

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

**R600A SOĞUTKAN KULLANILAN BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA
ÇEVİRİMİNDE DİYABATİK KILCAL BORU İÇERİSİNDEKİ AKIŞIN
MODELENMESİ**

TOLGA APAYDIN

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. HASAN ALPAY HEPERKAN**

İSTANBUL, 2016

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**R600A SOĞUTKAN KULLANILAN BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA
ÇEVİRİMİNDE DİYABATİK KILCAL BORU İÇERİSİNDEKİ AKIŞIN
MODELLENMESİ**

Tolga APAYDIN tarafından hazırlanan tez çalışması 28.07.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Alper ÖZPINAR
İstanbul Ticaret Üniversitesi

Prof. Dr. Zeynep Duriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Derya Burcu TÜMER ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Murat ÇAKAN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Bu tez çalışmasının deneysel çalışmaları, Arçelik A.Ş. Merkez ARGE altyapısı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

ÖNSÖZ

21. yüzyılın başlarında özellikle ev tipi soğutucularda Avrupalı üreticiler arasında çevreye zararlı bir etkisi olmayan hidrokarbon esaslı R600a(izobütan) soğutkan kullanımı giderek yaygınlaşmıştır. Buna bağlı olarak R600a bulunan soğutma sistemlerinin dizaynı ve yeniden boyutlandırılması önemli hale gelmiştir. Buna rağmen R600a soğutkan kullanılan soğutma sistemlerinde, soğutma performansında önemli etkisi bulunan kılcıl boru dizaynına yönelik literatürde yeterli düzeyde deneysel ve nümerik çalışmaların bulunmadığı görülmektedir. Literatürdeki bu açığın giderilmesi ve R600a soğutkanı kullanılan ev tipi soğutucularda kılcıl boru seçim işlemini pratik hale getirebilmek amacıyla bu tez çalışmasında, yatay bakır diyabatik kılcıl boru içinde R600a soğutkan akışı deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir.

Bu doktora tez çalışmasını yöneten, olumlu eleştiri ve önerileri ile katkıda bulunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. Hasan HEPERKAN'a teşekkür ederim.

Öneri ve yorumlarıyla çalışmama destek olan hocalarım Sayın Yrd. Doç. Dr. Alper ÖZPINAR'a katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Doktora tez çalışmam için tüm imkan ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, AR-GE Direktörü Sn. Cem KURAL'a ve Ar-Ge Mekanik Teknolojiler Grup Yöneticisi Sn. Faruk BAYRAKTAR'a teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalar için her türlü donanımın sağlanmasında yardımcı olan Teknoloji Yönetimi ve Ar-Ge Teşvikleri yöneticisi Sn. Emre OĞUZ'a, Termodinamik Teknoloji Ailesi lideri Sn. Tolga Nurettin AYNUR'a, deney düzeneği kurmamda ve tez çalışmamın planlı ve başarılı bir şekilde ilerlemesi için bana her zaman destek olan, değerli düşüncelerini ve önerilerini paylaşan Sn. Sabahattin HOCAOĞLU'na, bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaşan ve tez çalışmama yüksek derecede katkısı bulunan Sn. Hüsnü KERPİÇÇİ'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deney düzeneğinin kurulmasında, deneysel çalışmalar ve analizler süresince vermiş oldukları teknik destekten ötürü Sn. Erkan KARAKAYA ve Sn. Ercan KURTULDU 'ya, tez düzeneği sinyal ve elektronik kablo bağlantılarının düzenlenmesinde yardımcı olan Sn. Seçkin TÜYSÜZ ve Sn. Cafer ÖZYURD'a, deney düzeneği kurulumunda malzeme tedariki ve deney düzeneği testlerinin yürütülmesinde büyük katkı sağlayan Sn. Yasin Koray HACISALİHOĞLU'na, hızlı kamera çekimleri ve ölçü aletlerinden veri toplama tarafında verdiği desteklerden ötürü Sn. Nihat KANDEMİR'e, deneysel çalışmalarım süresince her konuda yardımcı olan tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Ailesi teknisyenlerine

teşekkür ederim.

Tez çalışmaların sırasında sıkıntılı zamanlarımda bana her konuda destek olan Sn. Doğukan KAHRAMAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Matlab yazılım kısmında çok değerli öneri ve destekleri ile bu doktora tezine büyük katkı sağlayan abim Sn. Prof. Dr. Gökhan APAYDIN 'a çok teşekkür ederim.

Doktora eğitim süresince bana her türlü manevi desteği karşılıksız sağlayan eşim Sezen APAYDIN ve kızım Zeynep APAYDIN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Doktora eğitimim boyunca bana maddi destek sağlayan Tübitak Kurumu'na teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi her türlü desteği hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür ederim.

Temmuz, 2016

Tolga APAYDIN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT.....	xvii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.2 Tezin Amacı	3
1.3 Hipotez	3
BÖLÜM 2	
GENEL BİLGİLER.....	4
2.1 Kılcal Boru Genel Bilgileri	5
2.1.1 Kılcal Boru Tipleri	7
2.1.2 Kılcal Boru-Isı Değiştirici Yerleşimi.....	8
2.1.3 Kılcal Boru Soğutkan Akışını Etkileyen Parametreler	9
2.1.3.1 Kılcal Boru İç Çapı	9
2.1.3.2 Kılcal Boru Boyu	9
2.1.3.3 Aşırı Soğuma Miktarı	9
2.1.3.4 Eşanjör Boyu.....	10
2.1.3.5 Eşanjör Konumu ve Tipi.....	10
2.1.3.6 Eşanjör Malzemesi	10
2.1.3.7 Soğutkan Cinsi	10
2.1.3.8 Soğutkandaki Yağ Konsantrasyonu	10
2.1.3.9 Kılcal Boru Pürüzlülüğü	10
2.1.3.10 Kılcal Boru Giriş Basıncı	10

