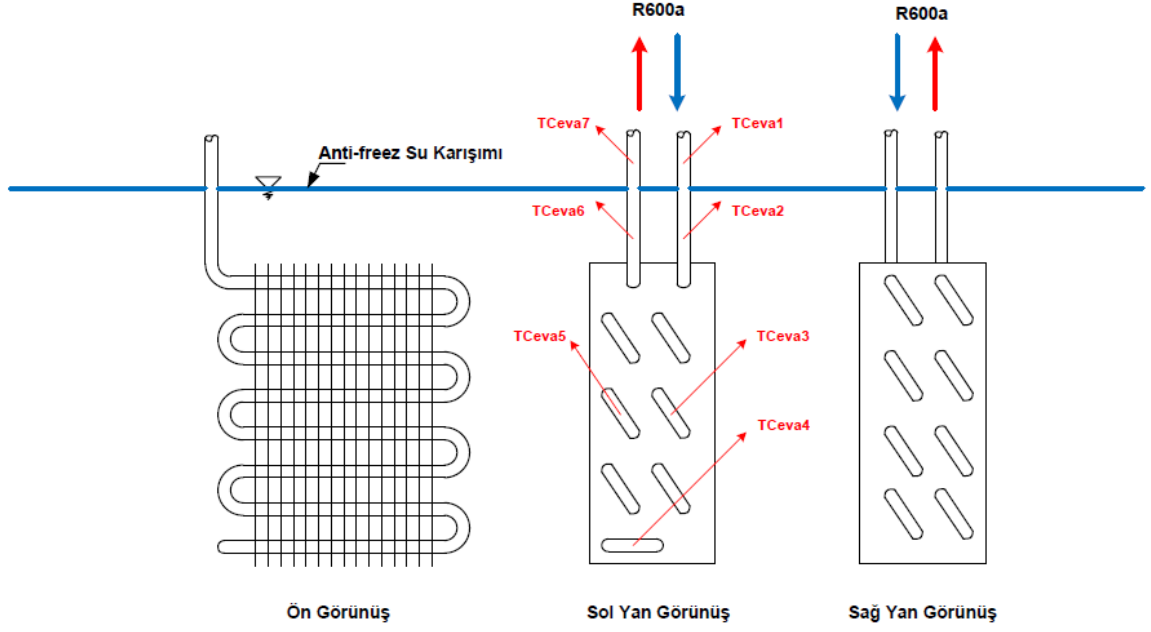
Yalıtımlı haznenin içerisinde yer alan ve buharlaştırıcı tarafından çekilen ısının hazne içerisinde bulunan antifriz-su karışımında sıcaklık gradyeni yaratmaması için ufak bir sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Kullanılan pompa yardımıyla hazne içerisinde sürekli olarak hazne içi antifriz-su karışımı sirküle edilmiş ve buharlaştırıcının ısı çekeceği sistemin yakın çevresinde sıcaklık farklılıkları azaltılmıştır.



Şekil 3. 11 Buharlaştırıcı haznesi şartlandırma pompası

Kullanılan buharlaştırıcı gerçekleştirilen deneyler sırasında istenilen buharlaşma sıcaklıklarında sabit miktarda ve yeterli kapasiteyi sağlayacak ısı çekmeye yaramaktadır. Buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan paslar ve sıralar arasında ilerlerken buharlaştırıcı haznesi içerisinde bulunan antifriz-su karışımından ısı çeker ve buhar kuruluk oranı artarken iki fazlı akımdan kaynaklanan akış rejimleri meydana gelir.

Buharlaştırıcı çıkışına yakın bir yerde superheat (aşırı kızma) oluşumuyla soğutucu akışkan kızgın buhar fazına geçer ve artık çektiği ısı ile sıcaklığı yükselir. Buharlaştırıcıda aşırı kızma olayının çıkışa yakın bir yerde istenmesinin nedeni gerek çıkıştaki buhar kuruluk değerinin bilinmesi, gerekse kompresöre sıvı fazda akışkanın gidip kompresöre hasar vermesinin önlenmesidir. Bunun için buharlaştırıcı çıkışında superheat değerinin 1°C - 2°C civarında tutulması ideal olarak görülür. Aşırı kızma miktarının tespiti sistem için gerekli soğutucu akışkan şarj miktarının belirlenmesi için önemli bir faktördür. Bu nedenlerden ötürü gerçekleşen aşırı kızdırma değerinin ve diğer ön görülen dönüm noktalarının buharlaşma sırasındaki davranışını incelemek adına buharlaştırıcıya yedi adet TC yerleştirilmiştir.



Şekil 3. 12 Buharlaştırıcıda kullanılan TC yerleşimi şematik gösterimi



Şekil 3. 13 Kullanılan buharlaştırıcının gösterimi

Deney düzeneğinde buharlaştırıcıya bağlı TC'lerin buharlaştırıcı dış yüzeyi harici kısımları küçük kapsüller şeklinde korunacak şekilde terostat yardımıyla antifriz-su karışımıyla direkt temasları önlenmiş, sadece buharlaştırıcı yüzeyiyle temasları sağlanmıştır. Bu yolla buharlaştırıcıya bağlı TC'ler ile farklı sıcaklıkta olan, sirkülasyondan ötürü sabit hızla dönen ve ısı transferini arttırarak buharlaşma için okunan TC sıcaklık verisini farklı değerlerde almaya neden olan, antifriz-su karışımının TC verisine etkisi azaltılmaya çalışılmıştır.

3.1.4 Kullanılan Kompresör Bilgileri

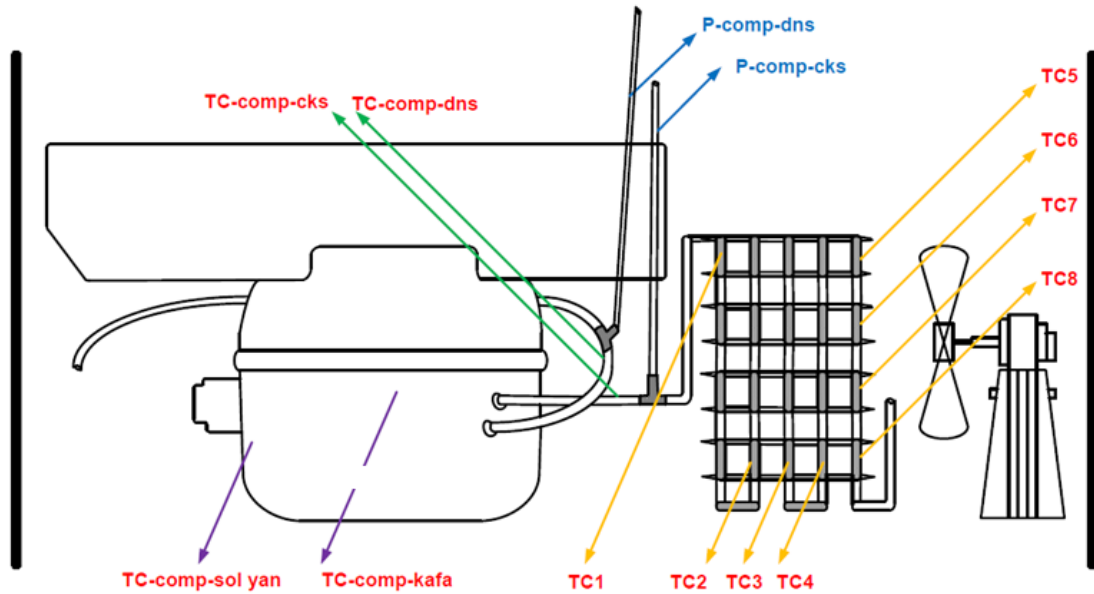
Deneylerde sabit devirli R600a ile çalışan kompresör kullanılmıştır. Kullanılan kompresör için soğutucu akışkanın belirli yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına göre değişen kompresör haritası (MAP) çıkartılmış ve istenilen buharlaşma ve yoğuşma basınç ve sıcaklıklarına bağlı soğutucu akışkan debi değeri belirlenmiştir.

Kompresör MAP hesapları için ASHRAE şartları olan 54.4 °C yoğuşma sıcaklığı ve - 23.3°C buharlaşma sıcaklığında, 32°C ortam şartında kompresörün kapasite testi yapılmıştır.

Çizelge 3. 1 Aynı yoğuşma sıcaklığı ve farklı evaporasyon sıcaklıkları için bazı değerler

T kon [°C]	T evap [°C]	Kapasite [kcal/h]	Kapasite [W]	Giriş gücü [W]	COP [W/W]	Voltaj [V]	Akım [A]	Pfactor	Muha faza [°C]	Çıkış [°C]	Debi [g/s]	Balance [%]	Subcool ing [°C]	Super heat [°C]	Ambient [°C]
35,0	-22,0	197,1	229,2	106,4	2,16	230,3	0,477	0,968	50,1	62,3	0,671	1,3	25	25	25
35,0	-24,0	179,3	208,5	101,8	2,05	230,1	0,458	0,966	50,0	61,6	0,610	0,9	25	25	25
35,0	-26,0	162,6	189,1	97,3	1,94	229,9	0,439	0,964	50,0	60,7	0,553	0,7	25	25	25
35,0	-28,0	146,9	170,9	93,4	1,83	229,7	0,423	0,962	50,0	59,9	0,500	0,3	25	25	25
35,0	-30,0	132,3	153,9	89,5	1,72	229,9	0,407	0,958	50,0	59,0	0,450	0,2	25	25	25
35,0	-32,0	118,6	137,9	85,5	1,61	229,8	0,392	0,950	49,9	58,0	0,403	0,2	25	25	25

Deneylerde kullanılan kompresörde sıcaklık ölçümleri kompresör kafa, sol yan, giriş ve çıkıştan alınan sıcaklıklarla yapılmıştır.



Şekil 3. 14 Kabin dibi yerleşiminde kompresörden alınan sıcaklık noktaları

3.2 Ölçüm, Veri Toplama ve Kontrol Grubu

Deney düzeneğinin anlatılmasından sonra kurulan sistemden sıcaklık, basınç, elektriksel büyüklük gibi değerlerin okunabilmesi için çeşitli kablolar ve değerlendirme cihazları kullanılır. Gerek basınç transdüserlerini istenilen volt ve akım değerlerinde besleyip data çıktısı almak için, gerekse sadece buharlaştırıcı haznesi şartlandırma pompası, kabin dibinde kullanılan DC fan devir ayarı için Power Supply (PS) kullanılır. Kullanılan DC Power Supply ile aynı anda iki farklı değerde beslemeyi gerçekleştirebilir. Toplanan datanın bilgisayar üzerinde takip ve kontrol edilebilmesi için HP VEE kontrol programı kullanılır.



Şekil 3. 15 Deneylerde kullanılan DC Power Supply (PS)

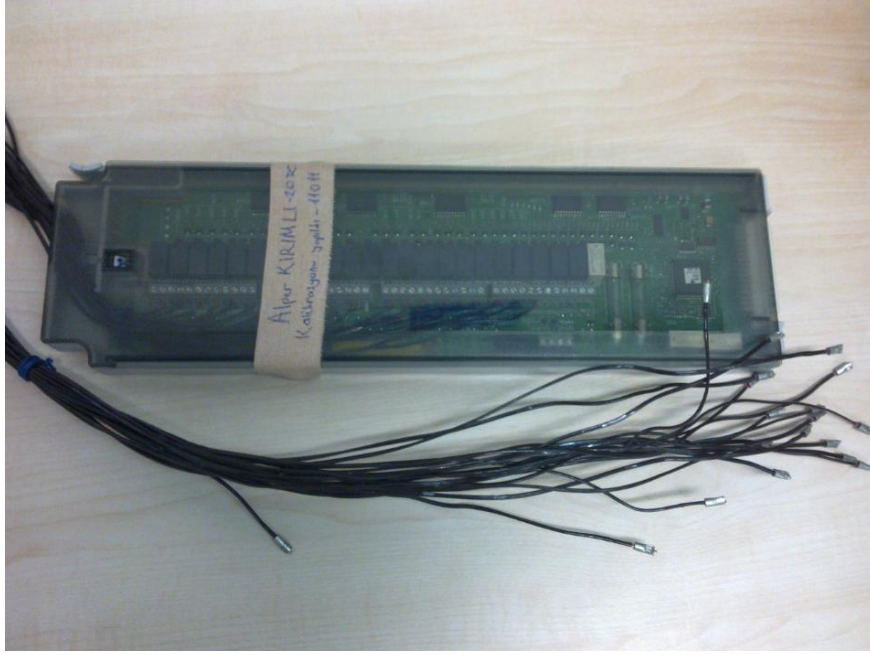
Yapılan deneylerde kullanılan TC'lerin erkek uçları, istasyon TC panolarındaki dişi prizlere sırasıyla takılır ve bu değerler panoya bağlı sıralı kablolarla veri toplama cihazına oradan bilgisayara gönderilir. Aynı şekilde basınç transdüserlerinin verileri de istasyon panosuna bağlı kanallardan veri toplama cihazına gönderilir ve veri toplama cihazı kartında bulunan 20 adet karta sırasıyla yerleşim sağlanır, dolan kart ardından ikinci karta data toplama bağlantıları yapılır ve derlenip bilgisayara gönderilir. Deneylerde HP Agilent 34970 veri toplama cihazı kullanılmıştır. HP VEE programı vasıtasıyla ise veriler toplanmıştır.



Şekil 3. 16 Deneylerde kullanılan veri toplama cihazı, HP 3852A Data Acquisition/Control Unit

3.2.1 Sıcaklık Ölçümleri

Deney düzeneğinde 25 farklı noktadan sıcaklık ölçümü yapılmaktadır ve bunların hangi TC kablosuyla yapıldığı ve hangi sırayla takip edildiği önemlidir. T tipi TC'ler (termo eleman-termo kupl) komponentler üzerine ve borulara olan bağlantılarında, lehim yapılmadan önce lehimin daha iyi tutabilmesi için zımpara ile aşındırılan yüzeylere kızgın lehimin damlatılması ve ardından TC'nin lehim damlatılan yere temas ettirilip yine kızgın lehimle üzerine işlem yapıp birkaç saniye beklenmesinin ardından yüzeye yerleşimi gerçekleştirilir. Bu arada TC ve lehim tutturma işleminin bakır borulara yapıldığı, alüminyum yüzeylerde tutmadığı ve başka işlem gerektirdiği unutulmamalıdır.



Şekil 3. 17 20 kanallık data toplama kartı ve bağlı TC'lerin gösterimi

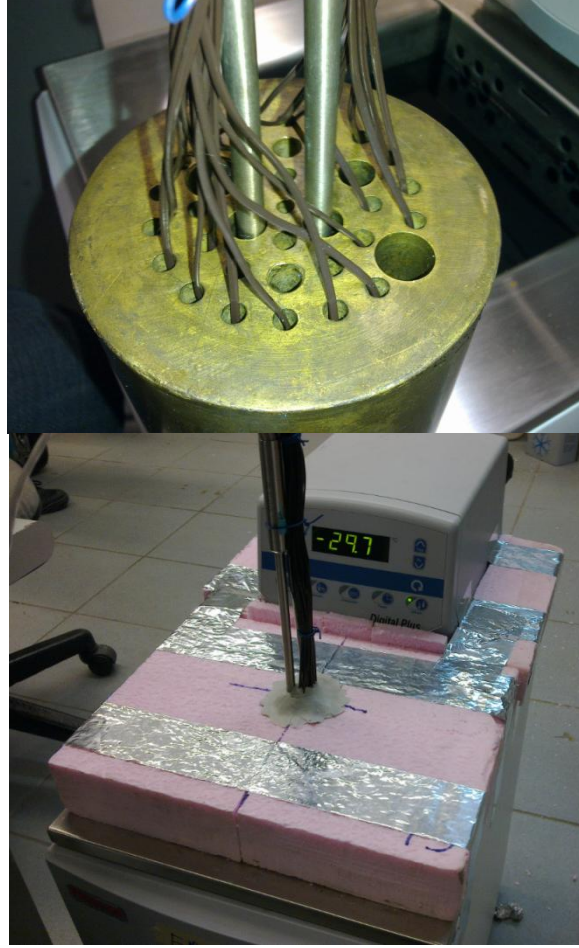
Çizelge 3. 2 Kullanılan TC'ler için uygulama yeri ve sayısı

Yer	TC Sayısı
Yoğuşturucu	8
Buharlaştırıcı	7
Kompresör	4
Ortam	2
Banyo	2
Kurutucu filtre	2
Toplam	25

Çizelge 3. 3 Deneyler sırasında okunan TC'lerin sırası, isimleri yer almaktadır

sıra	TC no	TC isim
1	10	komp. dönüş
2	9	Komp. çıkış
3	1	cond1
4	2	cond2
5	3	cond3
6	4	cond4
7	5	cond5
8	6	cond6
9	7	cond7
10	8	cond8
11	11	komp. kafa
12	12	komp. sol yan
13	13	eva1
14	21	eva2
15	15	eva3
16	16	eva4
17	17	eva5
18	22	eva6
19	14	eva7
20	ort sol	ortam sol
21	-	-
22	banyo1	banyo1
23	banyo2	banyo2
24	19	dryer-g
25	20	dryerç
26	ortsağ	ortam sağ

TC'lerin kalibrasyonu sırasında referans olacak iki adet termometre kullanılmıştır ve bunların markası Guildline 5150'dir. Deneylerde önce chiller kullanılarak kalibrasyon yapılmıştır.



Şekil 3. 18 Üstte TC'lerin ve referans RTD'lerin piriç bloğa yerleşimi. Altta, Chiller'in sabit sıcaklıkta yapılan kalibrasyon için üst kısmının yalıtılmış görüntüsü

Fluke 5500 A ile TC'lerin farklı Voltaj değerlerinde okunan sıcaklık değerlerine göre değerlendirme yapılmıştır. Bu şekilde; -50°C, -25°C, 0°C, 25°C, 60°C, 100°C, 150°C değerleri için gönderilen sinyaller karşılığında okunan değerler TC'lerin kalibrasyon eğrisinde kullanılmıştır.