2.1.3.11 Kuruluk Derecesi (Soğutkanın kalitesi)	11
2.1.3.12 Kılcal Boru Pozisyonu	11
BÖLÜM 3	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	12
3.1 Literatür Özeti	12
3.1.1 Adyabatik Düz Kılcal Borular.....	12
3.1.2 Diyabatik Düz Kılcal Borular.....	16
3.2 Literatür Araştırması	19
3.2.1 Diyabatik Kılcal Boru Üzerine Deneysel Araştırmalar.....	19
3.2.2 Diyabatik Kılcal Boru Üzerine Nümerik Araştırmalar	32
3.2.3 Literatürden Çıkarımlar	37
BÖLÜM 4	
DENEYSEL ÇALIŞMALAR	39
4.1 Çalışmanın Amacı.....	39
4.2 Deney Düzenegi Kurulumu	40
4.2.1 Veri Toplama Sistemi.....	46
4.2.2 Kalibrasyon İşlemleri	48
4.2.3 Deney Düzenegi Yapısı.....	50
4.2.4 Deney Düzenegi Kontrolü.....	50
4.3 Deney Tasarımı	51
4.3.1 Ölçüm belirsizliği analizi	51
4.3.2 Hipotez Test.....	52
4.3.3 Deney Tasarımı	53
4.4 Kılcal Boru İçinde Akış Görselleme Çalışmaları	53
4.5 Diyabatik Kılcal Boru Deney Düzenegi Kurulumu	60
4.5.1 Deney Düzenegi Yapısı.....	61
4.5.2 Deney Düzenegi Kontrolü.....	61
4.5.3 Deney Tasarımı	61
4.5.4 Deney Numuneleri.....	62
4.5.5 Deney Sonuçları ve Analizleri	66
4.5.5.1 Eşanjör Borunun Başta Olduğu Diyabatik Kılcal Boru Analizleri ..	67
4.5.5.2 Eşanjör Borunun Sonda Olduğu Diyabatik Kılcal Boru Analizleri .	72
BÖLÜM 5	
TEORİK ÇALIŞMALAR.....	80
5.1 Kütle Korunum Denklemi.....	80
5.2 Momentum Korunum Denklemi.....	80
5.3 Enerji Korunum Denklemi.....	80
BÖLÜM 6	
NÜMERİK ÇALIŞMALAR.....	84
6.1. Nümerik Çözüm	84

6.2. Nümerik Çözüm Sonuçları.....	85
6.3. Modelin Doğrulaması.....	91
BÖLÜM 7	
SONUÇ VE ÖNERİLER	93
KAYNAKLAR	96
EK-A	
AKIŞ GÖRSELLEME DENEY SONUÇLARI	100
EK-B	
DİYABATİK KILCAL BORU DENEY SONUÇLARI	103
EK-C	
NÜMERİK ÇÖZÜM KOD	106
ÖZGEÇMİŞ	111

SİMGE LİSTESİ

A	Kesit alanı (m^2)
C_p	Özgöl ısı ($kJ/kg\ K$)
D	İç çap (m)
D_o	Dış çap (m)
f	Sürtünme faktörü (-)
G	Kütle akısı ($kg/s\ m^2$)
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
h	Entalpi (kJ/kg)
H_A	Alternatif hipotez (-)
hc	Isı transfer katsayısı ($kW/m^2\ K$)
Hex_{konum}	Kılcal boru eşanjör konumu (-)
H_0	Sıfır hipotez (-)
k	Isıl iletkenlik ($kW/m\ K$)
L_c	Kılcal boru boyu (m)
L	Uzunluk (m)
L_{hex}	Kılcal boru eşanjör boyu (m)
m	Kütleli debi (kg/h)
Nu	Nusselt (-)
P	Sistemin riski (-)
P	Basınç (bar)
P_{evap}	Buharlaştırıcı basıncı (bar)
P_i	Kılcal boru giriş basıncı (bar)
P_{kond}	Yoğuşturucu basıncı (bar)
Pr	Prandtl sayısı
q	Isı akısı (kJ/m^2)
R&R	Yüzde yeniden üretilebilirlik ve tekrarlanabilirlik (%)
Re	Reynolds (-)
t	Zaman (sn)
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$)
$T_{hex,i}$	Kılcal boru giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
v	Özgöl hacim (m^3/kg)
w	Lehim genişliği (m)
x	Kuruluk derecesi (-)
z	Kılcal boru birim uzunluk (m)
α	Risk (-)

δ	Lehim kalınlığı (m)
ε	Pürüzlülük (mm)
θ	Eğim açısı (°)
μ	Viskozite (Pa s)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
σ	Standart sapma
τ	Kayma gerilmesi (N/m ²)
ΔT	Aşırı soğuma miktarı (K)

KISALTMA LİSTESİ

ampirik,i	Eşanjörün kılcal boru girişine yakın olduğu durumda ampirik denklem
ampirik,o	Eşanjörün kılcal boru çıkışına yakın olduğu durumda ampirik denklem
c	Kılcal boru
cu	Bakır
CFC	Kloroflorokarbon
DOE	Design of experiment
FPS	Frames per second
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
hex	Isı değiştirici kısmı
j	Lehim bağlantısı
HFC	Hidroflorokarbon
in	Giriş adyabatik kısım
l	Sıvı
ODP	Ozon bozma potansiyeli
out	Çıkış adyabatik kısım
R600a	İzobütan soğutkanı
RTD	Resistance temperature detectors
s	Emiş borusu
sp	Tek faz
sub	Aşırı soğuma miktarı
tp	İki faz
v	Buhar

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1	Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi (a)şematik görünüm (b)P-h diyagramı ..	4
Şekil 2. 2	Kılcal boru boyunca basınç ve sıcaklık değişimi [2].....	5
Şekil 2. 3	Diyabatik kılcal boru içeren buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi	7
Şekil 2. 4	Diyabatik kılcal borular (a) Bitişik tipte (b) Eş eksenli tipte	8
Şekil 2. 5	Kılcal boru-ısı değiştirici yerleşimleri	9
Şekil 3. 1	Kılcal boru eşanjörü (eş eksenli ve bitişik tipte).....	19
Şekil 3. 2	Deney düzeneği.....	20
Şekil 3. 3	Kılcal boru test bölgesi	21
Şekil 3. 4	Test edilen kılcal borularda (a) kütle debisi üzerine ana etkiler (b) emiş hattı çıkış sıcaklığı üzerine ana etkiler	22
Şekil 3. 5	Deney düzeneğinin şematik görünümü	23
Şekil 3. 6	Kılcal boru-emme hattı eşanjörün şematik görünümü.....	24
Şekil 3. 7	Adyabatik tipte bir kılcal boru boyunca ölçülen ve doymuş basınç dağılımı	25
Şekil 3. 8	Diyabatik kılcal boru boyunca basınç dağılımı	26
Şekil 3. 9	Diyabatik kılcal boru boyunca basınç dağılımı	27
Şekil 3. 10	Diyabatik kılcal boru boyunca basınç dağılımı	27
Şekil 3. 11	Deney düzeneği şematik görünüm	28
Şekil 3. 12	Sarmal diyabatik kılcal boru kesiti	30
Şekil 3. 13	1,12 mm kılcal boru iç çapında aşırı soğuma miktarının R134a soğutkanı kütleli debisine etkisi	30
Şekil 3. 14	Diyabatik ve adyabatik kılcal boruda soğutkan debi karakteristiklerinin karşılaştırılması	31
Şekil 3. 15	Diyabatik kılcal boru akışı için model doğrulaması	32
Şekil 3. 16	Diyabatik kılcal boru akışı için model doğrulaması	34
Şekil 3. 17	Model ile deneysel dataların karşılaştırılması	35
Şekil 3. 18	Isı değiştirici konumuna göre debinin değişimi	35
Şekil 3. 19	Kılcal boru-emme hattı boyunca sıcaklık değişimi.....	36
Şekil 3. 20	Kılcal boru-emme hattı boyunca basınç değişimi	37
Şekil 4. 1	Cam kılcal borulu deney düzeneği şematik görünüm.....	40
Şekil 4. 2	Yağ ayırıcı	41
Şekil 4. 3	Yoğuşturucu	41
Şekil 4. 4	Debimetre ve sinyal çevirici	42
Şekil 4. 5	Gözetleme camı	42