Fluke 5500A'nın cihaz katalog belirsizliği $\pm 0,1^\circ\text{C}$ değerindedir. Sıcaklıktan kaynaklanan belirsizlik, kalibrasyon cihazın belirsizlik değeri, termal elemanların üretim ve malzemedeki kaynaklanan belirsizlik değeri, kalibrasyon standart sapma belirsizlik değeri, referans termometre belirsizliği, deney sonucu alınan verilerin her deney için ayrı ayrı hesaplanması sonucunda tespit edilebilir.

Çizelge 3. 4 Yedek dahil kalibrasyonu yapılan 40 adet TC'nin uygulanan ve okunan °C karşılık değerleri

Ref	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
-50	-49,82	-49,99	-50,04	-50,01	-50,04	-49,99	-50,05	-50,03	-50,02	-49,99
-25	-24,81	-24,97	-25,00	-24,98	-25,01	-24,97	-25,02	-24,99	-24,99	-24,96
0	0,13	-0,02	-0,06	-0,04	-0,06	-0,02	-0,07	-0,04	-0,04	-0,01
25	25,14	24,99	24,96	24,98	24,96	25,00	24,96	24,99	24,98	25,01
60	60,16	60,03	60,00	60,02	60,00	60,03	59,99	60,01	60,02	60,04
100	100,15	100,02	99,99	100,01	99,99	100,02	99,99	100,01	100,01	100,03
150	150,15	150,03	150,00	150	150,00	150,03	150,00	150,02	150,02	150,04

Ref	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
-50	-50,01	-49,84	-49,99	-50,12	-49,98	-50,06	-50,11	-50,03	-50,04	-50,06
-25	-24,98	-24,82	-24,97	-25,08	-24,95	-25,03	-25,06	-24,99	-24,99	-25,02
0	-0,02	0,12	-0,02	-0,12	0,00	-0,07	-0,11	-0,04	-0,04	-0,06
25	24,99	25,13	25,00	24,90	25,01	24,96	24,92	24,98	24,98	24,96
60	60,03	60,15	60,03	59,95	60,05	59,99	59,96	60,02	60,02	60,01
100	100,02	100,13	100,02	99,95	100,04	99,98	99,95	100,00	100,01	100,00
150	150,03	150,14	150,03	149,96	150,05	150,00	149,97	150,02	150,02	150,02

Ref	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
-50	-49,90	-50,03	-50,04	-50,04	-50,02	-50,06	-50,04	-50,04	-50,09	-50,03
-25	-24,88	-25,00	-25,00	-25,01	-25,00	-25,03	-25,01	-25,01	-25,07	-25,00
0	0,06	-0,05	-0,05	-0,07	-0,05	-0,08	-0,06	-0,06	-0,11	-0,06
25	25,07	24,96	24,96	24,95	24,96	24,93	24,95	24,95	24,91	24,95
60	60,09	60,00	59,99	59,98	59,99	59,97	59,99	59,99	59,94	59,99
100	100,08	99,99	99,98	99,97	99,99	99,96	99,98	99,97	99,95	99,99
150	150,08	150,00	149,99	149,98	150,00	149,97	149,99	149,99	149,96	149,99

Ref	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
-50	-50,03	-50,01	-50,08	-50,05	-50,05	-50,05	-50,04	-50,09	-50,01	-50,02
-25	-25,00	-24,99	-25,05	-25,03	-25,03	-25,02	-25,02	-25,05	-24,97	-24,98
0	-0,05	-0,04	-0,10	-0,08	-0,07	-0,08	-0,07	-0,10	-0,03	-0,04
25	24,95	24,96	24,91	24,93	24,93	24,92	24,95	24,91	24,98	24,98
60	60,00	60,01	59,96	59,98	59,98	59,98	59,99	59,95	60,02	60,02
100	99,99	99,99	99,95	99,97	99,97	99,97	99,98	99,96	100,01	100,01
150	150,00	150,01	149,96	149,98	149,98	149,98	149,99	149,96	150,02	150,02

Çizelge 3. 5 Farklı referans değerlerinde ve ortalamada STD (standart sapma) değerleri

Ref	STD(40 TC için)	ORT STD
-50	0,06	0,05
-25	0,05	
0	0,05	
25	0,05	
60	0,05	
100	0,04	
150	0,04	

40 adet TC için uygulanan referans değerlerinin karşılığı olarak okunan değerlerin ortalama standart sapma değerleri hesaplanmıştır. Standart sapma değerleri TC'ler için birbirine çok yakın bulunduğu ve farklı referans değerlerinde de standart sapmanın değişmemesinden dolayı referanslar için ortalama standart sapma değeri alınarak belirsizlik analizlerinde kullanılmıştır.

Çizelge 3. 6 40 adet TC için düzeltme eğri değerleri aşağıdaki şekildedir

1	$1.0001x - 0.1611$	21	$1.0001x - 0.0896$
2	$0.9999x - 0.008$	22	$0.9999x + 0.023$
3	$0.9998x + 0.0283$	23	$0.9999x + 0.0279$
4	$0.9999x + 0.0062$	24	$0.9999x + 0.0384$
5	$0.9998x + 0.0312$	25	$0.9999x + 0.0221$
6	$0.9999x - 0.0078$	26	$0.9998x + 0.0532$
7	$0.9998x + 0.0369$	27	$0.9999x + 0.0322$
8	$0.9998x + 0.0115$	28	$0.9999x + 0.0355$
9	$0.9998x + 0.0117$	29	$0.9997x + 0.0821$
10	$0.9998x - 0.0175$	30	$0.9999x + 0.0284$
11	$0.9998x - 0.0029$	31	$0.9999x + 0.024$
12	$1.0001x - 0.1477$	32	$0.9999x + 0.0123$
13	$0.9998x - 0.007$	33	$0.9998x + 0.0725$
14	$0.9996x + 0.0944$	34	$0.9998x + 0.0492$
15	$0.9999x - 0.0262$	35	$0.9998x + 0.0488$
16	$0.9997x + 0.044$	36	$0.9998x + 0.0495$
17	$0.9996x + 0.083$	37	$0.9998x + 0.0387$
18	$0.9998x + 0.0154$	38	$0.9997x + 0.0753$
19	$0.9997x + 0.0147$	39	$0.9999x + 0.0029$
20	$0.9996x + 0.0325$	40	$0.9998x + 0.0096$

3.2.2 Basınç Ölçümleri

Deneylerde basınç ölçümleri kompresör dönüşten alçak basınç transdüseriyle, kompresör çıkış ve kapileri öncesinden yüksek basınç transdüseriyle yapılmıştır. Kullanılan alçak basınç transdüseri; Bourdon Haenni markadır ve 0-10 Bar arası ölçüm yapmaktadır. Yüksek basınç transdüserleri Kulite marka 0-500PSI arası ölçüm yapmaktadır.



Şekil 3. 19 Kullanılan Kulite marka basınç transdüserinden örnekler

Basınç transdüserlerinin senelik kalibrasyonu yapılmaktadır. Kalibrasyon, power supply ile basınç transdüserinin + ve - besleme kablolarından çalışma aralığındaki gerilim ve akımla beslenmesi sırasında belirli bir süre uygulanan farklı değerlerdeki sabit basınca göre transdüserin gönderdiği + ve - çıkışlı sinyalin ortalama değeriyle olması gereken referans değerin karşılaştırmasıyla $R^2=1$ olacak şekilde eğri oluşturma yöntemine göre belirlenir. Oluşturulan eğri denklemi ile transdüserin okuduğu değerin eğri denkleminde yerine yerleştirilmesiyle düzeltilmiş değer elde edilir.

Aşağıdaki çizelgelerde, kullanılan basınç transdüserlerinin kalibrasyon eğrileri ve teknik datası yer almaktadır;

Çizelge 3. 7 Kapileri öncesinde ölçülen yüksek basınç transdüserinin kalibrasyon ve teknik datası

İsim:	Kapileri öncesi (Yüksek P)
Marka:	Kulite
No:	1000014376
Aralık:	0-500PSI
Eğri:	$y=101,02x-7,4395$ psi
	$y = 6,9669x - 0,5130$ bar
Besleme:	24V
Çıkış:	0-5V

P [Psi]	P [bar]	VDC1_ort	VDC2_ort	VDC_ort	Hedef [V]	Düzeltilen [psi]	Düzeltilen [bar]	STD [psi]	STD [bar]
50	3,45	0,5666	0,5673	0,5670	0,5000	49,94	3,44	-0,0013	-0,0033
100	6,90	1,0624	1,0636	1,0630	1,0000	100,14	6,89	0,0014	-0,0005
150	10,34	1,5577	1,5589	1,5583	1,5000	150,26	10,34	0,0017	-0,0001
200	13,79	2,0537	2,0549	2,0543	2,0000	200,46	13,80	0,0023	0,0004
250	17,24	2,5489	2,5501	2,5495	2,5000	250,57	17,25	0,0023	0,0004
300	20,69	3,0443	3,0459	3,0451	3,0000	300,72	20,70	0,0024	0,0006
350	24,14	3,5389	3,5399	3,5394	3,5000	350,75	24,15	0,0021	0,0003
400	27,59	4,0334	4,0342	4,0338	4,0000	400,78	27,59	0,0020	0,0001
450	31,03	4,5275	4,5279	4,5277	4,5000	450,76	31,03	0,0017	-0,0001
500	34,48	5,0214	5,0211	5,0213	5,0000	500,71	34,47	0,0014	-0,0004

Çizelge 3. 8 Kompresör çıkışında ölçülen yüksek basınç transdüserinin kalibrasyon ve teknik datası

İsim:	Komp. Çıkış (Yüksek P)
Marka:	Kulite
No:	1000014377
Aralık:	0-500PSI
Eğri:	$y = 100,69x - 0,6163 \text{ psi}$
	$y = 6,9441x - 0,0425 \text{ bar}$
Besleme:	24V
Çıkış:	0-5V

P [Psi]	P [bar]	VDC1_ort	VDC2_ort	VDC_ort	Hedef [V]	Düzeltilen [psi]	Düzeltilen [bar]	STD [psi]	STD [bar]
50	3,45	0,5024	0,5021	0,5023	0,5	49,96	3,45	-0,0009	-0,0009
60	4,14	0,6015	0,6015	0,6015	0,6	59,95	4,13	-0,0009	-0,0009
70	4,83	0,7007	0,7011	0,7009	0,7	69,95	4,82	-0,0007	-0,0007
80	5,52	0,7997	0,8005	0,8001	0,8	79,95	5,51	-0,0007	-0,0007
90	6,21	0,8992	0,8999	0,8996	0,9	89,96	6,20	-0,0004	-0,0004
100	6,90	0,9986	0,9995	0,9990	1	99,98	6,89	-0,0002	-0,0002
110	7,59	1,0979	1,0974	1,0976	1,1	109,90	7,58	-0,0009	-0,0009
120	8,28	1,1981	1,1976	1,1978	1,2	119,99	8,28	0,0000	-0,0001
130	8,97	1,2978	1,2980	1,2979	1,3	130,07	8,97	0,0005	0,0005
150	10,34	1,4965	1,4973	1,4969	1,5	150,11	10,35	0,0007	0,0007
200	13,79	1,9895	1,9936	1,9915	2	199,91	13,79	-0,0004	-0,0005
250	17,24	2,4909	2,4908	2,4909	2,5	250,19	17,25	0,0008	0,0008
300	20,69	2,9881	2,9865	2,9873	3	300,18	20,70	0,0006	0,0006
350	24,14	3,4826	3,4833	3,4829	3,5	350,08	24,14	0,0002	0,0002
400	27,59	3,9788	3,9801	3,9794	4	400,07	27,59	0,0002	0,0002
450	31,03	4,4747	4,4736	4,4742	4,5	449,89	31,03	-0,0002	-0,0003
500	34,48	4,9696	4,9697	4,9697	5	499,78	34,47	-0,0004	-0,0004

Çizelge 3. 9 Kompresör girişinde ölçülen alçak basınç transdüserinin kalibrasyon ve teknik datası

İsim:	Komp. Giriş (Alçak P)
Marka:	Bourdon Haenni
No:	1000017604
Aralık:	0-10 Bar
Eğri:	$y = 0,9998x + 0,009 \text{ bar}$
Besleme:	24V
Çıkış:	0-10V

P [bar]	DC1 [V]	DC2 [V]	ORT [V]	Hedef [V]	Düzeltilen [bar]	STD [bar]
0,1	0,09041	0,09306	0,091735	0,1	0,101	-0,0142
0,3	0,29002	0,293	0,29151	0,3	0,301	-0,0038
0,6	0,59007	0,59013	0,5901	0,6	0,600	0,0005
1	0,99246	0,99253	0,992495	1	1,002	-0,0020
2	1,9892	1,9919	1,99055	2	2,000	0,0001
4	3,9907	3,9895	3,9901	4	3,999	0,0002
6	5,993	5,9931	5,99305	6	6,002	-0,0003
8	7,9925	7,9928	7,99265	8	8,001	-0,0001
10	9,994	9,9933	9,99365	10	10,001	-0,0001

Deneyler sırasında basınç kontrolü Bar biriminde değerlendirilmiş ve 0-500PSI aralığında basınç ölçen yüksek basınç transdüserlerinin eğrileri PSI biriminden Bar birimine çevrilmiştir. STD (standart sapma) değeri belirsizlik analizi hesapları için basınç transdüserlerinin kalibrasyon sırasında basınç transdüserinin yaklaşık olarak ölçüm yaptığı basınç değerine karşılık gelecek şekilde seçilir ve belirsizlik hesaplamalarında kullanılır.

3.2.3 Güç Ölçümleri

ION6200 Data güç analizörü, Akım ölçüm belirsizliği %0.80, güç ve enerji ölçümleri için ise %0.40 değerindedir.



Şekil 3. 20 Frigo deneylerinde kullanılan güç analizörü, ION6200

3.3 Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalar sırasında ölçülen sıcaklık ve enerji değerleri için belirsizlik analizi yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalarla ilgili ölçüm belirsizliklerinin belirlenmesi, ölçüm sistemi ve sonuçlarının güvenilirliği açısından önem taşımaktadır.

Ölçüm belirsizliği hesabında Kline ve McClintock [19] tarafından ileri sürülen ve daha hassas olan yöntem kullanılmıştır. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ olsun. Bu durumda R büyüklüğü (3.1) şeklinde ifade edilir. Her bir bağımsız değişkene ait belirsizlik değerleri $(w_1, w_2, w_3, \dots, w_n)$ ve R büyüklüğünün toplam belirsizliği w_R ise R büyüklüğünün belirsizliği (2.2) ifadesi ile hesaplanmaktadır.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.1)$$

$$w_R = \pm \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.2)$$

Kullanılan basınç transdüserleri için 14377 numaralı yüksek basınç transdüserinde;

Kullanılan termo elemanlarda (TC) ise kalibrasyonlar sonrasında 0.18°C değerinde bir standart sapma görülmüştür. Ölçüm belirsizliği bu noktada her koşul için ayrı ayrı ele alınarak değişimler incelenmiştir. Örneğin incelenen bir kombinasyon için en az üç farklı deney alınmış sıcaklık ölçüm belirsizliği değerlendirmesi üç ayrı deney sonucu ortama ve standart sapma ortam sıcaklıkları bulunmasıyla başlamıştır. Üretimden gelen belirsizliğin yüzde olarak ifadesinde üreticinin belirttiği 0.3°C değerinin ortalama sıcaklık değerine göre yüzde değeri alınarak ifade edilmiştir:

- Üretimde gelen belirsizlik (w_1): %1.2

Referans RTD'lerden belirsizliği yüzde cinsinden ifade edilmiştir:

- Referans RTD'lerden gelen belirsizlik (w_2): %0.007

Kalibrasyondan gelen belirsizlik, kalibrasyon sırasında termo elemanların düzeltilmemiş standart sapma değerleri kullanılarak kullanılmıştır ve 0.18°C olarak bulunmuştur. Bu

ifadenin yüzde cinsinden ifadesi ise gene ortalama ortam sıcaklığıyla yüzde cinsinden karşılığıdır :

- Kalibrasyondan gelen belirsizlik (w_3): %0.7

Bu değerlerden referans RTD ve kalibrasyon ile ilgili olan kısımların güvenilirlik değerleri %68'dir ve σ ile ifade edilir. Güvenilirlik oranı %95 değerine ulaşması için bu iki sistematik hatanın 2 ile çarpılması gerekir. Böylelikle 2σ , yani %95 güvenilirlik seviyesinde ilgili olarak

$$w_T = \pm \left[(w_1)^2 + (2w_2)^2 \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

$w_T = \%1.9$ değerinde bir hata bulunur.

Bahsedildiği gibi bu değer yüzde hata ifadesidir ve ortalama ortam sıcaklık değeri ile çarpıldığı zaman $^{\circ}\text{C}$ cinsinden sıcaklık hatasını vermektedir. Unutulmamalıdır ki deneyler sırasında ortam sol ve sağ sıcaklıkları alınmıştır ve her deney sonrasında ortalama ortam sıcaklığı bu iki değerlerin ortalaması olduğu unutulmamalıdır..

Bu işlem tüm kapak ve yoğuşturucu kombinasyon deneylerinde yapılmış ve kombinasyonlara örnek olarak bazı deney tekrarlarında elde edilen sıcaklık belirsizlik değerleri verilmiştir:

Çizelge 3. 10 Farklı yoğuşturucu kullanılan kombinasyon deneylerinde ortam sıcaklık belirsizlik değerleri

Numara	Farklı Geometrilili Yoğuşturucu Kullanılan Kombinasyonlar		
1	Ortam [°C]		
	Ortalama	%95 Doğ.	std
	26,1	1,8	0,05
2	Ortam [°C]		
	Ortalama	%95 Doğ.	std
	25,9	1,9	0,09
3	Ortam [°C]		
	Ortalama	%95 Doğ.	std
	25,7	1,9	0,08
4	Ortam [°C]		
	Ortalama	%95 Doğ.	std
	26,5	1,8	0,05
5	Ortam [°C]		
	Ortalama	%95 Doğ.	std
	25,4	1,8	0,07
6	Ortam [°C]		
	Ortalama	%95 Doğ.	std
	25,5	1,8	0,02

Kullanılan 6 farklı kombinasyon için 2 σ yani %95 güvenilirlik değerleri ısı odasındaki ortam sıcaklık salınımlarının fazla olmamasından dolayı birbirine çok yakın çıkmıştır.

Basınç ölçümü için iki adet belirsizlik bulunmaktadır. Bunlar;

- Üretimde gelen belirsizlik (w_1): %0.4
- Ölçümden gelen belirsizlik (w_2): %0.13

Basınç ölçümünde meydana gelen belirsizlik (3.4) eşitliği ile hesaplanmaktadır. Sıcaklık belirsizlik hesabında olduğu gibi ölçümden gelen belirsizlikte 2 σ yani %95 güvenilirlik koşulları geçerlidir:

$$w_p = \pm \left[(w_1)^2 + (2w_2)^2 \right]^{1/2} \quad (3.4)$$

Bunlara göre sıcaklık ölçümü için belirsizlik değeri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$w_p = \%0.47$$

Düşük basınç transdüserinde %0.41 ve diğer yüksek basınç transdüserinde %0.46 değerinde belirsizlik tespit edilmiştir. Bu bize ilgili deneyler sırasında ölçülen basınç değerinin hata oranıyla çarpıldığında, basınç karşılığına denk gelen sıcaklık okuma değeri hatasını ifade etmektedir.

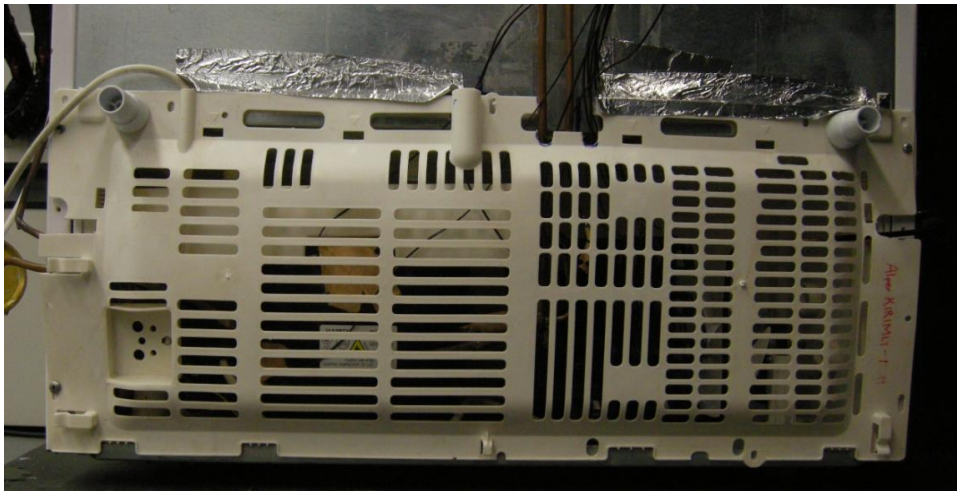
3.4 Alternatif Kabin Dibi Kapakları Tasarımları ve Hava Yönlendirmeleri Deneysel Bulguları

3.4.1 Kullanılan Kabin Dibi Kapakları Tasarımları

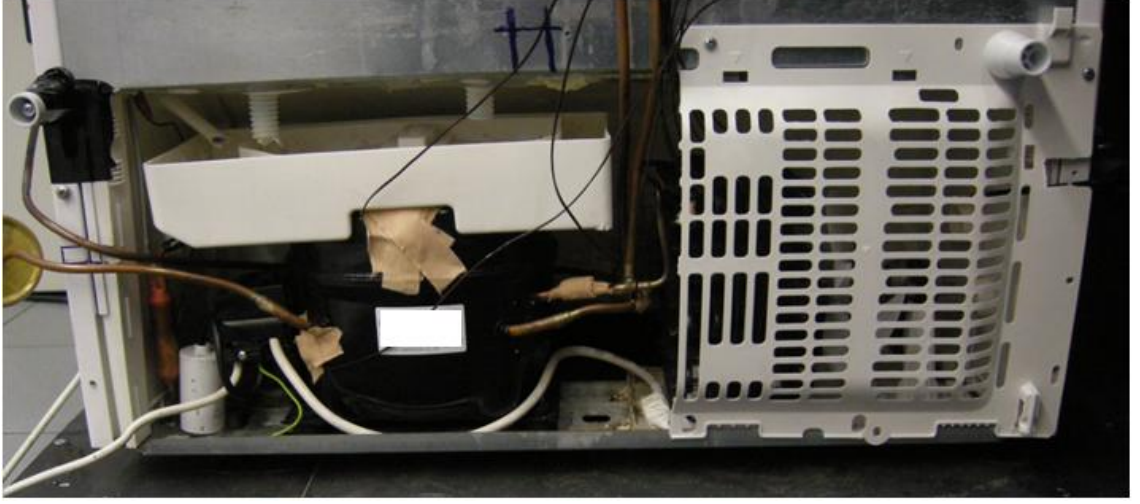
Buz dolabı kabin dibinde yapılan düzenlemeler kapsamında ilk çalışmalar mevcut kabin dibi elemanlarıyla (mevcut koil yoğuşturucu, fan, kompresör, kabin dibi kapağı vs.) gerçekleştirilen deneylerdir. Bu deneyler yapılırken buharlaşma sıcaklığı sabit tutularak en az üç tekrarlı deney yapılmıştır. İlk olarak -29°C ve -27°C buharlaşma sıcaklıklarında gerçekleştirilen deneyleri yapılmış ve deney sonuçlarına göre -27°C buharlaşma sıcaklığıyla farklı konfigürasyonlarla deneylere devam etmeye karar verilmiştir.

Buzdolabı orijinal kabin dibi kapağıyla başlayan deneylerde sadece farklı kabin dibi kapak modelleri değiştirilerek kompresör COP ve yoğuşturucu sıcaklık değeri gibi parametreler incelenmiştir. Yapılacak tasarımlarda önemli olan, kabin dibi fanının dış çevre havasını rahat alabilmesi ve bypass yapmadan kondenser üzerine üflemesi, bu yolla kondenserin daha rahat ısı atması ve sistem veriminin artırılması amaçlanmıştır.

Kullanılan kapaklar "K1, K2,..., K11" olacak şekilde kısaltma isimler ile anlatılmıştır.

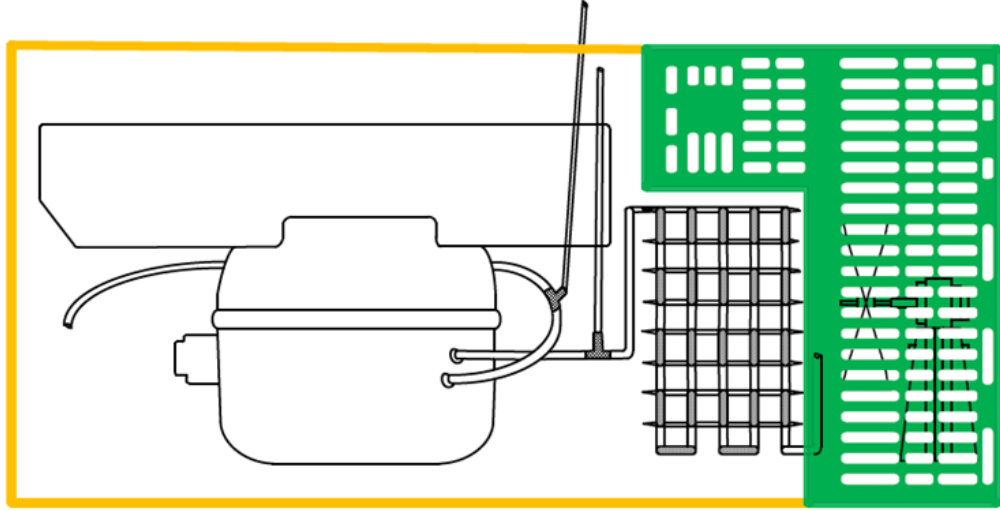


Şekil 3. 21 Buzdolabı orijinal (mevcut) kabin dibi kapağı (K1)



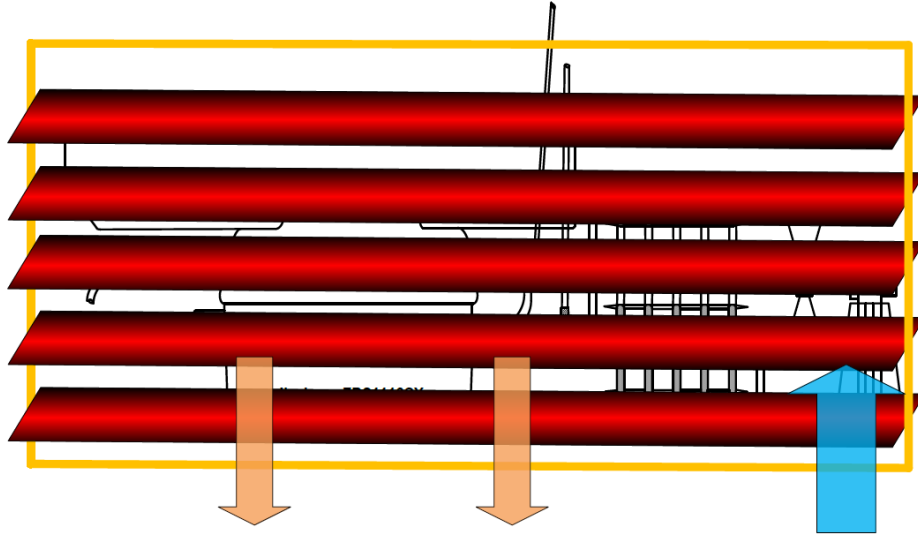
Şekil 3. 22 Deneyler sırasında kullanılan yarım kapak modeli (K2)

Yarım kapak kullanımı ile fan bölmesinin güvenli, yani parmağın fan kanatlarına gelmesini engelleyecek, bir şekilde çalışması ve kondenser üzerinden geçerek kompresörü süpüren fan tahrikli havanın kompresörden daha rahat çıkışı gerçekleşmiştir. Yukarıdaki şekle bakarsak fan ve kondenseri çevreleyen yeşil bölgenin kapalı olduğu görülmektedir.



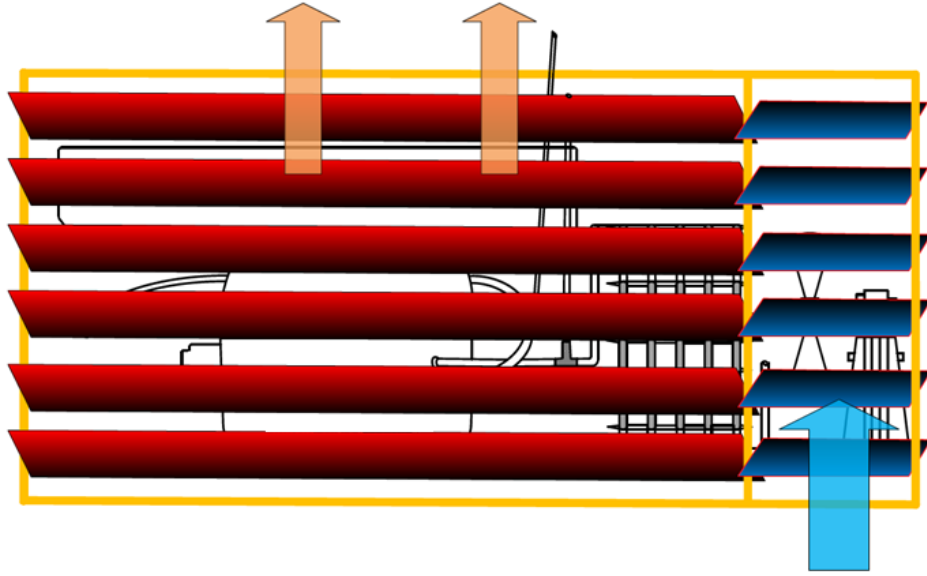
Şekil 3. 23 Deneyler sırasında kullanılan kapak modeli (K3)

K2 yarım kapak modeline benzeyen K3 modelinde yeşil alan içerisinde kalan fan güvenlik nedeniyle kapatılmış, yoğuşturucu ve kompresör gibi ısı yayan komponentler açık bırakılarak daha rahat ısı atmaları sağlanmıştır.



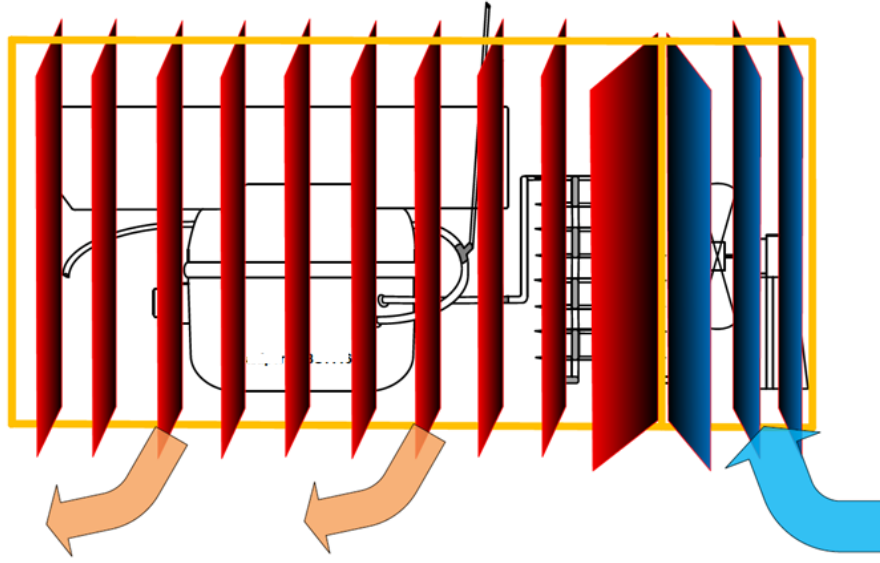
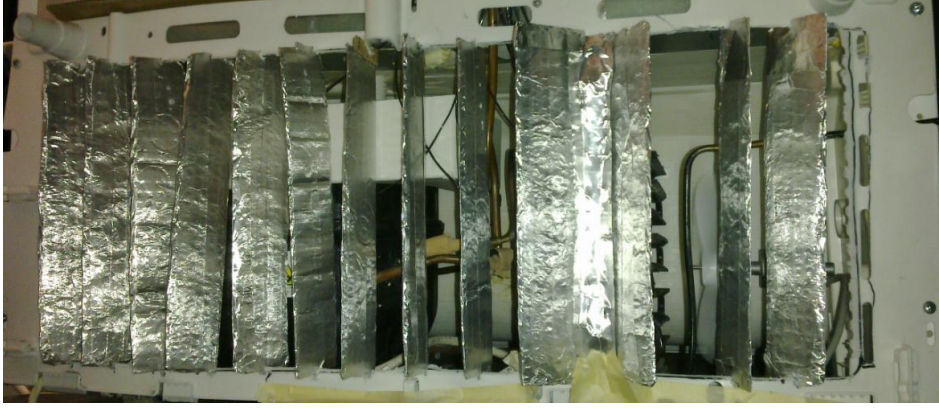
Şekil 3. 24 Deneyler sırasında kullanılan K4 modeli

Panjur kapak tasarımı mevcut kapakta da bulunan stoperlerin duvara teması sonucunda panjurların açılarak kabin dibinde hava giriş çıkışının daha rahatlaması yönünde bir çalışmadır. K4 modelinde fan havayı alt kısımdan almakta ve hava çıkışı yine aşağı yönlü olmaktadır.



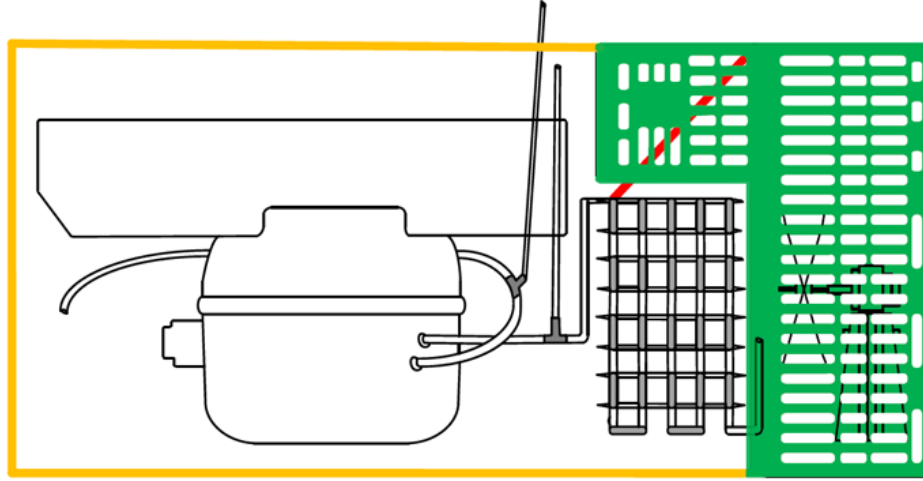
Şekil 3. 25 Deneyler sırasında kullanılan K5 modeli

K4 modeline benzer bir tasarım yapılmıştır ancak fan havayı aşağıdan çekerken, yoğuşturucu ve sonrasındaki panjur kanatlarının yukarı yerleşiminden dolayı çıkan hava yukarı yönlü olmakta ve buzdolabı ve kabin dibi arasında hava dağılımının kendi içerisinde karışması dolayısıyla kabin içerisine giren havanın K4 tasarımından daha soğuk olması amaçlanmıştır.