Şekil 4. 6	Hamlet marka vana	43
Şekil 4. 7	Kanat borulu alüminyum buharlaştırıcı	43
Şekil 4. 8	Kanat borulu alüminyum buharlaştırıcı	44
Şekil 4. 9	Basınç transdüseri	45
Şekil 4. 10	Dijital termostat	46
Şekil 4. 11	Cam kılcal borulu deney düzeneği görüntüsü.....	46
Şekil 4. 12	34970A Data Logger	47
Şekil 4. 13	Hızlı kamera ve soğuk ışık kaynağı	47
Şekil 4. 14	Fluke marka kalibratör	48
Şekil 4. 15	Debimetre sinyal debi ilişkisi.....	48
Şekil 4. 16	Basınç trasndüserleri sinyal-basınç ilişkisi	49
Şekil 4. 17	Cam kılcal boru test bölümü	54
Şekil 4. 18	a) $P_i=4,3$ bar, $\Delta T=6K$, $L=2750mm$, b) $P_i=4,3$ bar, $\Delta T=2K$, $L=2750mm$	55
Şekil 4. 19	a) $P_i=4,3$ bar, $\Delta T=6K$, $L=2750mm$, b) $P_i=5,3$ bar, $\Delta T=6K$, $L=2750mm$	56
Şekil 4. 20	a) $P_i=4,8$ bar, $\Delta T=4K$, $L=2250mm$, b) $P_i=4,8$ bar, $\Delta T=4K$, $L=2750mm$	57
Şekil 4. 21	Kılcal boru boyu, giriş basıncı ve aşırı soğuma miktarının debiye etkisi	58
Şekil 4. 22	Kılcal boru boyu, giriş basıncı ve aşırı soğuma miktarının etkisi.....	59
Şekil 4. 23	Debiyi etkileyen faktörlerin etki dağılımları.....	59
Şekil 4. 24	Kurulan diyabatik kılcal boru deney düzeneği resmi ve şematik görünümü60	
Şekil 4. 25	Diyabatik kılcal boru grupları	64
Şekil 4. 26	Kılcal boru ve eşanjör çap uzunluk ölçümleri	65
Şekil 4. 27	Kılcal boru grubu lehim genişliği ve kalınlığı ölçümleri	65
Şekil 4. 28	Kılcal boru gruplarında kütsel debilerin dağılımı	66
Şekil 4. 29	Faktörlerin etki grafiği.....	67
Şekil 4. 30	Deneyssel ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması	68
Şekil 4. 31	Kılcal boru giriş basıncı, çapı ve boyunun soğutkan debisine etkisi	68
Şekil 4. 32	Basınç kaybını etkileyen faktörlerin etki grafiği.....	69
Şekil 4. 33	Deneyssel ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması	70
Şekil 4. 34	Kılcal boru giriş basıncı, çapı ve boyunun basınç kaybına etkisi	71
Şekil 4. 35	Eşanjör çıkış sıcaklığını etkileyen faktörlerin etki grafiği	71
Şekil 4. 36	Deneyssel ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması	72
Şekil 4. 37	Faktörlerin etki grafiği.....	73
Şekil 4. 38	Deneyssel ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması	73
Şekil 4. 39	Kılcal boru giriş basıncı, çapı ve boyunun soğutkan debisine etkisi	74
Şekil 4. 40	Basınç kaybını etkileyen faktörlerin etki grafiği.....	74
Şekil 4. 41	Deneyssel ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması	75
Şekil 4. 42	Kılcal boru giriş basıncı, çapı ve boyunun basınç kaybına etkisi	76
Şekil 4. 43	Eşanjör çıkış sıcaklığını etkileyen faktörlerin etki grafiği	76
Şekil 4. 44	Deneyssel ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması	77
Şekil 4. 45	Eşanjör boyu ve konumu ile eşanjör giriş sıcaklığının etkisi	78
Şekil 4. 46	Eşanjör boyu ve konumu ile eşanjör giriş sıcaklığının etkisi	78
Şekil 4. 47	Eşanjör boyu ve konumu ile eşanjör giriş sıcaklığının etkisi	79
Şekil 5. 1	Kılcal boru emiş borusu şematik görünüm	83
Şekil 6. 1	Kılcal boru (N1) boyu boyunca soğutkan sıcaklık değişimi	86
Şekil 6. 2	Kılcal boru (N1) boyu boyunca kuruluk derecesi değişimi.....	87
Şekil 6. 3	Kılcal boru (N1) boyu boyunca basınç değişimi	87

Şekil 6. 4	Kılcal boru (N1) boyu boyunca entalpi değişimi	88
Şekil 6. 5	Kılcal boru (N2) boyu boyunca soğutkan sıcaklık değişimi	89
Şekil 6. 6	Kılcal boru (N2) boyu boyunca kuruluk derecesi değişimi.....	89
Şekil 6. 7	Kılcal boru (N2) boyu boyunca basınç değişimi	90
Şekil 6. 8	Kılcal boru (N2) boyu boyunca entalpi değişimi	90
Şekil 6. 9	Kılcal boru (N2) boyu boyunca özgül hacim değişimi	91
Şekil 6. 10	Soğutkan kütle debisinin model sonuçları ile karşılaştırılması	92
Şekil 6. 11	Kılcal boru (N2) soğutkan sıcaklığı model sonuçlarının doğrulaması.....	92
Şekil 7. 1	Soğutkan kütle debisinin model sonuçları ile karşılaştırılması	94