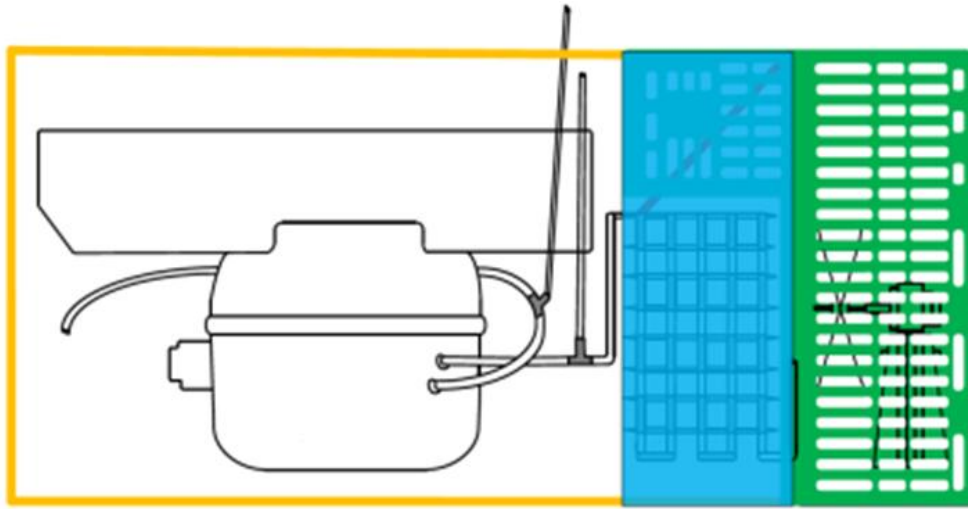
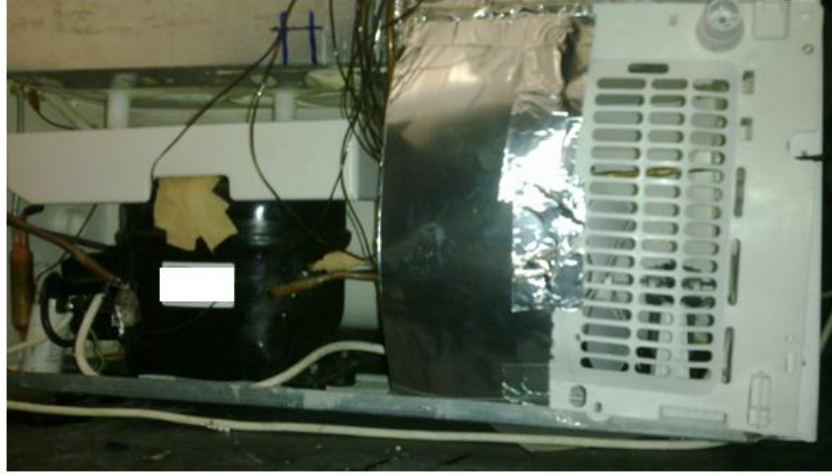
Şekil 3. 26 Deneyler sırasında kullanılan K6 modeli

Panjur kapak tasarımlarının sonuncusu K6, kabin dibine hava girişinin genel olarak sağ taraftan olmasını ve çıkışın soldan yapılması amaçlanarak geliştirilen bir tasarımdır.



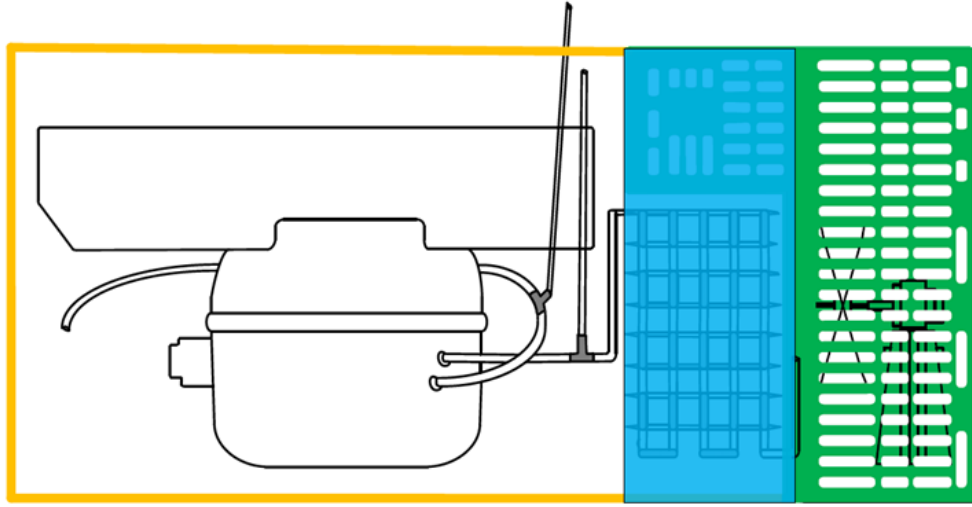
Şekil 3. 27 Deneyler sırasında kullanılan kapak modeli (K8)

K8 modelinde yoğuşturucu üzerine açılı olarak hava yönlendirme parçası konulmuş (kırmızı ile gösterilen parça) ve COP değişimine bakılmıştır.



Şekil 3. 28 Deneyler sırasında kullanılan kapak modeli (K9)

K9 modelinde K8 modelinin yoğuşturucu tarafına konulan plaka ile yoğuşturucu üzerinden geçen havanın daha fazla süpürülmesi amaçlanmıştır.



Şekil 3. 29 Deneyler sırasında kullanılan kapak modeli (K10)

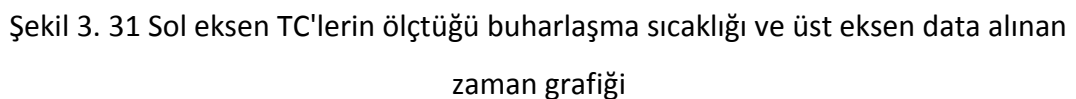
K10 modelinde K9 modelinin yoğuşturucu üstünde yer alan açılı yerleştirilmiş hava yönlendirmesi çıkartılmıştır.



Şekil 3. 30 Deneyler sırasında kullanılan sadece fan tarafını kapatan tasarım (K11)

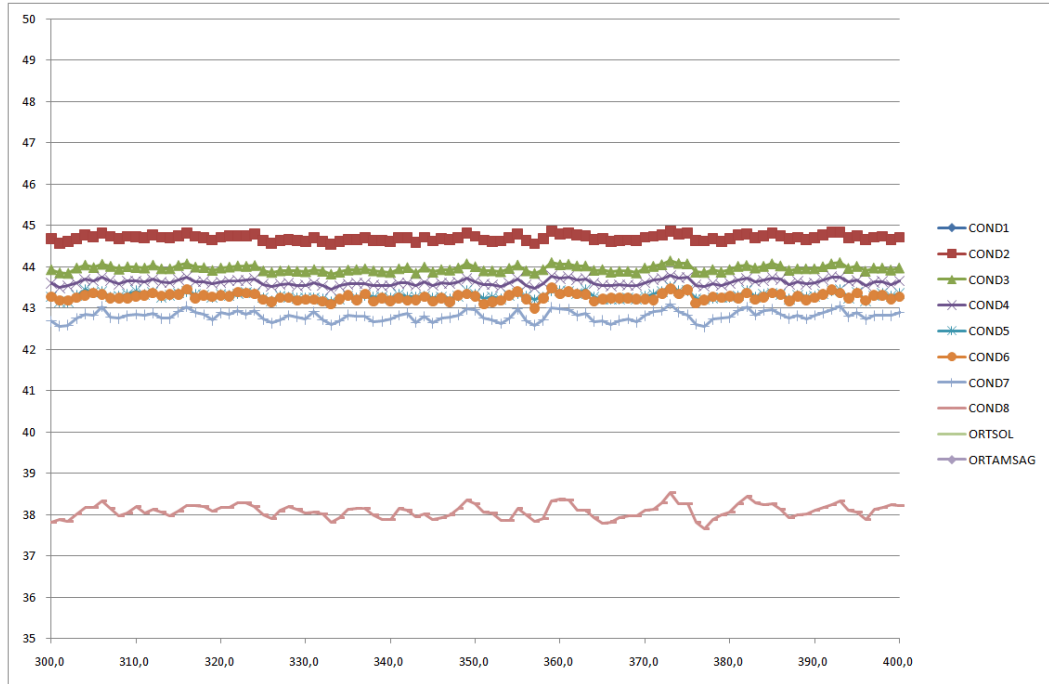
K11 tasarımı tek başına kullanılmamış, kullanımı ilk olarak mevcut kondenserde olmakla beraber H1 (Housing1) ile olmuştur. H1 ile fan tarafından üflenen havanın yoğunlaştırıcı üst ve yan taraflarından kaçmaması ve yoğunlaştırıcunun daha fazla süpürülmesi amaçlanmıştır. Aynı zamanda H1'in üst tarafı kabin dibi üst duvarına kadar devam ettirilmiş ve yoğunlaştırıcı üstünden fan'a herhangi bir şekilde el girmesi önlenmiştir.

Çizelgeye göre incelersek, sabit buharlaşma sıcaklığı olan -27°C 'de yapılan deneylerde aşırı kızdırma (superheat), aşırı soğutma (subcool), kompresör dönüş sıcaklığı gibi parametrelere önem verilmiştir. Bu değerlerin birbirine yakın olması sistemleri karşılaştırma açısından önem teşkil etmektedir. Bu değerleri birbirine yaklaştırmak için sarj miktarıyla, iğne vananın konumuyla veya chiller banyo sıcaklığı set sıcaklık değeriyle oynanabilir. Görüldüğü gibi üç parametreyle sisteme etki manuel olarak yapılabilmektedir, ancak ortam sıcaklığı ısı odasının ayarlı olduğu 25°C değerinde iken farklı kapak modelleri için oda sıcaklığı sabit kalacak şekilde değişmiştir. Deneyler esnasında birbirine yakın tutmaya çalışılan parametreler kontrol edilen ve edilemeyen başka etkenlerden belirtildiği gibi etkilenmektedir.



122

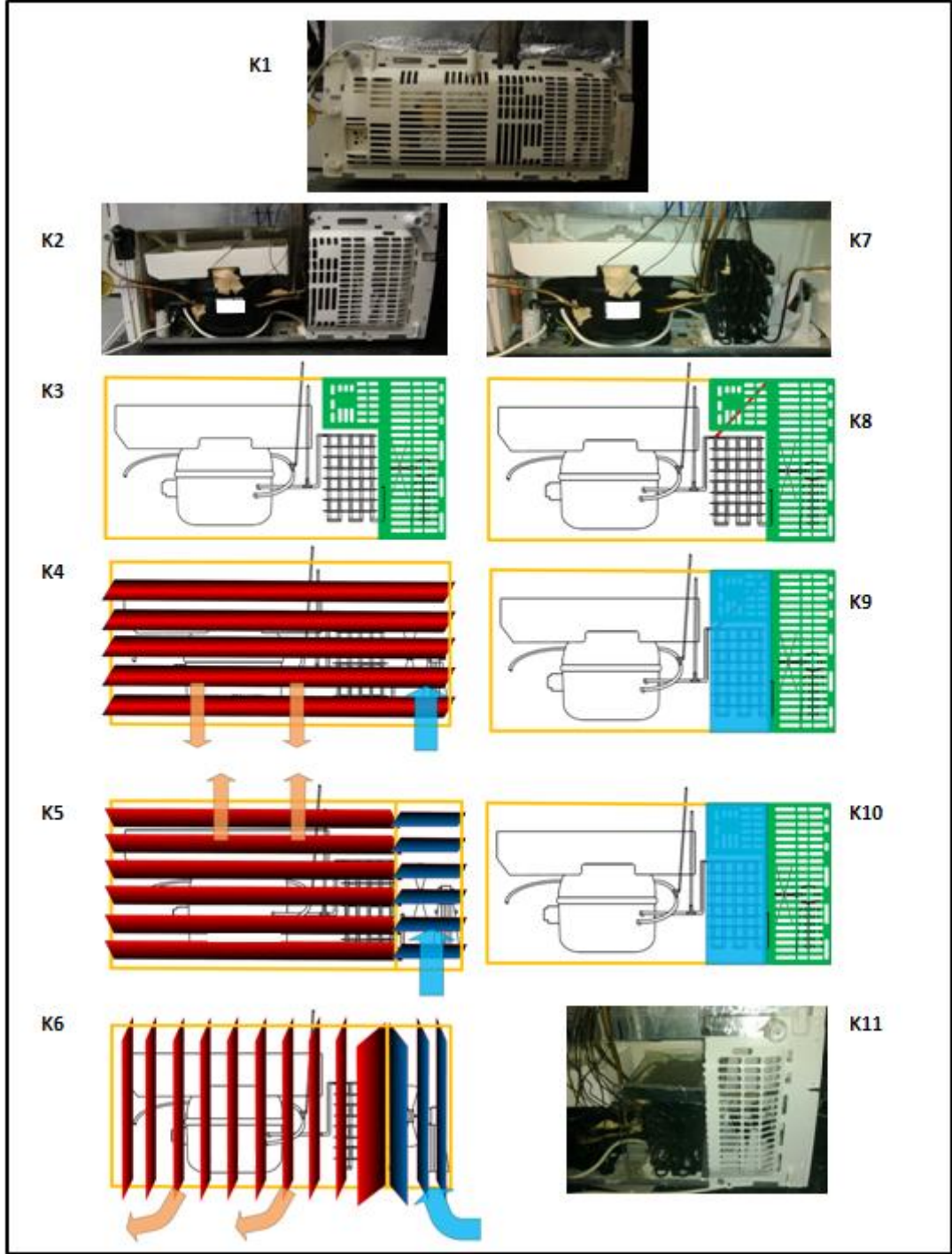
gerçek değer olarak tespit etmekteyiz. Grafiklerden TC'lerdeki ani değişimler, okunan sıcaklıklar için bant aralığı kontrolü ve salınım gözlenmektedir.



Şekil 3. 32 Sol eksen TC'lerin ölçtüğü yoğuşma sıcaklığı ve üst eksen data alınan zaman grafiği

Buharlaştırma sıcaklığı değerlendirmesinde olduğu gibi yoğuşma sıcaklıklarında da paslar arasındaki şarj dağılımı, sabit durumda iken görülen salınım ve subcool miktarı değerlendirmesinde bu grafiklerden de görsel olarak yararlanılmaktadır.

Yapılan bütün deneylerde sıcaklıkların belirli bant aralığında kalması istenmiştir ve aynı zamanda oluşabilecek şarj noksanlığı veya başka problemlerden kaynaklanan sıcaklıklardaki büyük salınım da görüldüğünde ilgili deneyler değerlendirmelere katılmamıştır.



Şekil 3. 33 Kullanılan kabin dibi kapak modelleri

Aşağıda verilen kapak deneyleri ile ilgili çizelgelerde numaralandırma karışık olarak yapılmıştır.

Çizelge 3. 11 Mevcut ve alternatif kabin dibi kapağı deneyleri bilgileri

	Sıcaklıklar						Güç	Özellikler		
	Yoğuşma	Buharlaştırma	Superheat	SubCool	Ortam	Kompresör Dönüş	Güç	Şarj	I.Vana Konumu	Chiller
Numara	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W	gr.	-	°C
1	45,8	-27	1,1	6,5	25	16,1	106,6	39,0	9_05	-11,0
2	45,3	-27	1,8	6,9	25,8	18,6	107,1	39,0	9_05	-7,5
3	44,8	-27	1,1	6,3	25,6	16,2	107,6	44,3	8_05	-11,0
4	44,1	-27	2,1	2,2	25,2	17,5	106,2	41,9	10_05	-10,0
5	44	-27	1,1	6,9	25,5	17,2	106,8	41,9	10_05	-10,0
6	43,4	-27	0,9	5,5	25,1	15,4	106,1	44,3	10_05	-11,0
7	43,7	-27	1,4	8,8	25,5	15,8	109,9	45,0	7_05	-11,0
8	43,7	-27	1,2	7,8	25,6	14,7	109,2	45,0	7_05	-12,0
9	43,5	-27	1,4	8,2	25,6	14,8	107,8	45,0	7_05	-11,0
10	42,5	-27	1,1	2,1	25,2	15,8	105,6	44,3	10_05	-11,5
11	42,5	-27	1	5,8	25,4	15	106,6	44,3	10_05	-10,0

Bu bilgilere ek olarak alternatif kapak tasarımlarına ait diğer büyüklüklerin kompresör MAP ile karşılaştırıldığı çizelgeye bakarsak;

Çizelge 3. 12 Mevcut ve alternatif kabin dibi kapağı deneyleri kompresör MAP karşılaştırması

Numara	Kapak Deneyleri							
	Yoğuşma [°C]	Buharlaştırma [°C]	COP	Debi [g/s]	Kapasite [W]	Deneysel-Güç [W]	MAP-Güç [W]	Fark [W]
1	45,8	-27	1,7	0,499	170,5	98,6	100	1,4
2	45,3	-27	1,71	0,500	170,9	99,1	99,8	0,7
3	44,8	-27	1,72	0,500	171,2	99,6	99,6	0,2
4	44,1	-27	1,73	0,503	171,8	98,2	99,4	1,2
5	44	-27	1,73	0,503	171,9	98,8	99,3	0,5
6	43,4	-27	1,73	0,503	172	98,1	99,3	1,2
7	43,7	-27	1,74	0,504	172,2	99,9	99,2	0,7
8	43,7	-27	1,74	0,504	172,2	97,6	99,2	1,6
9	43,5	-27	1,74	0,504	172,4	97,8	99,2	1,4
10	42,5	-27	1,76	0,507	173,4	97,6	98,8	1,2
11	42,5	-27	1,76	0,507	173,4	98,6	98,8	0,2

Çizelgeden görüldüğü üzere kompresörün belirli bir yoğuşma ve buharlaştırma basıncına karşılık gelen harcadığı güç miktarı, toplam güç miktarından fan gücünün çıkarılmasıyla bulunmuştur. Aynı şekilde basınç değerlerine karşılık gelen ve kompresör MAP hesaplarından yola çıkılarak hesaplanan kompresör güç miktarı ise çizelgede MAP-Güç değeri olarak hesaplanmıştır. Bu iki değer karşılaştırılması sırasında genel olarak %1 civarında bir fark olduğu görülür. Aynı şekilde farkın çok küçük olduğu bilindiği için COP MAP yardımıyla COP değerleri her bir tasarım için hesaplanır. COP değerleri karşılaştırılırken ortam sıcaklıklarının farklı olmasından kaynaklanan hatayı azaltmak adına ortam sıcaklığı 25°C referans alınarak düzeltme yapılmıştır. Yapılan düzeltmeye göre deney sırasında ölçülen ortalama sıcaklık değerinden 25°C çıkartılır ve aradaki fark sıcaklık değeri deney sonucu yoğuşma sıcaklık değerine eklenir. Bunun sonucunda tekrar COP hesaplanır. Bu şekilde farklı kapasitelerde yapılan deneylerde bir düzeltme yapılmış olur.