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1. 1	Soğutkanların çevresel etkileri..... 2
Çizelge 3. 1	Literatürdeki adyabatik kılcal boru üzerine deneysel çalışmalar 13
Çizelge 3. 2	Literatürdeki adyabatik kılcal boru üzerine nümerik çalışmalar 15
Çizelge 3. 3	Literatürdeki diyabatik kılcal boru üzerine deneysel çalışmalar 17
Çizelge 3. 4	Literatürdeki diyabatik kılcal boru üzerine nümerik çalışmalar 18
Çizelge 3. 5	Deney sonuçları..... 22
Çizelge 3. 6	Parametreler çalışma aralıkları 24
Çizelge 3. 7	Parametreler çalışma aralıkları 29
Çizelge 4. 1	Deney düzeneğinde değişen faktörler 53
Çizelge 4. 2	Diyabatik kılcal boru tasarım kriterleri ve düzeyleri 62
Çizelge 4. 3	Diyabatik kılcal boruların geometrisi ve yüzey pürüzlülükleri 66
Çizelge 6. 1	Çözümü paylaşılan kılcal boruların giriş parametreleri..... 86

**R600A SOĞUTKAN KULLANILAN BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA
ÇEVİRİMİNDE DİYABATİK KILCAL BORU İÇERİSİNDEKİ AKIŞIN
MODELENMESİ**

Tolga APAYDIN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN

21. yüzyılın başlarında özellikle ev tipi soğutucularda Avrupalı üreticiler arasında çevreye zararlı bir etkisi olmayan hidrokarbon esaslı R600a (izobütan) soğutkan kullanımı giderek yaygınlaşmıştır. Buna bağlı olarak R600a bulunan soğutma sistemlerinin dizaynı ve yeniden boyutlandırılması önemli hale gelmiştir. Buna rağmen R600a soğutkan kullanılan soğutma sistemlerinde soğutma performansında önemli etkisi bulunan kılcal boru dizaynına yönelik literatürde yeterli düzeyde deneysel çalışmaların bulunmadığı görülmektedir.

Bu doktora tez çalışmasında, eşanjörü üzerine bitişik olan yatay diyabatik kılcal boru içinde R600a soğutkan akışı deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir.

Tez çalışması yedi ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmaya başlama nedenleri ve ulaşılmak istenen sonuçlar genel olarak açıklanarak giriş yapılmıştır. İkinci bölümde buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, kılcal boru genel teorisi ve kılcal boru içinde soğutkan akış karakteristiğinde etkili olan parametreler paylaşılmıştır. Üçüncü bölümde konu ile ilgili literatür araştırma sonuçları özetlenmiş ve diyabatik kılcal boruya yönelik deneysel ve nümerik çalışmaların bir kısmı detaylı olarak paylaşılmıştır.

Dördüncü bölümde Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge laboratuvar altyapısı kullanılarak gerçekleştirilen deneysel çalışmalar anlatılmıştır. Diyabatik tipteki kılcal boru içinde

akan R600a soğutkan akışının incelenebilmesi için iki adet farklı deney düzeneği kurulmuştur. İlk deney düzeneği kılcal boru içinde iki fazlı akımların gelişimini görsellemek amacıyla kullanılmıştır. İkinci düzenek ise eşanjörü üzerine bitişik olan yatay kılcal boru tasarım unsurlarının(kılcal boru giriş basıncı, iç çapı ve boyu, eşanjör uzunluğu, konumu ve giriş sıcaklığı, kılcal boru girişinde aşırı soğuma miktarı) incelenmesi için kurulmuştur. Bu bölümde DOE(Design of Experiment) metodolojisi esas alınarak veriler analiz edilmiştir. Soğutkan kütle debisi ve kılcal boru içindeki basınç düşüş miktarını hesaplayan ampirik korelasyonlar türetilmiştir.

Beşinci bölümde nümerik modelleme çalışmalarında kullanılan kütle, enerji ve momentum korunum denklemlerinin sadeleştirilmiş halleri paylaşılmıştır. Altıncı bölümde matlab yazılım programı kullanılarak geliştirilen nümerik çözüm sonuçları ve bunların deneysel datalar ile doğrulandığı durumlar paylaşılmıştır.

Yedinci bölümde sonuçlar ve öneriler sunulmuştur.

Bu doktora tez çalışmasında R600a kullanılan diyabatik tipte kılcal boruda yapılan parametrik deneylerle hem literatürün yoksun olduğu deneysel veriler elde edilmiş, hem de elde edilen bu veriler ışığında soğutkan kütle debisi, basınç düşümü ve eşanjör boru çıkış sıcaklığını hesaplayan ampirik denklemler türetilmiştir. Buna ek olarak kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri esas alınarak ve bunların çözümünü daha basit hale getirebilmek için yapılan bazı kabuller ile diyabatik tipte kılcal boruda R600a soğutkan akışı nümerik olarak çözülmüştür. Ampirik ve nümerik model çözüm sonuçları, deneysel sonuçlar ile valide edilmiş ve bunların iyi bir uyum içinde ($\pm\%12$) olduğu belirlenmiştir. Elde edilen her iki model, ev tipi soğutucu kılcal boru tasarım çalışmaları için güçlü bir araç olup, verimli ürün tasarım süreçlerinin hızlandırılmasını sağlamıştır.

Anahtar Kelimeler: Diyabatik kılcal boru, iki fazlı akım, izobütan, basınç düşümü

**MODELLING FOR REFRIGERANT FLOW OF R600A THROUGH DIABATIC
CAPILLARY TUBE IN VAPOR COMPRESSION SYSTEM**

Tolga APAYDIN

Department of Mechanical Engineering

Ph.D. Thesis

Adviser: Prof. Hasan Alpay HEPERKAN

At the beginning of the 21st century, the use of environment friendly hydrocarbon based R600a (isobutane) refrigerant in the refrigeration system of household refrigerators became widespread among European manufacturers. As a result; the design and the dimensioning of the refrigeration systems using R600a refrigerant became crucial. However; it is observed that in literature there are hardly any experimental studies analyzing the capillary tube design, which has a significant effect on the cooling performance of the refrigeration system using R600a refrigerant.

In this Ph.D. study, the flow of R600a refrigerant inside horizontal non-adiabatic lateral type capillary tube is both experimentally and numerically investigated.