Çizelge 3. 13 Düzeltilmiş yoğuşma sıcaklığına göre düzeltilmiş COP değeri ve mevcut duruma göre karşılaştırmada meydana gelen %COP iyileşme değerleri

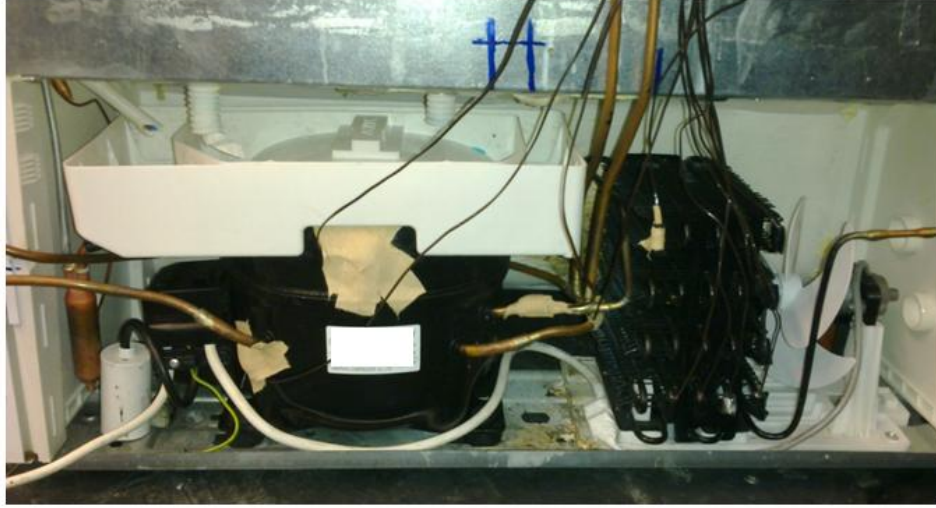
Kapak Tasarımları Deneyleri (@-27°C Buharlaştırma)			
Numara	Düzeltilmiş Kond.	Düzeltilmiş COP	COP iyileşme %
1	45,5°C	1,7	0,00%
2	44,4°C	1,72	1,40%
3	44,2°C	1,73	1,60%
4	43,9°C	1,73	1,90%
5	43,5°C	1,74	2,30%
6	43,4°C	1,74	2,40%
7	43,2°C	1,74	2,60%
8	43,1°C	1,75	2,70%
9	42,9°C	1,75	2,90%
10	42,3°C	1,76	3,40%
11	42,1°C	1,76	3,60%

Kapak tasarımları deneysel bulguları % COP iyileşme değerleri artan iyileşme değerine göre numaralandırılmıştır. En yüksek iyileşme değeri olarak %3,6 değeri tespit edilirken, tasarımlardan bazıları minikanal deneysel çalışmalarında kullanılmıştır.

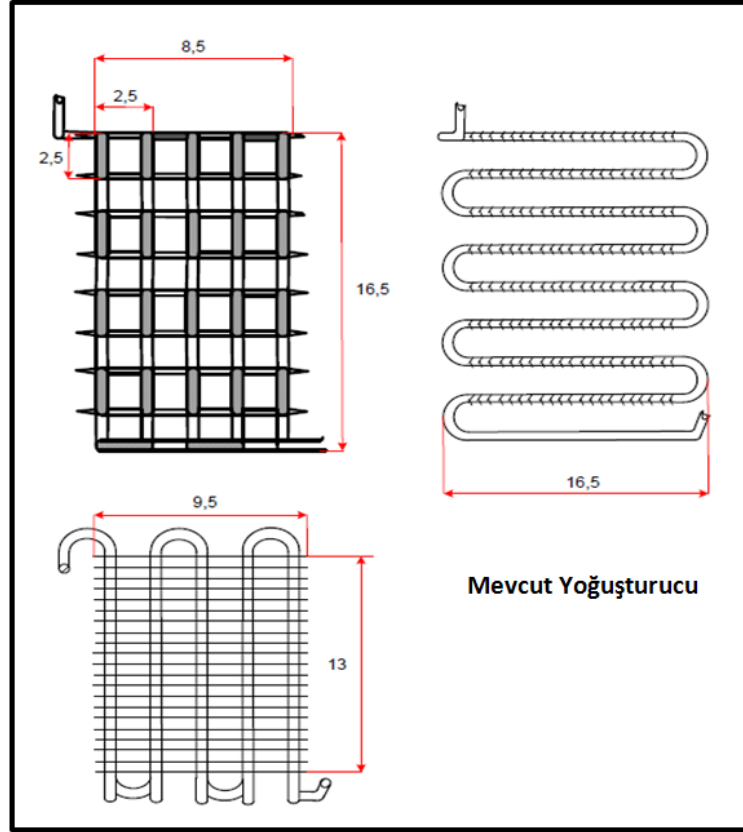
3.5 Mevcut Yoğuşturucu ve Alternatif Yoğuşturucu Tasarımları Deney Bulguları

3.5.1 Mevcut Yoğuşturucu

Buzdolabı mevcut komponentlerinden kabin dibi kapağı değiştirilmiş ve farklı kapak tasarımlarıyla COP değerindeki değişimler gözlenmiştir. Kabin dibi kapaklarının değiştirildiği ilk çalışmalarda sadece buzdolabı mevcut yoğuşturucusu kullanılmıştır. Bunun ardından minikanal yoğuşturucu modelleri tasarlanmış ve deneysel çalışmalar bu modellerde beraber alternatif kapak deneylerinde kullanılan bazı modellerin birlikte kullanımıyla gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3. 34 Buzdolabı mevcut yoğuşturucusu



Şekil 3. 35 Buzdolabı mevcut orijinal kondenser (yoğuşturucu) üç görünüşü

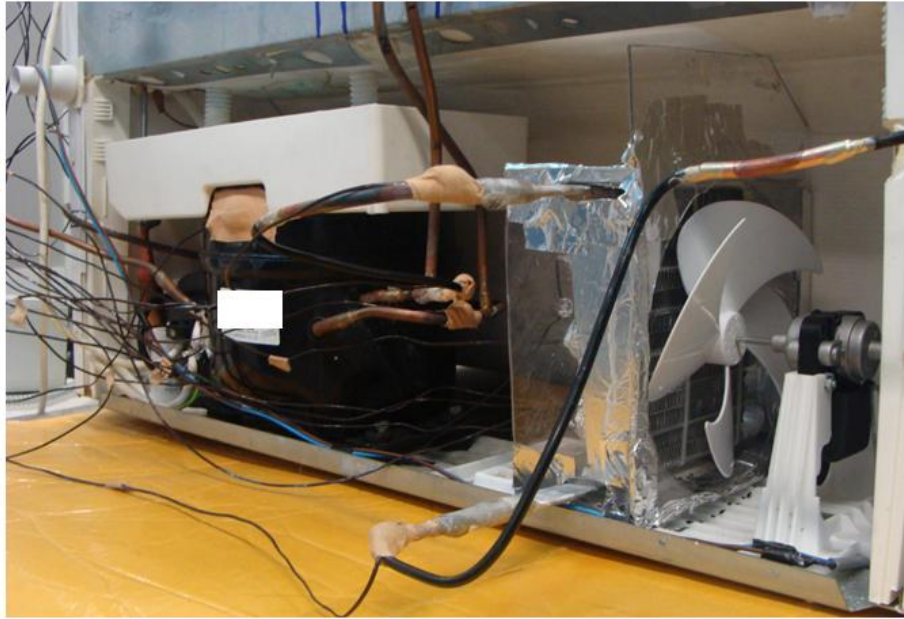
Mevcut yoğuşturucu ile ilgili diğer teknik bilgiler ilerdeki yoğuşturucu karşılaştırma çizelgelerinde verilmiştir.

3.5.2 Minikanal Yoğuşturucu Tasarımları

Minikanal yoğuşturucu tasarımlarında üç farklı modelle bulunmaktadır bunlar; MC1, MC2 ve MC3'dür.

3.5.2.1 MC1 Modeli

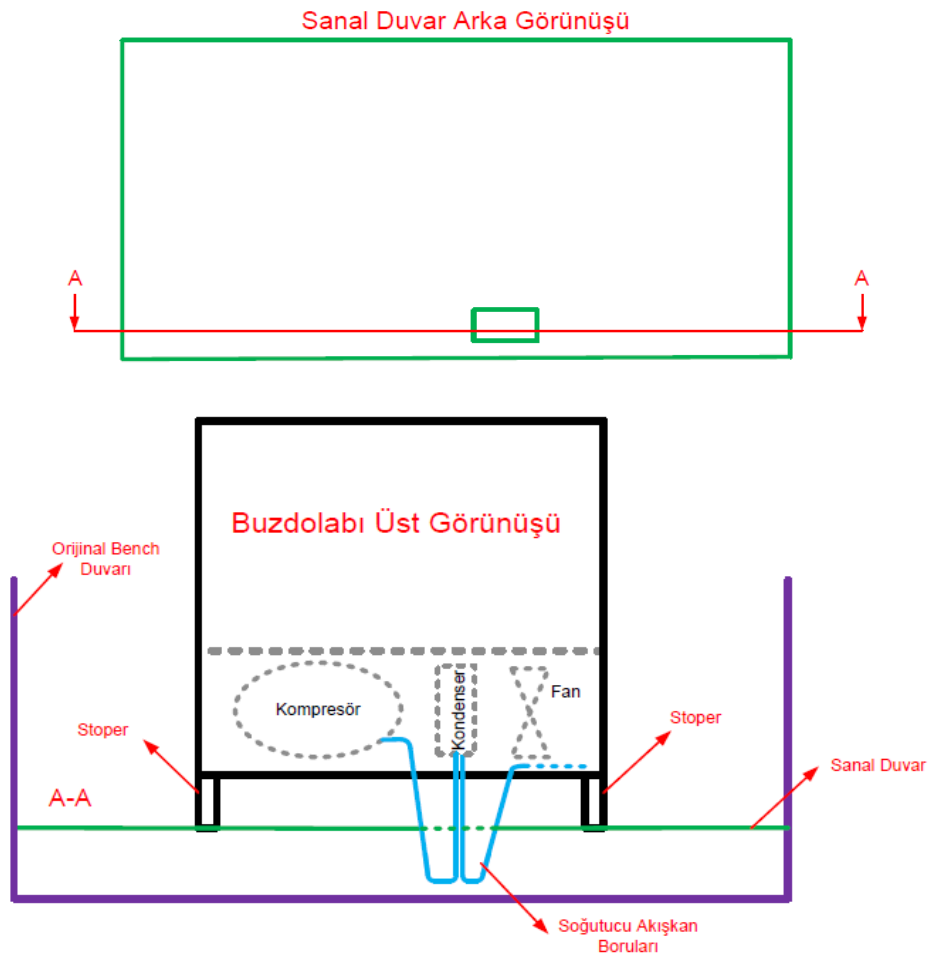
Tasarlanan ilk model: MC1, minikanal boruları sabit bükme çapında elle bükülmüş ve kanatlar kanal yüzeyine temas edecek şekilde yerleştirildikten sonra üç adet kılçık kullanılarak minikanal geniş yüzeyi ile kanat tabanlarının sıkı teması sağlanmıştır. MC1 modeli 7 portlu bir minikanal modelinin bükümüyle elde edilmiştir bunun haricinde diğer bazı minikanal modellerinde 5 portlu farklı bir minikanal de kullanılmıştır. MC1'in minikanal-kanat yüzey temasının iyi sağlanamamasından ötürü yüksek bir COP iyileşmesi görülememiştir. Bu nedenle bu model dahilinde herhangi bir kapaklı deneme deneyi de yapılmamıştır.



Şekil 3. 36 MC1 tasarımının Housing1 (H1) kullanılarak kabin dibine montajı

MC1 ve H1 (Housing1) kullanılarak yapılan denemede, minikanal modelin giriş ve çıkış kısımlarının bükülememesi ve akülerin bu kısımlara takıldıktan sonra buzdolabı orijinal stoper mesafesini geçmesinden ötürü, buzdolabı deneme istasyonunda ek bir duvar yapılmış ve açılan dikdörtgen alandan içeriye minikanal kondenser giriş ve çıkış boru

kısımları geçirilmiştir. Sanal duvar kullanarak buzdolabı stoper mesafesinde MC1 ve H1 kullanımlı deneyler tamamlanmıştır.



Şekil 3. 37 MC1 ve H1 kullanımı deneylerinin devamında kullanılan sanal duvar ve deneylerin orijinal stoper mesafesinde gerçekleştirilmesi

Buzdolabı deneylerinde buzdolabının arka yüzeyi ile istasyon arasındaki uzaklık stoper mesafesi kadardır. Bu mesafenin her deneyde sabit kalması istenmiş ve kaynağı yapılan yoğuşturucuda soğutucu akışkan boruları stoperları geçtiği için sanal duvar yapılmıştır. Sanal duvar ile ufak bir kesit içerisinde açık mavi ile gösterilen soğutucu akışkan boru kısmı sanal duvar ile istasyon arasında tutulmuş ve bu sayede buzdolabının orijinal stoper mesafesinde deneyleri gerçekleştirilmiştir.

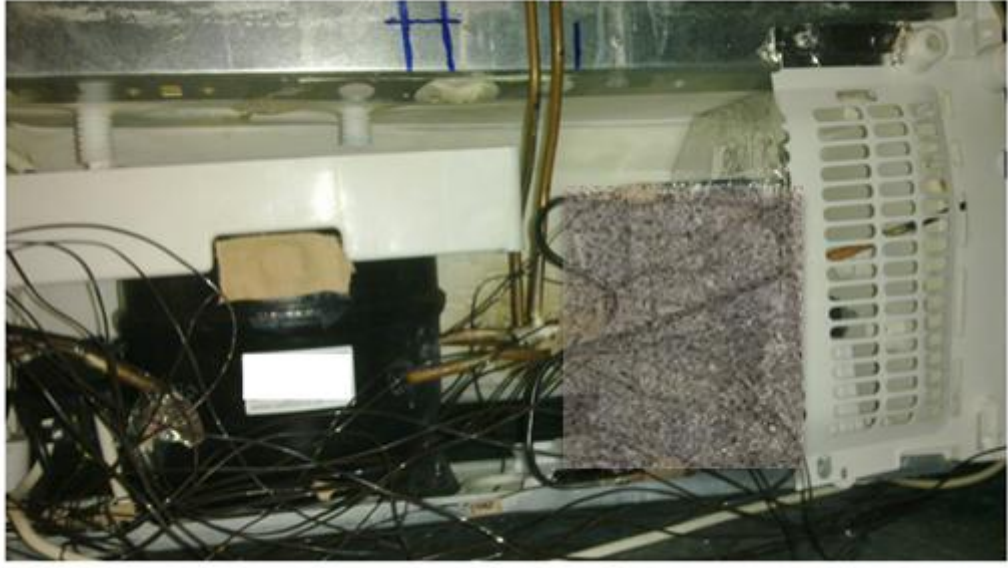
3.5.2.2 MC2 Modeli

Denenen ikinci model MC2'dir. MC2 modeli 5 portlu bir minikanal modelinin MC1 modeline çok yakın yüzey alanı ve boru boyuna sahip benzer bir örneğidir. Kanat yapısı MC1'den farklı ancak yaklaşık aynı yüzey alanına sahiptir ayrıca iki minikanal arasındaki bir diğer fark da giriş ve çıkışlarda kullanılan geçiş aparatlarıdır. Geçiş aparatı ile tabir edilen, konvansiyonel kanaldan minikanala geçerken arada geçişi sağlayan ek bağlantı elemanıdır. MC1 modelinde olduğu gibi kanat teması sıkıştırma yöntemiyle olmamış, kanat teması fırınlama yöntemiyle sağlamlaştırılmıştır. Kanat temasının iyi olmasıyla minikanal geniş yüzeyinde tutunan kanat alt ve üst yüzey alanı artmakta ve ısı transferi daha sağlıklı gerçekleşebilmektedir. Isı transferinin artmasıyla kondenser ısını çevreye daha hızlı atabilmekte ve yoğunlaşma sıcaklığının düşmesi sonucunda COP artmaktadır.



Şekil 3. 38 MC2 modelinin Housing1 (H1) ile birlikte denemesi

MC2'nin H1 ile denemesi sırasında MC1 ve H1 deneylerinde meydana gelen geçiş aparatlarının stoper mesafesini geçmesi ve sanal duvar kullanma durumu meydana gelmemiş, soğutucu akışkan boruları ve geçiş aparat kısımları kabin dibi içerisinde kalmıştır. H1 in fan tarafına bakan sağ tarafını kapatan kapak modeli K5 takılmış ve MC2'nin H1 ve K5 ile birlikte oluşturduğu sıralama ile deneyler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3. 39 MC2 modelinin Housing1 (H1) ve K5 kapak modeliyle denenmesi

3.5.2.3 MC3 Modeli

MC2 minikanal geometrisinde ve aynı uzunluğa sahip, ancak kanat sayısı ve tipi, dolayısıyla da yüzey alanı farklı olan MC3 modelinin kanat teması MC2 modeliyle aynı şekilde fırınlanarak yapılmıştır. Bu modelde de geçiş aparatı tipi MC2 ile aynı geçiş aparatı kullanılmış, geçiş aparatları ve soğutucu akışkan boruları kabin dibi içerisinde tutulmuştur. Yeni kombinasyon MC3 + H1 olarak isimlendirilmiştir.



Şekil 3. 40 MC3 + H1 Kombinasyonu

Sonrasında kapak modeli K5 ve H1 kullanılarak deneyler tekrarlanmıştır ve kombinasyon ise MC3 + H1 + K5 olarak isimlendirilmiştir.