This Ph.D. study is formed of seven main parts. In the first chapter, the reasons for initiating this study, as well as the goal of the work are explained. In the second chapter, the vapor compression system, theoretical information about capillary tube and the parameters that affect the flow characteristics of the refrigerant inside capillary tube are presented. In the third chapter, the results of literature investigation are summarized and some of the experimental and numerical studies on non-adiabatic capillary tube are explained in detail.

In the fourth chapter, the experimental studies that were carried out in the Arcelik A.S. laboratory are explained. Two different experimental setups are prepared in order to

investigate R600a refrigerant flow inside non-adiabatic capillary tube. The first experimental setup is used in order to visualize the formation of two-phase flow inside capillary tube. The second experimental is used in order to investigate the design parameters (capillary tube inlet pressure, capillary tube inlet diameter and length, heat exchanger length and position, heat exchanger inlet temperature, capillary tube subcooling degree) of lateral type non-adiabatic capillary tube. The experimental data are analyzed by using DOE (Design of Experiment) methodology. Empirical correlations for calculating the pressure loss and mass flow rate inside the capillary tube are derived.

In the fifth chapter, simplified versions of the mass, energy, momentum conservation equations, which are used in numerical modelling, are presented. In the sixth part, the results obtained by the numerical solution derived by using matlab software are compared with experimental data.

In the seventh chapter, the conclusions and proposals have been presented.

In this Ph.D. study, both the experimental data is obtained and an empirical correlations which calculates refrigerant mass flow rate, pressure loss and outlet temperature of the suction pipe, are derived. In addition to this, the flow of R600a refrigerant inside horizontal non-adiabatic lateral type capillary tube is solved by the numerical model solution based on mass, momentum and energy conservation equations. The results of empirical and numerical model are validated with the experimental results and it is observed that the calculated mass flow rates and the pressure loss are within an error band of $\pm 12\%$. These models can be used as a strong tool to design the non-adiabatic lateral type capillary tube and to improve the design process.

Keywords: Non-adiabatic capillary tube, two-phase flow, isobutane, pressure loss

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, endüstriyel ve ev tipi soğutma sistemlerinde en sık kullanılan soğutma çevrimidir. Ana soğutma sistemi elemanları kompresör, buharlaştırıcı, yoğusturucu ve genleşme elemanıdır. Düşük kapasiteli ev tipi soğutucularda genleşme elemanı olarak genellikle kılcal boru kullanılmaktadır. Kılcal boru, yoğusturucu ve buharlaştırıcı arasına yerleştirilmiş, genelde çapı 0,60 mm ile 2,00 mm, boyları 2 m ile 6 m arasında değişen küçük çaplı bir borudur. Hareketli parçası olmayan, ucuz ve basit bir eleman olan kılcal borunun soğutma çevriminde iki önemli görevi vardır. Birincisi yoğusturucudan çıkan sıvı haldeki soğutkanın basıncını düşürerek soğutkanın buharlaşmasına neden olur. İkincisi ise, kompresör durduğu zaman yoğusturucu ile buharlaştırıcı arasında soğutkan basıncının dengelenmesini sağlar. Kılcal borunun en büyük dezavantajı ise soğutkan geçiş debisini ayarlama yetkinliğinin olmamasıdır.

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin gelişiminden itibaren soğutkan ihtiyaçları değişmiştir. 20. yüzyılın başlarında kullanılan soğutkanların yanıcı, verimsiz ve zehirli gazlar olması nedeni ile 1930'lu yıllarda R-12 (dichlorodifluoromethane) gazı alternatif olarak bulunmuştur. CFC (chlorofluorocarbon) sınıfı soğutkanların bulunması yanıcı olmamaları nedeni ile soğutma endüstrisinde 1985'lere kadar yaygın bir şekilde kullanılmıştır, ancak 1985'de Antarktika'da ozon deliğinin bulunması ve CFC emisyonundaki artışın ozon tabakasına olan zararının kanıtlanması sonucunda 1987'de Montreal Protokolü ile 10 yıllık dönem içinde CFC kullanımının %50 azaltılması kararı alındı. 1990 yılında HFC (hidrofluorocarbon) R-134a ticari ürün olarak piyasaya sürüldü. Bununla birlikte farklı CFC'lerin alternatifi olacak birçok HFC türevi soğutkan üretime girdi. Ozon bozma potansiyeli (ODP) düşüklüğüne rağmen, HFC'lerin küresel ısınma potansiyelinin (GWP) yüksek olması

uygun soğutkan arayışlarının devam etmesine neden oldu ve HC (hydrocarbon) sınıfı soğutkanlar ön plana çıktı. 21. yüzyılın başında özellikle ev tipi soğutucularda Avrupalı üreticiler arasında çevreye zararlı bir etkisi olmayan HC esaslı R600a (izobütan) kullanımı giderek yaygınlaşmıştır. Artan kullanım ile birlikte R600a bulunan soğutma sistemlerinin dizayn ve bileşenlerinin yeniden boyutlandırılması önemli hale gelmiştir. Gerçekleştirilen literatür araştırması R600a soğutkanı ile çalışan sistemlerde soğutma sistem performansı üzerine büyük öneme sahip kılcal boru tasarımı üzerine yeterli düzeyde bilginin bulunmadığını göstermiştir. Bu gelişmeler ve bilgiler ışığında mevcut tez çalışmasında R600a soğutkanı kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde kılcal boru akış karakteristikleri incelenmiştir.

Çizelge 1. 1 Soğutkanların çevresel etkileri [1]

Soğutkan	R12	<i>R134a</i>	<i>R600a</i>
Kimyasal sınıf	CFC	HFC	HC
Atmosferik ömür (yıl)	130	16	<1
Ozon bozma potansiyeli (ODP)	1	0	0
Küresel ısınma potansiyeli (GWP)	8500	1300	8

Çizelge 1.1’de bazı soğutkanların çevresel etkileri verilmiştir.

1.1 Literatür Özeti

Literatürde R600a soğutkanı kullanılan küçük kapasiteli soğutma sistemlerinde kılcal boru üzerine deneysel çalışmalar yok denecek kadar azdır. Bu kapsamda içinden R600a soğutkanı akan kılcal borulara yönelik 3 adet deneysel çalışma bulunmuştur. Bunlardan ikisi Melo’nun (1999,2002), diğeri Matthias (2013)’in çalışmasıdır. R600a soğutkanı özelinde yapılan bu deneysel çalışmaların ikisi adyabatik tipte kılcal boruda, biri ise diyabatik (Melo 2002) tipte kılcal boruda gerçekleştirilmiştir.

İçinden düşük debide (0,6-3 kg/h) R600a soğutkanı akan diyabatik tipte kılcal boruda nümerik ya da deneysel bir çalışmaya ulaşılmamıştır.