Şekil 3. 41 MC3 + H1 + K5 Kombinasyonu

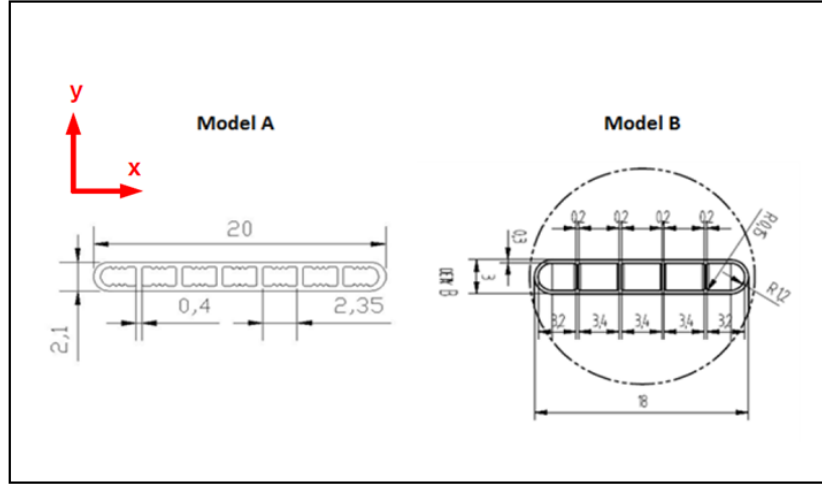
Sonraki kombinasyon ise MC3 + K2 olmuştur.



Şekil 3. 42 MC3 + K2 Kombinasyonu

3.5.3 Kullanılan Yoğuşturucuların Geometrik Özellikleri

Kullanılan minikanal yoğuşturucularla ilgili kanal geometrileri aşağıdaki gibidir;

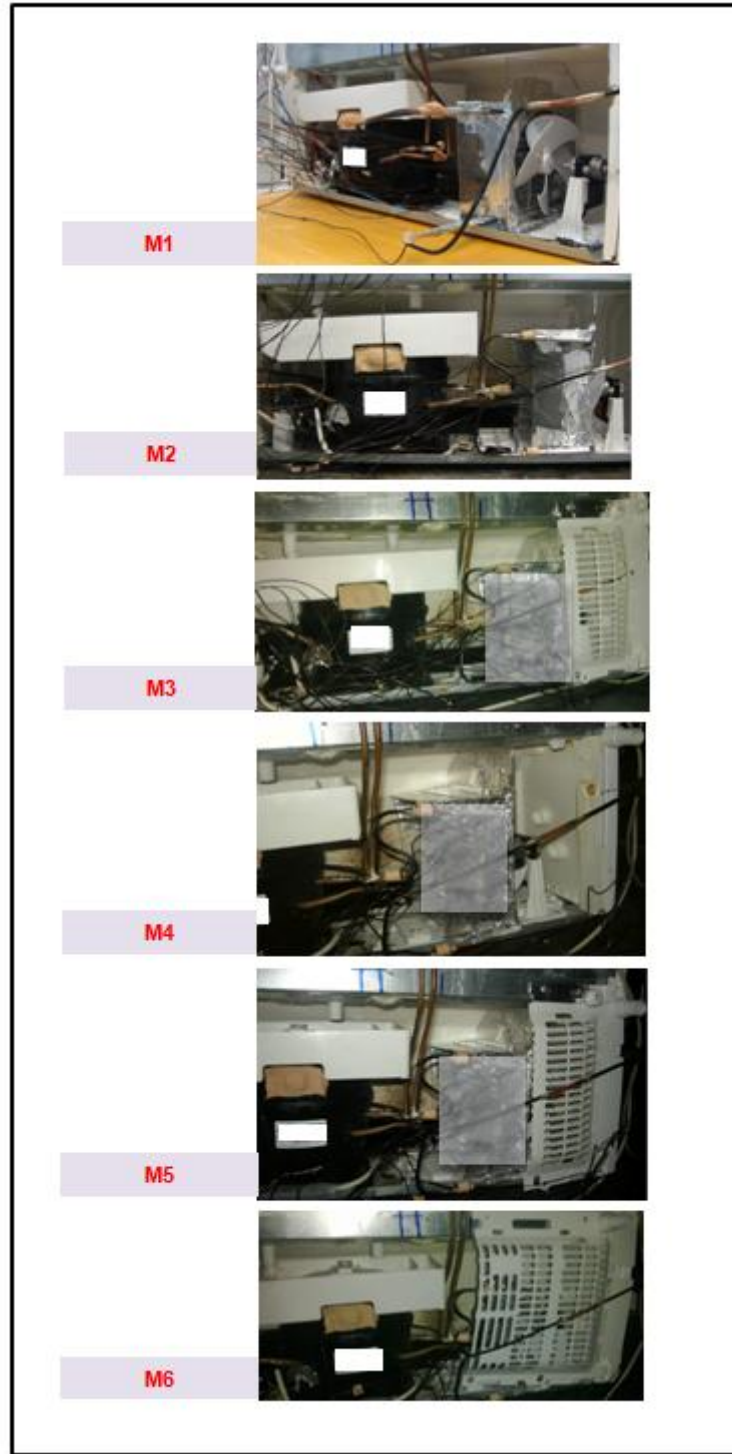


Şekil 3. 43 model A; MC1'de, model B; MC2 ve MC3'de kullanılmıştır

Minikanal yoğunlaştırucularda model A ve model B olmak üzere iki farklı kanal kesit geometrisi kullanılmıştır.

3.5.4 Kullanılan Yoğuşturucuların Deneysel Bulguları

Mevcut duruma göre, sadece kabin dibi kapağının değiştiği "Kapak Deneyleri" nden farklı olarak yoğunlaştırucunun da değiştiği ve daha önceki deney sonuçlarına göre kullanması planlanan kapaklarla beraber kullanımı sonucunda farklı kombinasyonlar ortaya çıkmıştır. Sabit buharlaşma sıcaklığı -27°C 'de tutularak yapılan deneylerde aşırı kızdırma (superheat), aşırı soğutma (subcool), kompresör dönüş sıcaklığı gibi parametrelere önem verilmiştir. Kapak deneylerinde yapılan açıklama burada da geçerlidir.



Şekil 3. 44 Minikanal yoğuşturucuların kullanıldığı kombinasyonlar

Kullanılan minikanal yoğuşturucu kullanılan kombinasyonlarda H1 ile Housing kullanımı anlatılmaktadır. "K" ile başlayan ve yanına rakam gelmesiyle türetilen "K1, K2,..., K11" kapak isimleridir. "M1, M2,..., M6" ise farklı durumların isimleridir ve tablolardaki numaralandırmada karışık olarak verilmişlerdir.

Çizelge 3. 14 Mevcut model ile alternatif yoğuşturucu, kabin dibi kapağı ve housing hava yönlendirmesi kullanımı durumları deneysel verileri

	Sıcaklıklar						Güç	Özellikler		
	Yoğuşma	Buharlaştırma	Superheat	SubCool	Ortam	Kompresör Dönüş	Güç	Şarj	i.Vana Konumu	Chiller
Numara	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W	gr.	-	°C
0	45,8	-27	1,1	6,5	25	16,1	106,6	39,0	9_05	-11,0
1	45,3	-27	1,4	5,4	26,1	14,5	108,4	45	7_05	-12,0
2	43	-27	1,2	5	25,9	16,7	106,9	43,4	11_05	-10,3
3	42,1	-27	1,2	5,7	25,7	14,8	108,8	43,4	11_05	-10,3
4	42,4	-27	1,7	7	26,5	16,9	108,3	43,4	11_05	-10,3
5	41	-27	1,2	9,2	25,4	15,4	107	44,2	10_05	-11,0
6	40,8	-27	1,2	8,9	25,5	15,4	107,3	44,2	10_05	-11,0

Çizelge 3. 15 Mevcut model ile alternatif yoğuşturucu, kabin dibi kapağı ve housing hava yönlendirmesi kullanımı durumları için deneysel veri ve kompresör MAP sonuçları karşılaştırması

Numara	Yoğuşturucu Deneyleri							
	Yoğuşma [°C]	Buharlaştırma [°C]	COP	Debi [g/s]	Kapasite [W]	Deneysel-Güç [W]	MAP-Güç [W]	Fark [W]
0	45,8	-27	1,7	0,499	170,5	98,6	100	1,4
1	45,3	-27	1,71	0,499	170,7	98,4	99,8	1,4
2	43	-27	1,75	0,506	172,9	98,9	99	0,1
3	42,1	-27	1,76	0,508	173,7	98,8	98,8	0
4	42,4	-27	1,76	0,507	173,5	98,3	98,7	0,4
5	41	-27	1,78	0,511	174,8	97	98,2	1,2
6	40,8	-27	1,78	0,511	174,9	97,3	98,1	0,8

Kapak deneylerinde bahsedildiği gibi, çizelgeden görüldüğü üzere kompresörün belirli bir yoğunlaşma ve buharlaşma basıncına karşılık gelen harcadığı güç miktarı, toplam güç miktarından fan gücünün çıkarılmasıyla bulunmuştur. Aynı şekilde basınç değerlerine karşılık gelen ve kompresör MAP hesaplarından yola çıkılarak hesaplanan kompresör güç miktarı ise çizelgede MAP-Güç değeri olarak hesaplanmıştır. Bu iki değer karşılaştırılması sırasında genel olarak %1 civarında bir fark olduğu görülür. Aynı şekilde farkın çok küçük olduğu bilindiği için COP değeri kompresör MAP'i yardımıyla COP değerleri her bir tasarım için hesaplanır. COP değerleri karşılaştırılırken ortam sıcaklıklarının farklı olmasından kaynaklanan hatayı azaltmak adına ortam sıcaklığı 25°C referans alınarak düzeltme yapılmıştır. Yapılan düzeltmeye göre deney sırasında ölçülen ortalama sıcaklık değerinden 25°C çıkartılır ve aradaki fark sıcaklık değeri deney sonucu yoğunlaşma sıcaklık değerine eklenir. Bunun sonucunda tekrar COP hesaplanır. Bu şekilde farklı kapasitelerde yapılan deneylerde bir düzeltme yapılmış olur. Çizelge 3.16'da sonuçlar karışık verilmiştir.

Çizelge 3. 16 Düzeltilmiş yoğuşma sıcaklığına göre düzeltilmiş COP değeri ve mevcut duruma göre karşılaştırmada meydana gelen %COP iyileşme değerleri

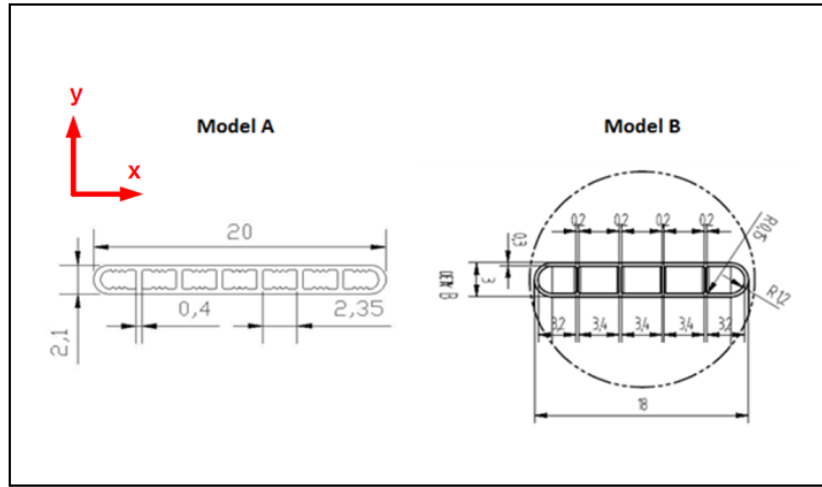
MC Deney Sonuçları (@-27°C Buharlaşıma)			
Numara	Düzeltilmiş Yoğuşma	Düzeltilmiş COP	COP iyileşme %
0	45,5°C	1,7	0,00%
1	43,9°C	1,73	1,90%
2	41,9°C	1,77	3,80%
3	41,2°C	1,78	4,50%
4	40,7°C	1,79	5,00%
5	40,4°C	1,79	5,30%
6	40,1°C	1,8	5,60%

3.6 Minikanal Yoğuşturucular İçin Yapılan Diğer Deneysel Çalışmalar

3.6.1 Model A ve B Minikanallarında Farklı Bükülme Çaplarında Tahribatsız Muayene Yöntemiyle Deformasyon Oluşumu Tespiti

Tez çalışması kapsamında yapılan çalışmaların biri de minikanal bükme çaplarının tespiti konusunda model A ve model B için malzeme teknolojileri bölümünde yapılan "üç nokta eğme" testleridir. Yapılan çalışmalarda iki farklı minikanal modelinde minikanal kesit geometrisinin uzun kenarının etrafında farklı çap değerleriyle bükülmesiyle minikanal portlarında meydana gelen deformasyon gözlenmiştir. Meydana gelen deformasyon bükülme çapının belirli bir değere gelmesinden sonra başlamaktadır ve azalan bükülme çaplarında deformasyon iyice belirgin hale gelmektedir. Oluşan deformasyon sonucunda minikanal geometrisi büyük oranda değişmekte ve minikanal içerisinden akan soğutucu akışkanın daha yüksek basınç düşüşü oluşturmaya neden olmaktadır. Oluşan deformasyonun sonucunda geometri daralmasına bağlı olarak akış kısmi olarak ani hızlanmalar meydana gelmektedir. Akış rejimi ani hızlanmalar nedeniyle artan kütleli akının etkisiyle basınç düşüşünü çok daha fazla arttırır. Bükülme alanı gibi lokal bölgelerde malzeme kesitinin değişmesinden ötürü bazı kısımlarda et kalınlığı azalmakta ve artan basınç değerleri için

zamanla bu bölgelerde iki fazlı akımdan kaynaklanan yüzey aşınmasıyla delinebilecek minikanalın kaçak oluşturma riski taşımaktadır.

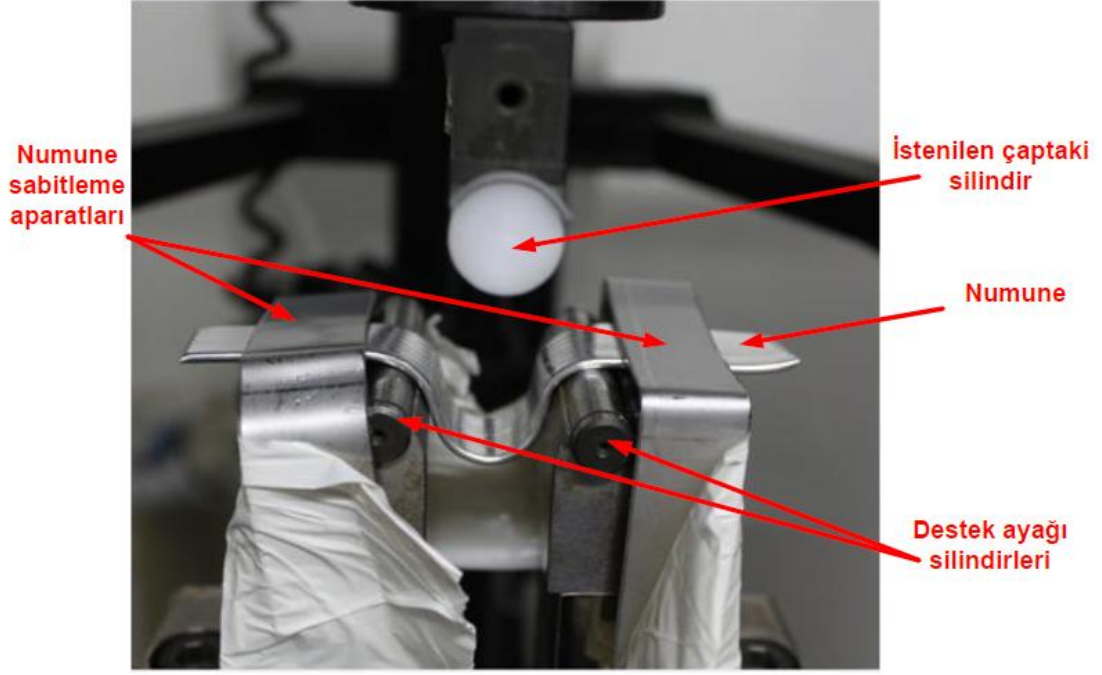


Şekil 3. 45 Minikanal eğme çapı tespiti deneylerinde kullanılan model tipleri



Şekil 3. 46 Sol şekilde; 13 cm uzunluğunda kesilen numuneler, üstten birinci ve ikinci model A, en alttaki numune model B. Sağ şekilde ise kanalları bükülmüş bir model yer almaktadır

Yapılan deneyler sırasında iki farklı model için 13 cm uzunluğunda parçalar kesilmiştir. Kesilen parçalar deneyleri yapılmak üzere üç nokta test cihazına yerleştirilir ve gerekli sabitleme işleri yapıldıktan sonra yukarıya sabitlenmiş, istenilen eğilme çap değerine karşılık gelen silindirin sabit hız ve yük altında sabit bir deplasman değerinde numuneyi eğmesi sonucunda eğme deneyi gerçekleşir.



Şekil 3. 47 Üç nokta eğme cihazına bağlı numune ve eğilme deneyi sonrasındaki görüntüsü

Deneyler sırasında izafi karşılaştırmaya olanak sağlaması açısından yaklaşık kırk civarında deney yapılmıştır. Yapılan ilk deneylerde karşılaştırma açısından birbirine yakın sonuçlar verecek eğme şekli ve deney yöntemi saptandıktan sonra son deneylerde birbirine yakın sonuç verecek şekilde numunelerin hangi eğme çapında deformasyona başladığı görülmüştür.