1.2 Tezin Amacı

Ev tipi soğutucularda bulunan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi elemanı olan, içinden R600a soğutkanı akan ve eşanjörü üzerine bitişik olan (diyabatik) yatay bakır kılcal boru tasarım unsurlarının (kılcal boru giriş basıncı, iç çapı ve boyu, eşanjör uzunluğu, konumu ve giriş sıcaklığı, kılcal boru girişinde aşırı soğuma miktarı) parametrik olarak incelendiği bu tez çalışmasında, yatay bakır diyabatik kılcal boru içinde R600a soğutkan akışının deneysel olarak incelenmesi ve modellenmesi amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

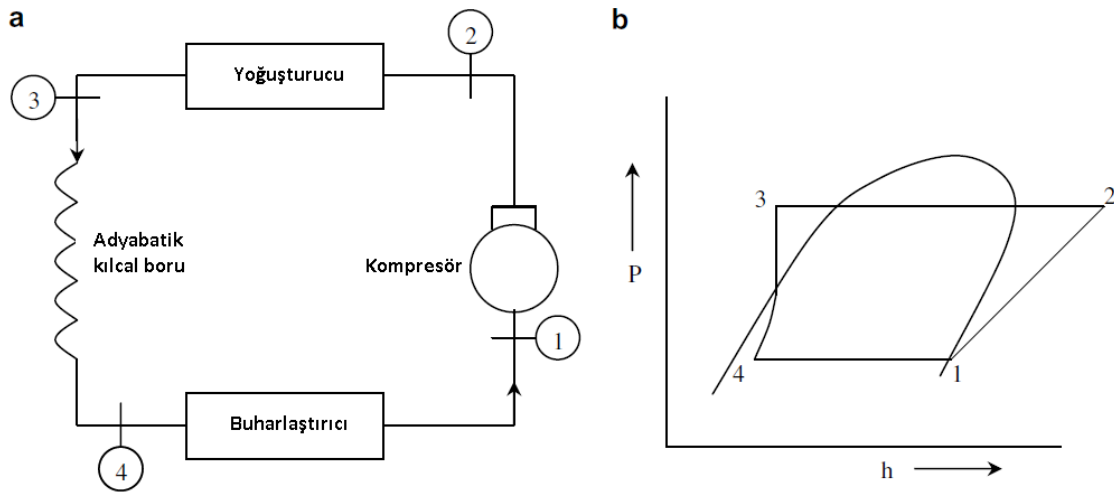
Ev tipi soğutucuların tasarım çalışmaları esnasında, soğutma elemanlarının boyutlandırılmasında ve ürün performans testlerinde genellikle “deneysel” yaklaşım kullanılmaktadır. Deneysel yaklaşım, soğutucu soğutma sistemi elemanlarının özelliklerinin (kapasite, boyut vb.) deneme-yanılma metodu ile belirlenmesi şeklindedir. Bu yaklaşım, soğutucu tasarım sürelerinin ve maliyetlerinin ciddi olarak artmasına neden olmaktadır.

Ev tipi soğutucularda özellikle kılcal boru seçimi, ürün performansı açısından oldukça önemlidir ve bunun deneysel deneme süreleri oldukça uzun bir zaman aldığı için kılcal boru seçiminin etkinleştirilmesi ile zaman kaybı oldukça azaltılabilir. Buna ek olarak soğutma sisteminin kapalı bir çevrim olması ve her bir elemanın birbiri ile etkileşimde olması sebebiyle kılcal boru giriş parametrelerine göre türetilcek kılcal borudan geçen soğutkanın kütleli debi değeri, soğutma sistemi modelleme çalışmalarında büyük katkı sağlayacaktır.

BÖLÜM 2

GENEL BİLGİLER

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, endüstriyel ve ev tipi soğutma sistemlerinde en sık kullanılan soğutma çevrimidir. Şekil 2.1’de buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi şematik görünümü verilmiştir. Sistem kapalı bir sistem olup, çalışma prensibi kısaca şu şekildedir. Kompresör gaz halindeki soğutkanı yoğuşturucuya doğru sıkıştırır. Soğutkan yoğuşturucudan geçerken ısı vererek yoğuşur. Yoğuşturucu çıkışında sıvı halde bulunan soğutkan kılcal boruya girer ve sıcaklık sabit kalarak kılcal boru içerisinde akarken, basınç lineer olarak sürtünme etkisi ile düşer. Basınç, doyma basıncının altına düşerken, sıvının bir kısmı buhar içinde flaş olur ve buharlaşmasının başlangıcı ile birlikte kılcal boruda iki fazlı akım gelişir. Bu durum buharın kalitesi ve akışkan hızının etkisi ile ivmelenen bir basınç düşüşü başlamasına neden olur. Artan basınç düşüşü soğutkan sıcaklığını hızlı bir şekilde düşürür.



Şekil 2. 1 Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (a)şematik görünüm (b)P-h diyagramı [2]

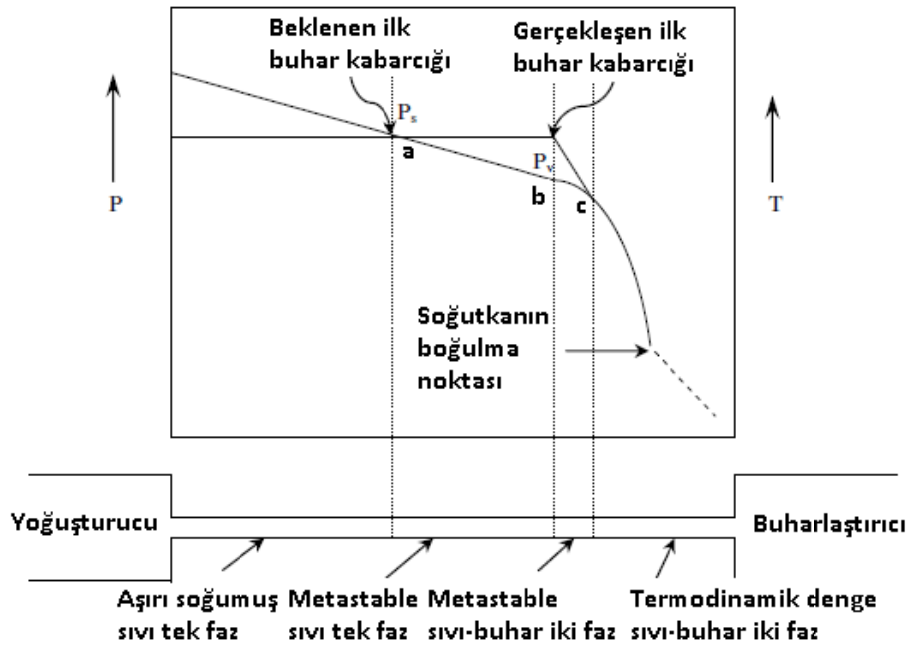
Şekil 2.1’de 3-4 prosesleri arasında yüksek basınçtaki sıvının adyabatik genişlemesi görülmektedir. Bu proseste soğutkan içinde flaş oluşuncaya kadar entalpi sabit kalmaktadır.

Flaşın sonucunda toplam enerjinin bir kısmı kinetik enerjiye çevrilmekte ve entalpi, kılcal boru son kısmında azalmaktadır.

2.1 Kılcal Boru Genel Bilgileri

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasında konumlanan kılcal boru, basit ve ucuz bir kısımla elemanı olup genellikle küçük kapasiteli ev tipi soğutma sistemlerinde kompresör emme hattına bitişik konumda olmak üzere sıkça kullanılmaktadır.

Şekil 2.2, kılcal boru akışındaki basınç ve doyma basıncı değişimini göstermektedir. Akış, 4 kısıma ayrılmıştır. a noktasında basınç teorik olarak doyma basıncına eşitlenmekte fakat buharlaşma başlamamaktadır. Akış metastable (yarı kararlı) bölümde aşırı kızgın sıvı halde bir miktar ilerler. Bu süreçte basınç lineer olarak düşmektedir. b noktasında, buhar habbecikleri görülmeye başlamakta ve basınç iki fazın başlangıcı ile ani olarak düşmeye başlar. Bu bölge aşırı kızgın sıvıyı, doymuş sıvı ve buharı her birlikte bulundurduğu için metastable bölgedir. c noktasından sonra yerel termodinamik dengeye ulaşılır.



Şekil 2. 2 Kılcal boru boyunca basınç ve sıcaklık değişimi [2]

Kılcal borunun tek faz olduğu bölgede sürtünme basınç kaybı ile basınç düşüşü gerçekleşirken, iki fazlı akışa geçildiğinde sürtünme katsayısı akış boyu düşme gösterir. Kuruluğun artışı ile soğutkan kılcal boru içerisinde akışın ivmelenme sonucu ortaya çıkan basınç kaybı baskın hale gelip kılcal boru çıkışına doğru basınç kaybı hızlanarak artmaktadır. Gaz ve sıvı fazları birbirlerine ve boru çeperine kayma gerilmeleri uygulamakta, bunun sonucunda soğutkan gelişen karşı kuvvetlere karşı hareketine devam etmektedir. Sürtünme kayıpları kuruluğa ve fazların birbirlerine göre bağıl hızlarına bağılı olarak akış boyu sürekli değişmektedir. Bu nedenle iki fazlı akışın modellenmesi ve çözümü için sayısal yöntemlere ihtiyaç duyulmaktadır.

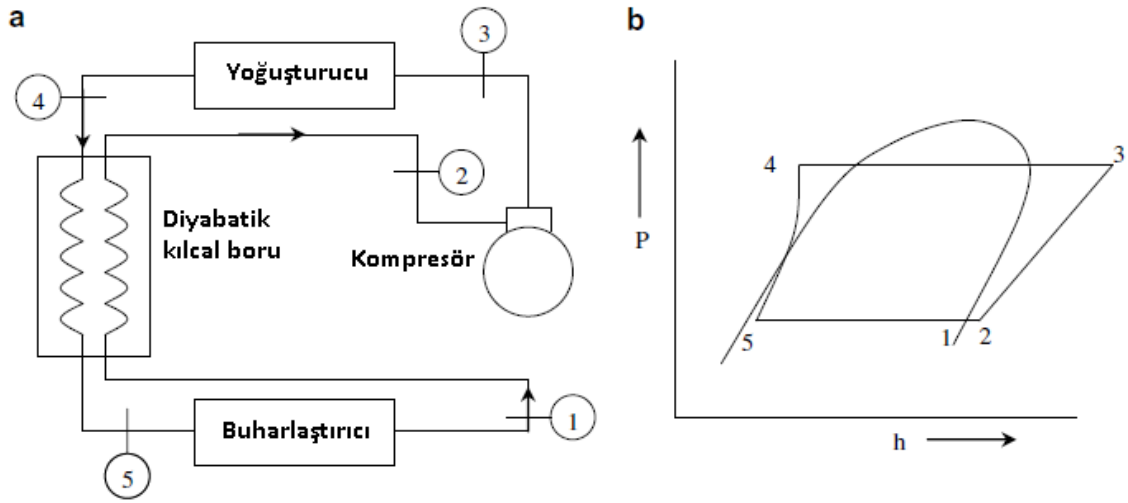
İki fazlı akım bölgesinde kılcal boru boyuna göre basınç düşüm gradyeni kılcal boru çıkışına doğru $-\infty$ 'a gitme eğilimindedir. Kılcal boru çıkış basıncı yeterince düşük ise basınç düşüm gradyeni $-\infty$ 'a giderken akış boğulur. Boğulmuş akış (choked flow) durumunun oluştuğu basıncın altında kılcal boru çıkış basıncının daha fazla düşürülmesi kütleli debide herhangi bir değişikliğe yol açmayacaktır. Literatürdeki deneysel ve sayısal çalışmalar kılcal borulu soğutma devrelerinde boğulma durumu için eşik şartın $P_{\text{evap}}/P_{\text{kond}} \leq 0,2$ olduğunu göstermektedir. Ev tipi soğutucularda genellikle kılcal boruda akış boğulur.

Kılcal boru içinde tek faz ile iki fazlı akım arasında meydana gelen metastable akışta, soğutkanın buharlaşma doyma noktasına ulaşılmasına rağmen, ilk buhar kabarcığı oluşumu beklenen noktanın daha ilerisinde gecikerek oluşur. Bu durum kılcal boru içinde buharlaşma gecikmesi olarak adlandırılır. Buharlaşmanın geciktiği uzunluğu kısa bu bölge, literatürde yarı kararlı bölge olarak tanımlanır. Bu bölge literatürde deneysel çalışmalarla ortaya konmuş olup, şu şekilde açıklanmaktadır. Soğutkanın ilk buhar oluşumu için bir miktar kızdırmaya ihtiyaç vardır. Soğutkan sabit sıcaklıkta, düşmekte olan buharlaşma doyma sıcaklığını üzerinde kalarak kendini ilk buharlaşma için aktivite eder [3]. Kılcal boru içinde buharlaşma gecikmesi soğutkandan soğutkana değişmekte olup, soğutkan debi ve aşırı soğuma miktarlarına göre de farklı davranışlar gösterebilmektedir. Bu da kılcal boru içinde akış modellemesini bir hali zor hale getiren unsurlardan biridir. Birçok bilim adamı, bu bölgeyi ihmal ederek kılcal boru içinde akış modelleme çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir.