Şekil 3. 48 Model A (sol) ve B (sağ) için sonuçlandırılan numuneler

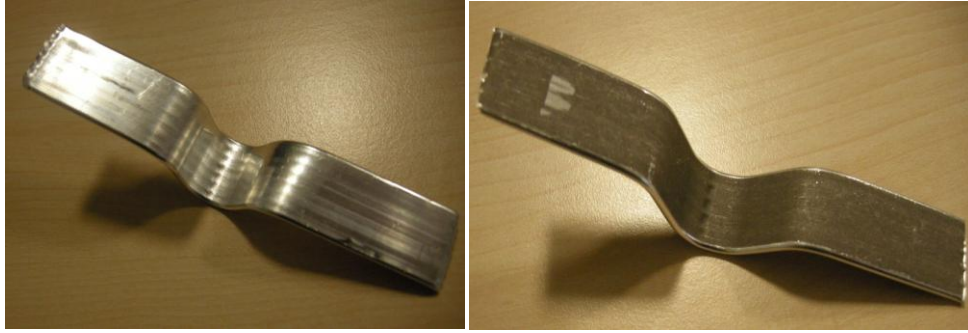
Aşağıdaki çizelgede görüleceği gibi, model A deneylerinde uygulanan 16 mm (numune 1 ve 2) ve 14 mm' lik (numune 3 ve 4) bükme çapları için herhangi bir deformasyon gözlenmemiş, 12 mm' de (numune 5 ve 6) bükülen bölgenin simetri ekseninde çizgisel şekilde minikanal kesitinde şekil değişikliğinin başladığı tespit edilmiştir.

Model B deneylerinde ise kullanılan en büyük bükülme çapı olan 24 mm (numune 9 ve 10) çap değerinde daha hasar görmüştür. Görülen hasarın başlıca nedeninin bükme sırasında kullanılan ve merkezden sağa ve sola hareket ederek numunenin ortasında sabit bir destek açıklığı oluşturmaya yarayan destek ayaklarının numunenin deney esnasında aşağı yöndeki hareketine olanak veren silindir çaplarının ufak olmasından kaynaklanmaktadır.

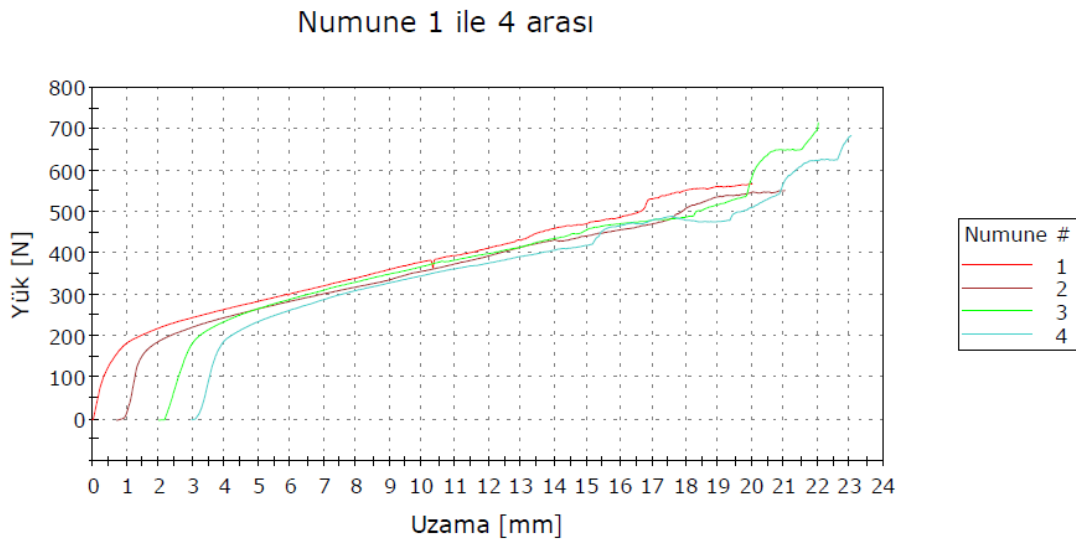
Çizelge 3. 17 Model A ve model B için üç nokta eğme testi sonuçları verileri

numune	deney no	model	uygulanan bükme çapı (mm)	uygulanan destek açıklığı (mm)	uygulanan basma hızı (mm/dak)	uygulanan deplasman (mm)	uygulanan yük (kN)	sonuç
1	14	A	16	36	15	20	500	ok
2	16	A	16	36	15	20	500	ok
3	17	A	14	34	15	20	500	ok
4	18	A	14	34	15	20	500	ok
5	22	A	12	36	15	20	500	failure
6	23	A	12	36	15	20	500	failure
7	31	B	20	48	15	20	500	failure
8	32	B	20	50	15	20	500	failure
9	35	B	24	46	15	20	500	failure
10	37	B	24	46	15	20	500	failure

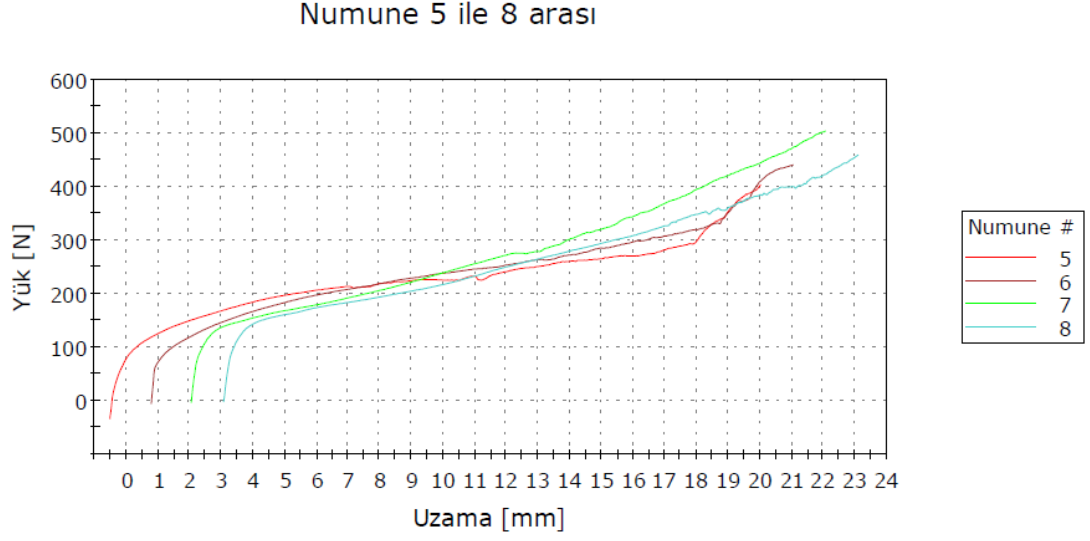
Model B' de A' ya göre oluşan deformasyon daha şiddetli olmuştur, büküm yerlerinde meydana gelen çukurlar açık bir şekilde ortadadır.



Şekil 3. 49 Model A (sol) ve B (sağ) için oluşan deformasyonların gösterimi



Şekil 3. 50 Üç nokta eğme cihazında numune 1 ile 4 arası çıkan sonuçlar



Şekil 3. 51 Üç nokta eğme cihazında numune 5 ile 8 arası çıkan sonuçlar

Şekillerden görüldüğü gibi Model A için, 16 mm denemelerinde (numune 1 ve 2) ile 14 mm denemeleri (numune 3 ve 4) eğrileri birbirine çok benzemekte, ancak 12 mm deneylerinde (numune 5 ve 6) eğrilerdeki benzerliğin değişmeye başladığı deneysel sonuçlardan da görülebilmektedir.

MİNİKANAL YOĞUŞTURUCULARDA BASINÇ DÜŞÜŞÜ BULGULARI VE DEĞERLENDİRMELER

4.1 Minikanal Yoğuşturucu Deneylerinde Meydana Gelen Basınç Düşüşleri

Bölüm 3'de yer alan deneysel bulgulara çalışma dahilinde incelenen basınç düşüşü değerleri verilmemiştir. Bu bölümde farklı yoğuşturucular ile yapılan deneyler sonunda meydana gelen iki fazlı akım sırasında meydana gelen toplam basınç düşüşü değerleri yer almaktadır.

Çizelge 4. 1 Yoğuşturucularda meydana gelen birim boydaki ve toplamdaki basınç düşüşü değerleri

Yoğuşturuculardaki Ortalama DP Değerleri				
Model	Kütle Akısı [kg/s.m²]	Akım Kesit Alanı [mm²]	DP/1m [Pa/m]	DP [Pa]
Mevcut	56	8,9	135	1350
MC1	26	20,5	545	775
MC2	15	35	485	700
MC3	15	35	495	715

Farklı yoğuşturucular kullanımı dahilinde COP değerindeki değişimin yanında yoğuşturucuda meydana gelen iki fazlı akım sırasındaki basınç düşüşü değerleri de

farklı olmaktadır. Aynı yoğuşturucu bakımından incelersek, basınç düşüşü değişimi farkını farklı kapak değişimi ile sağlanan kombinasyonlarında 30-50 Pa mertebelerinde görürüz. Kullanılan minikanal yoğuşturucuların boru boyu mevcut konvansiyonel yoğuşturucuya göre daha azdır. Görüldüğü gibi mevcut yoğuşturucu birim boyunda meydana gelen basınç düşüşü 135 Pa/m iken minikanal yoğuşturucularda 545-485 Pa/m, yani basınç düşüşünü birim boy bakımından yaklaşık 3.8 kat daha yüksektir. Ancak mevcut yoğuşturucunun toplam boru ile birim boru boyu başına düşen basınç düşüşü çarpılınca 1350 Pa değeri elde edilir ve bu değer minikanal yoğuşturucular için 775-700 Pa değerlerinde görünmüştür. Toplam basınç düşüşlerine bakarsak minikanal yoğuşturucu kullanımı ile mevcut yoğuşturucu basınç düşüşüne nazaran basınç düşüşünde %50'ye yakın değerlerde basınç düşüşünde azalma meydana getirilebilmektedir.

4.2 Minikanal Yoğuşturucularda Basınç Düşüşü Karşılaştırması İçin Deney ve Korelasyon Özellikleri

Minikanal yoğuşturucularda meydana gelen basınç düşüşü deneysel verileri ile literatür araştırmaları kısmında yer alan bazı korelasyonların teorik hesaplamada kullanılmasıyla ve CoilDesigner programı kullanılarak yoğuşturucuların değerlendirilmesiyle bulunan iki fazlı akım sırasında meydana gelen basınç düşüşü değerleri hesaplanmıştır. Deneysel ve teorik karşılaştırmalar ilk minikanal modeli olan MC1 için yapılmıştır.

Çizelge 4. 2 Basınç düşüşü karşılaştırmasında kullanılan deney ve korelasyonlar için özellikler

Numara	Korelasyon Adı	Hidrolik Çap	Akışkan	Uygulama	Aralık
1	Deneyel-MC1 (2012)	1.72 mm	R600a	Serpantin	$G \approx 26 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$
2	Lockhart ve Martinelli (1949)	1.5-26 mm	Hava ve benzen, kerosen, su ve viskoz yağlar	Yatay-Dikey	-
3	Chisholm (1973)	-	Buhar	-	-
4	Mishima ve Hibiki (1996)	1-4 mm	Su-hava	Dikey	$j < 19 \text{ m/s}$
5	Tran vd. (2000)	Dairesel 2.46-2.92 mm, Dikdörtgen 4.06x1.7 mm	R134a, R12, R113	Kaynama	$33 < G < 832 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$
6	Wilson vd. (2003)	7.79, 6.37, 4.40 ve 1.84 mm	R134a, R1410A	Yatay-Yoğuşma	$T = 35^\circ\text{C}$, $75 < G < 400 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$
7	Friedel (1979; 1980)	$D > 1 \text{ mm}$	-	Adyabatik	-
8	Cavallini vd. (2001; 2002a, b)	8 mm	R33, R134a, R125, R32, R236ea, R407c ve R410A	Yatay	$30 < T < 35^\circ\text{C}$, $100 < G < 750 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$
9	Garimella vd. (2005)	0.5-4.91 mm	R134a	Yatay	$T = 52^\circ\text{C}$, $150 < G < 750 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$
10	Chen vd. (2001)	3.17, 5.05, 7.02, 9 mm	R410A	Yatay	$5 < T < 15^\circ\text{C}$, $50 < G < 600 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$
11	Sun ve Mishima (2009)	0.506- 12 mm	R404a, R407C, R410a	-	$10 < Re_L < 37000$, $3 \times 10^5 < Re_G < 4 \times 10^5$
12	Zhang vd. (2010)	$0.014 < Dh < 6.25 \text{ mm}$	-	-	$Re_L \leq 2000$, $Re_G \leq 2000$
13	Lee ve Mudawar (2005)	Microkanal 23-713 μm	R134a	-	-
14	Muller-Steinhagen ve Heck (1986)	-	-	-	-
15	Pamirtran vd. (2010)	0.5, 1.5, 3.0 mm	R22, R134a, R410A, R290 ve R744	Yatay	$0 < T < 15^\circ\text{C}$, $50 < G < 600 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$

Görüldüğü üzere deneylerde kullanılan soğutucu akışkan R600a'dır. Uygulama bükümlü boruda yapılmıştır ve serpantin adını almıştır. Uygulama kütle akısı ise $26 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 'dir. Karşılaştırmalar dahilinde kullanılan korelasyonların kütle akı aralığı, kullanılan soğutucu akışkan ve oryantasyon durumu bakımından hiçbir korelasyon deneysel çalışmayla birebir örtüşmemektedir. Minikanal yoğunlaştırucu inceleme durumu için R600a kullanarak, farklı hidrolik çaplarda çalışmalar yapılmalıdır. Bu çalışmalarda kütle akısı uygulama aralığı geniş tutulmalı ve yatay, dikey durum incelemeleri yanında bükümlü durum için de incelemelerin sonuca yansımaları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmelidir.

4.3 MC1 (7 portlu model) Kullanımı Sırasında Basınç Düşüşünün Deneysel Bulgu, Teorik ve CoilDesigner Sonuç Karşılaştırılması

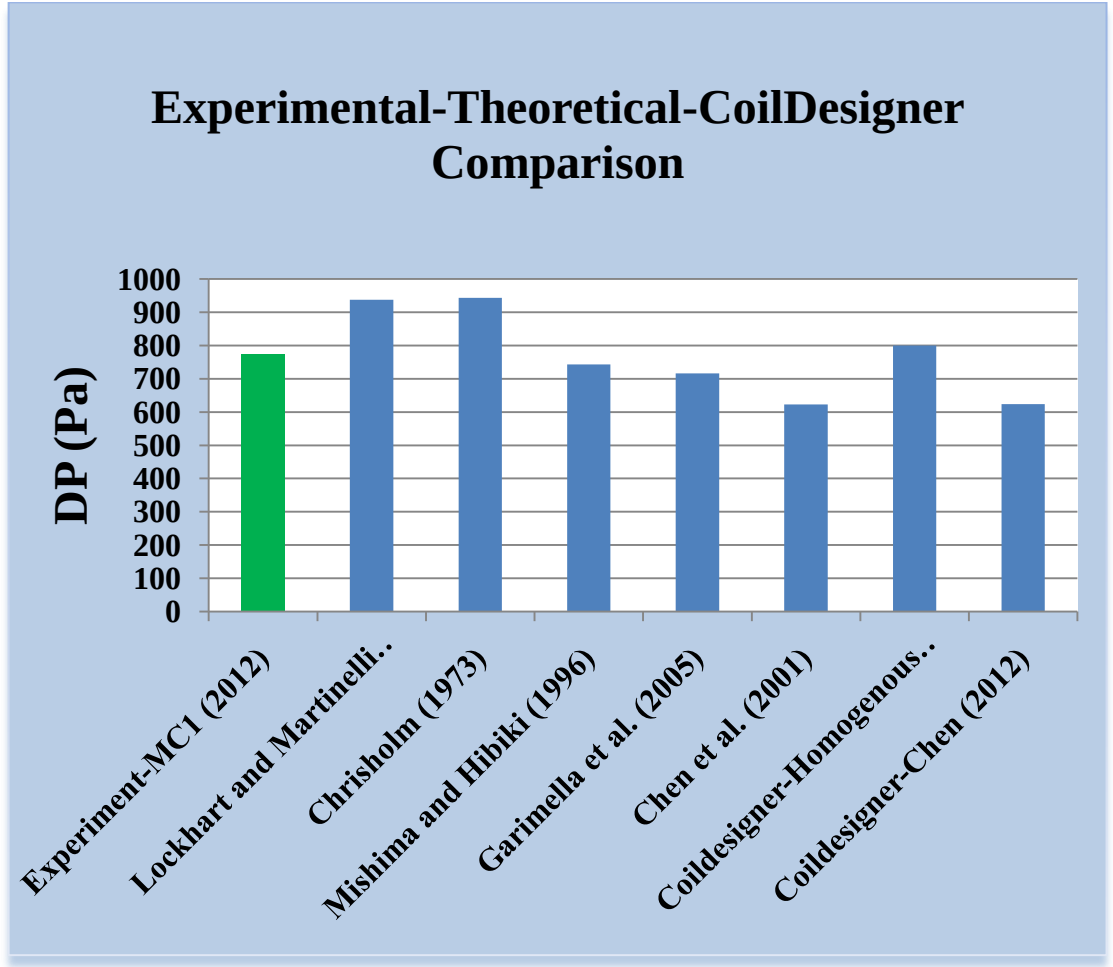
Farklı geometrili minikanallarda akış kesit alanına ve deney koşullarına göre basınç düşüşü değerleri farklılık gösterebilmektedir. Minikanal içerisinde akış tipinin buhar kuruluk oranı, kanal geometrik değerleri, kütle akısı, soğutucu akışkan tipi, deneysel çalışma koşulları gibi bir çok parametreden bazıları yaklaşık aynı kalırken bazıları kısmen aynı kalabilir, bir kısmı ise sürekli değişir ve basınç düşüşüne etkisi tahminleri zorlayabilir. Deneysel sonuçların yanında teorik hesaplamalar ile yapılan karşılaştırmalar belirli koşullarda birbirine yakın paralellikte giderken şartların değişmesiyle paralellik mesafesi bazen aşağı veya yukarı ötelenebilmektedir. Bunun bir nedeni teorik çalışmalar ile ortaya çıkan korelasyonların genellikle tek bir akış rejimi için ve belirli kütle akı değerlerinde bükümsüz kanallarda yapılmış olmasıdır. Bilindiği üzere yoğunlaştırucu deneylerinde akış rejimi kuruluk oranına bağlı olarak ve gene yoğunlaştırucu iç kesit geometrisinde, portlara soğutucu akışkanın gittiği miktara göre ve hatta fan ile tahrik edilen havanın ilk olarak hangi port üzerinden süpürdüğüne göre gerçekleşecek ısı transferine göre değişmektedir.

Çizelge 4. 3 MC1 modeli deneysel sonuçları ile seçilen korelasyonların karşılaştırması ve uyum durumu

Number	TPFPD Correlations	TPPD@45°C	PE
		Pa	%
1	Experiment-MC1 (2012)	775	0
2	Lockhart and Martinelli (1949)	938	21
3	Chisholm (1973)	943	22
4	Mishima and Hibiki (1996)	743	-4
5	Tran et al (2000)	527	-32
6	Wilson et al. (2003)	1963	153
7	Friedel (1979; 1980)	5454	604
8	Cavallini et al. (2001; 2002a, b)	11447	1377
9	Garimella et al. (2005)	716	-8
10	Chen et al. (2001)	623	-20
11	Sun and Mishima (2009)	547	-29
12	Zhang et al. (2010)	276	-64
13	Lee and Mudawar (2005)	467	-40
14	Muller-Steinhagen and Heck (1986)	471	-39
15	Pamitran et al. (2010)	1992	157
16	CoilDesigner-Homogenous (2012)	800	3
17	CoilDesigner-Chen (2012)	624	-19

2-15 arası korelasyonlar analitik hesaplamalara dayanmaktadır ve sürtünme, momentum ve çıkış tarafından gelen basınç düşüşlerinin toplamını oluşturmaktadır. Sadece sürtünme kaynaklı basınç düşüşü değerlerine nazaran momentum ve çıkıştaki kayıpların toplamı oldukça düşük bir değer kalmıştır. 16-17 CoilDesigner bulguları ise ilgili korelasyonlar için bilgisayar modeline göre hesaplanan deneysel sonuçlardır. Korelasyonlar arasında 1 numaralı değer, deneysel-MC1 modeline ait basınç düşüşü değeri olan 775 Pa'dır. Bu değer ile birlikte görülen 2, 3, 4, 9 ve 10 korelasyonları karşılaştırma bandında ± 22 sapma ile deneysel veri ile uyumlu görülmüştür. 10 ve 17 numaralardaki hesaplarda sürtünme kaynaklı basınç düşüşü için Chen (2001) korelasyonunu kullanmaktadır ve hesaplanan basınç düşüşü farkı nümerik hesaplama ile CoilDesigner modeli arasında bir fark görülmemiştir.

Çizelge 4. 4 MC1 modeli deneysel sonuçları ile seçilen korelasyonların karşılaştırması ve uyum durumu karşılaştırması

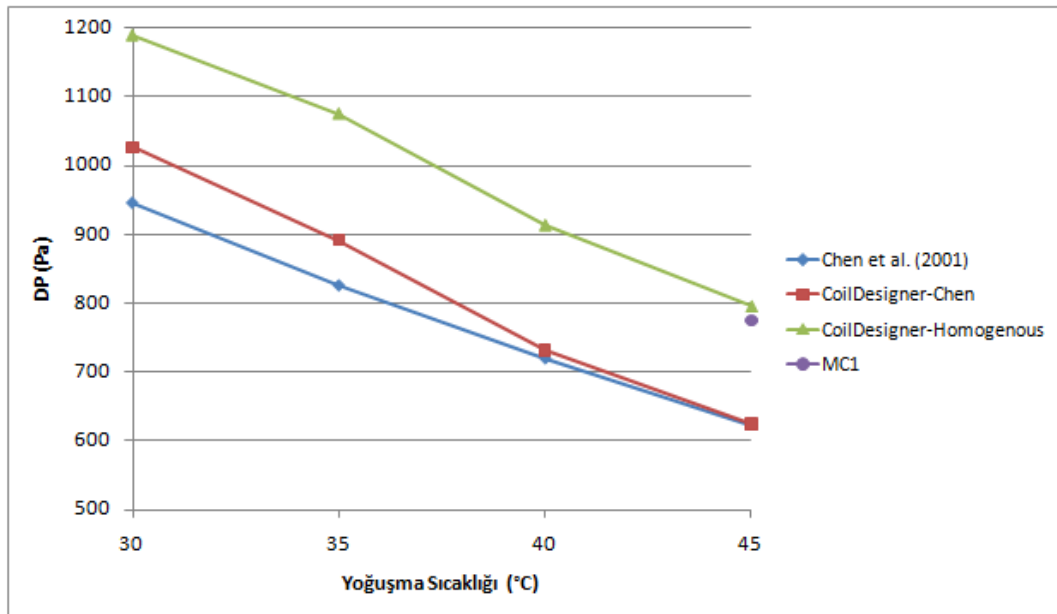


Grafik incelendiğinde yeşil sütun ile deneysel çalışma ile elde edilen MC1 basınç düşüşü değeri görülmektedir. 7 portlu A modeli olarak daha önceden belirtilen bu minikanal yoğuşturucu ile elde edilen basınç düşüşü değeri mevcut yoğuşturucu ile kıyaslandığında % 50 civarında daha azdır.

7 portlu minikanalda deneysel, teorik ve CoilDesigner çalışmaların yakınlığı görüldükten sonra, teorik çalışmalar ile CoilDesigner için sabit buharlaşma sıcaklığında farklı yoğuşma sıcaklıkları dahilinde meydana gelecek basınç düşüşleri araştırılmış ve teorik yaklaşımda Chen (2001) kullanılırken CoilDesigner programından Chen ve Homogenous modelleri seçilmiştir. Bunun sonucunda -27°C buharlaşma sıcaklığı sabit tutulmuş ve 30°C, 35°C, 40°C ve 45°C yoğuşma sıcaklıklarında karşılaştırılan modellerde sonuçlar aşağıdaki gibidir.

Çizelge 4. 5 7 portlu minikanal kullanımının teorik ve CoilDesigner karşılaştırmasının farklı yoğuşma miktarları için değerlendirilmesi

Yoğuşma [°C]	MC1 DP [Pa]	Chen et al. (2001) DP [Pa]	CoilDesigner- Chen DP [Pa]	CoilDesigner- Homogenous DP [Pa]
30	-	945	1027	1190
35	-	825	892	1076
40	-	719	732	914
45	775	623	624	796



Şekil 4. 1 7 portlu minikanal ile farklı yoğuşma sıcaklıklarında yapılan teorik ve CoilDesigner çalışmalarının sonuçları

Şekil 4.1'de görüldüğü gibi -27°C sabit buharlaşma sıcaklığında yoğuşma sıcaklığı arttıkça minikanal yoğuşturucu için basınç düşüşü artmaktadır. aynı şekilde 30°C ile 45°C yoğuşma sıcaklıkları arasında basınç düşüşlerini incelersek çıkan teorik sonuçların beklendiği gibi geliştiği görülmektedir.

Görüldüğü gibi korelasyonlar farklı yoğuşma sıcaklıklarında birbirine paralele yakın takip sonuçları vermiştir. Bu sonuçlar teorik yoğuşma sıcaklıkları dahilinde deneysel

olarak da bir buzdolabı çalışmasında meydana gelebilecek yoğunlaşma sıcaklıkları bandında kaldığı için değerlendirmeler birbirini desteklemektedir.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Buzdolabı kabin dibinde enerji tüketimini azaltma amaçlı alternatif yoğuşturucu tasarımları amaçlı yüksek lisans tezi kapsamında, yapılan çalışmalarda literatür araştırmaları ardından deneyler yapılmış ve bulgularıyla teorik çalışmalar karşılaştırılmıştır. Konu başlıklarına göre bakarsak:

Kabin Dibi Kapak Çalışmaları Sonuç ve Önerileri:

- Kabin dibi kapak çalışmaları kapsamında, mevcut kabin dibi kapak tasarımından ek olarak 9 farklı kapak çalışması yapılmıştır. Mevcut kapak durumu ve kapaksız durum dahilinde bu çalışmalar toplamında 11 farklı durum incelenmiştir.

Mevcut duruma göre (K1) değerlendirilen kompresör COP yüzde iyileşme değeri sonuçlarına göre, kabin dibi kapağının buzdolabı kabin dibinde performansı önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Fanın üflediği havanın farklı yoğuşturucular üzerinde daha etkin bir akış gerçekleştirmesi bakımından hava yönlendirmeleri üzerine farklı çalışmalar yapılmalıdır.

Minikanal Yoğuşturucu Çalışmaları Sonuç ve Önerileri:

- Minikanal yoğuşturucularıyla yapılan çalışmalarda üç farklı model yer almaktadır:

MC1, 7 portlu (model A) minikanalının kullanıldığı ilk modeldir ve minikanal-kanat teması iyi sağlanamadığı için mevcut duruma göre iyileşme sağlanmasına rağmen beklenen iyileşme görülememiştir. MC2 ve MC3 modellerinde 5 portlu (model B)

minikanal kullanılmıştır ve minikanal-kanat temasları fırınlanarak sağlandığı için, farklı kabin dibi kapaklarıyla denendiği durumlarda beklenen iyileşme düzeyleri elde edilmiştir.

- Minikanal yoğuşturucular ile birlikte kullanılan housing ve farklı kapak modelleri için toplamda 6 farklı durum incelenmiştir.

Minikanal yoğuşturucu kullanımlı kombinasyonların deney sonuçları, kompresör COP iyileşmesinin en düşükten en yüksek değerine göre sıralanmıştır.

- Mevcut yoğuşturucuda ve minikanal yoğuşturucularda meydana gelen basınç düşüşleri deneysel verileri ile birim boy başına düşen basınç düşüşleri ortalamaları ve toplam basınç düşüşü ortalama sonuçları tespit edilmiştir.

Birim boy başına minikanal yoğuşturucularda meydana gelen basınç düşüşü mevcut yoğuşturucuya göre 4.0-3.6 kat gibi bir değerle daha yüksek çıkmıştır. Mevcut yoğuşturucunun toplam boru boyu minikanal yoğuşturucuların toplam kanal boyundan yaklaşık 6.5 kat daha büyük olduğu için, toplam basınç düşüşü bakımından minikanal yoğuşturucularda mevcut yoğuşturucuya göre yaklaşık %50 dolaylarında daha düşük olmuştur. Böylelikle azaltılan basınç düşüşü ile yoğuşturucu giriş çıkış basınç değerleri birbirine yaklaşırken yoğuşturucu sıcaklık değeri artar ve dış ortama daha yüksek miktarda ısı geçişi gerçekleşir, sistem COP değeri arttırılmış olur.

- 7 portlu (model A) minikanal geometrisi kullanılan MC1 için basınç düşüşü deneysel sonuçlarına ile 14 farklı basınç düşüşü teorik yaklaşımı ve CoilDesigner programı kullanılarak hesaplanan 2 adet farklı teorik tabanlı çalışma sonuçları karşılaştırılmış ve toplamda 17 farklı sonuç verisi elde edilerek karşılaştırma yapılmıştır.

Karşılaştırmalar sonucunda deneysel bulgulara en yakın sonuç veren ve $\pm 22\%$ hata bandında kalan 2, 3, 4, 9, 10, 16 ve 17 numaralı korelasyonlar uygun bulunmuştur. 10 numaralı teorik çalışma sonucu Chen korelasyonu ve 17 numaralı CoilDesigner Chen sonuçları birbirine oldukça yakın çıkmıştır. Yakın çıkan sonuçların ardından seçilen bazı teorik çalışmalar ile farklı yoğuşma sıcaklık değerlerinde elde edilecek sonuçların bir karşılaştırılması yapılmış, 30°C ile 45°C yoğuşma sıcaklıkları arasında

basınç düşüşlerini incelersek çıkan teorik sonuçların beklendiği gibi geliştiği görülmüştür.

Çizelge 4.5'e bakılırsa deneysel verinin sabit -27°C buharlaşma sıcaklığı karşılığında elde edilmiş 45°C'lik yoğuşma sıcaklığı deneysel bulgusuna göre tespit edilen basınç düşüşü 775 Pa olarak görülmektedir. Diğer sonuçlar sabit buharlaşma sıcaklığında farklı yoğuşma sıcaklıkları için elde edilen basınç düşüşü değerleridir. Kullanılan teorik çalışmalar ve CoilDesigner programı sonuçları değişen yoğuşma sıcaklıklarında birbirine paralel yakın bir değişim sonucu vermiştir.

- Tez çalışması kapsamında yapılan çalışmaların biri de minikanal bükme çaplarının tespiti konusunda model A ve model B için malzeme teknolojileri bölümünde yapılan "üç nokta eğme" testleridir.

Deneyler ile amaçlanan, azalan bükülme çaplarında oluşacak deformasyon başlangıcını görsel ve deneysel tespit etmektir. Model A minikanal tipi için deformasyon başlangıcı tespit edilmiş ancak model B için karşılaşılan sıkıntılardan ötürü tespit edilememiştir.

Deneysel tespit sonucunda A modeli için 12 mm değerinde deformasyon başlangıcı tahribatsız muayene yöntemi gözle tespit yöntemiyle ve deneysel veriler ile çizilen grafik ile tespit edilmiştir. Model A (sol) ve B (sağ) için oluşan deformasyon gösterimi ise aşağıdaki şekilde verilmiştir.

Deformasyon başlangıcı görsel ve deneysel olarak 12 mm numunelerine ait olan 5 ve 6 numaralı numunelerde de görülmektedir. Üç nokta değme testleriyle ilgili çalışmalar farklı çene açıklıkları, farklı yük uygulama hızları için tekrar edilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Karagöz, S., (2009), Farklı Kanal Geometrisine Sahip Isı Değiştiricilerde Isıl Performansın İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTU Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] Dalkilic, A.S., Agra, O. ve Teke, İ., (2010), "Comparison of frictional pressure drop models during annular flow condensation of R600a in a horizontal tube at low mass flow and of R134a in a vertical tube at high mass flux" International Journal of Heat and Mass Transfer, 53:2052-2064.
- [3] Fang, X., Zhan,g H., Xu, Y. ve Su, X., (2011), "Evaluation of using two-phase frictional pressure drop correlations for normal gravity to microgravity and reduced gravity", Advances in Space Research, 49:351-364.
- [4] Quan, X., Cheng, P. ve Wu, H., (2008), "An experiment investigation on pressure drop of steam condensing in silicon microchannels", International Journal of of Heat and Mass Transfer, 51:5454-5458.
- [5] Cavallini, A., Del, Col D., Matkovic, M, ve Rossetto, L., (2009), "Frictional pressure drop during vapour-liquid flow in minichannels: Modelling and expreimental evaluation", International Journal of of Heat and Mass Transfer, 30:131-139.
- [6] El, Achkar G., Lavieille, P., Lluc, J. ve Miscevic, M., (2011), "Heat transfer and flow distribution in a multichannel microcondenser working at low mass fluxes", International Journal of of Heat and Mass Transfer, 54:2319-2325.
- [7] Huiyong, Z., Junming, L. ve Hongqi, L., (2010), "Numerical simulations of a micro-channel wall-tube condenser for domestic refrigerators", Tsinghua Science and Technology, ISSN 1007-0214 09/16 pp426-433.
- [8] Longo, A.G., (2008), "Refrigerant R134a condensation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger", International Journal of of Heat and Mass Transfer, 31:780-789.
- [9] Yirong, J., Jules M. ve Young, P., (2010), "Minichannel heat exchanger header inser for distribution", Carrier Corp, US2010282454.

- [10] Michael, T., Allen, K. ve Parmesh, V., (2008), "Minichannel heat exchanger with restrictive inserts", Carrier Corp, US7398819.
- [11] Michael, D., (2004), "Heat exchanger having header", Tecumseh Productions Co. Ltd., US6688138.
- [12] Michael, T. ve Alexander, L., (2009), "Microchannel heat exchanger with enhanced refrigerant", Carrier Corp, WO2009139998.
- [13] John, K. ve Lee, J., (2010), "Multichannel evaporator with flow seperating manifold", Johnson Controls Tech Co. Ltd., US7832231.
- [14] Park, J. ve Cheon, S., (2010), "Refrigerator", Birch Stewart Kolasch, US20100242525.
- [15] Lafaire, J.A.C., (2010), "Condenser assembly foran appliance", Electrolux Home Products, US20100236762.
- [16] İstif, O., (2009), Paralel Bağlı ve Paralel Soğutmalı Soğutucu Kabinleri İrdelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTU Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [17] Balioğlu, Ö., (2007), Soğutma Sistemlerinde Sistem Bileşenlerinin Termodinamiksel Toplam Performansa Etkilerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTU Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [18] Karaoğlu, S., (2007), Soğutma Sistemlerinde Döngüsel Kayıpların Deneysel ve Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Enerji Enstitüsü, İstanbul.
- [19] Kline, S.J. ve McClintock, F. A., (1953), "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", ASME Summer Meeting.



KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Alper KIRIMLI
Doğum Tarihi ve Yeri : 25.10.1986 / Fatih, İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce, Almanca
E-posta : kirimli.alper@gmail.com / alper.kirimli@arcelik.com
Telefon : +90 505 763 63 71

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Mezuniyet Yılı	Okul/Üniversite
Y.Lisans	2012	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Ens. Makine Mühendisliği ABD, Isı-Proses Programı
Lisans	2009	Ege Üniversitesi Makine Fakültesi Mühendislik Fakültesi
Lise	2004	Halide Edip Adıvar Lisesi

İŞ VE STAJ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010 - Halen	Arçelik A.Ş. Arge Direktörlüğü	Proje Mühendisi
07.2009-10.2009	Berlin Teknik Üniversitesi	Proje Yardımcısı
07.2009-08.2008	Asken Redüktör Dökümcülük	Stajyer Öğrenci