2.1.1 Kılcal Boru Tipleri

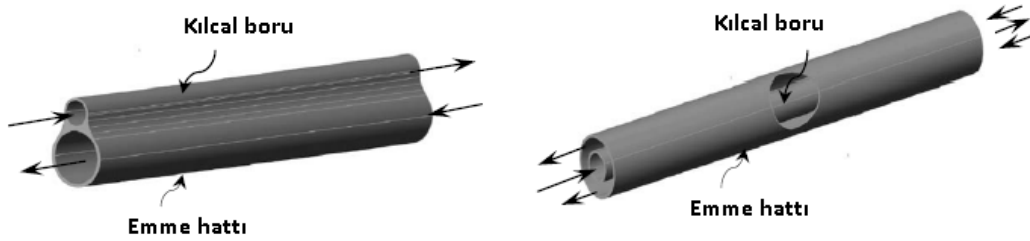
Kılcal borular, adyabatik ve diyabatik olmak üzere iki tiptedirler. Adyabatik kılcal boruda, borunun etrafı ile arasında ısı transferi yoktur. Diyabatik kılcal boruda ise kılcal boru ile etrafı arasında ısı transferi vardır. Ev tipi soğutucularda kompresör emme hattı ile kılcal borunun temas halinde olduğu ısı değiştirici uygulamaları sıkça görülmektedir. Bu tip kılcal boru uygulamalarında, Şekil 2.3'te görüldüğü üzere kılcal boru ile kompresör emme hattı arasında sağlanan ısı transferi mekanizması, kılcal boru çıkış kuruluk derecesini düşürdüğü için buharlaştırıcı kapasitesini artırır.

Kompresör dönüş borusu sıcaklıklarını yükselterek kompresöre sıvı soğutkan gitmesini ve dönüş borusu üzerinde istenmeyen terleme, karlama görülmesini engeller. Bunlara ek olarak kılcal boru içerisinde buharlaşmaya çalışan soğutkanı yeniden yoğuşturduğu için soğutkanın akış karakterini etkilemektedir. Diyabatik kılcal boru uygulamalarında, adyabatik kılcal borulara kıyasla soğutkan debi miktarı artmaktadır.



Şekil 2. 3 Diyabatik kılcal boru içeren buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi (a)şematik görünüm (b)P-h diyagramı [2]

Diyabatik kılcal borulara yönelik temel olarak iki adet düzenleme vardır. Şekil 2.4'te görüldüğü üzere bitişik tipte ve eş eksenli tipleri mevcuttur. Bitişik tiplerde bakır emme hattı borusu üzerine bakır kılcal borunun teması lehimle sağlanabildiği gibi makaron, shrink veya alüminyum bantlar ile örtülerek temasın sağlandığı uygulamalar da vardır. Bu tip uygulamalarda ısı transferi temas yüzeyinin maksimize olması için bakır boru-bakır kılcal boru temasının lehimle olması en sağlıklı yöntemdir. Bu tez çalışmasında diyabatik kılcal boru olarak bakır boru emme hattı üzerine lehimlenmiş kılcal bakır boruda deneyler gerçekleştirilmiştir.



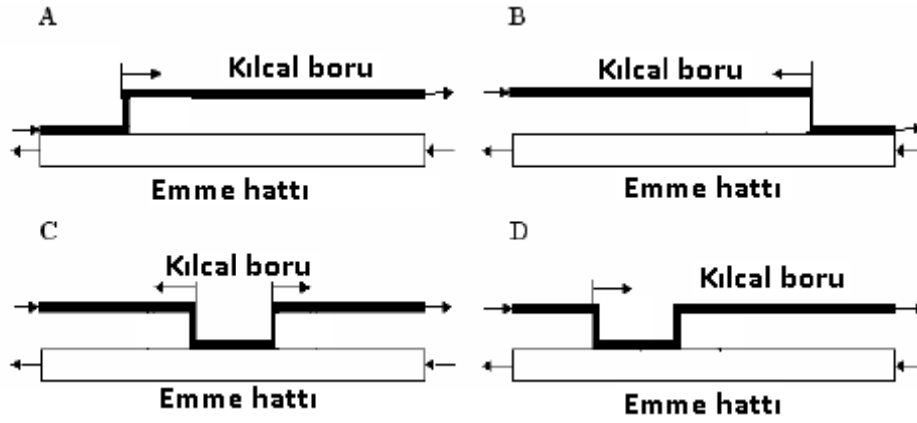
Şekil 2. 4 Diyabatik kılcal borular (a) Bitişik tipte (b) Eş eksenli tipte

Diyabatik kılcal borularda soğutkan akışı adyabatik kılcal boruya oranla daha karmaşıktır. Akış boyunca soğutkan doyma sıcaklığı düşerken, soğutkan sıcaklığı da düşmektedir. Bu nedenle diyabatik kılcal boruda ilk buhar kabarcığının gerçekleştiği yeri tespit etmek oldukça zordur.

Bunlara ek olarak diyabatik kılcal boru uygulamalarında etkin bir ısı transferi sağlamak için karşı akışlı ısı değiştirici tasarımları yapılmalıdır. Oluşturulan tez düzeneğinde birkaç nokta için aynı ve karşı akış yönlü diyabatik kılcal boru deneyleri yapılmış ve karşı akışlı durumda soğutkan debi değerinin kayda değer oranda daha yüksek olduğu görülmüştür.

2.1.2 Kılcal Boru-Isı Değiştirici Yerleşimi

Kompresör dönüş borusu ile kılcal boruların temas bölgeleri farklılıklar gösterebilmektedir. Bu da ısıl temasın iki faz ve tek faz soğutkan ile olan uzunluklarını etkilemektedir. Şekil 2.5'te görüldüğü üzere kılcal borunun baş, orta ya da son kısmı kompresör emme hattı ile temas olacak şekilde dizayn edilebilir. Her bir yerleşim durumunda soğutkanın tek fazlı ve iki fazlı akım boyları farklı olmakta ve bu da kılcal boru içindeki soğutkan akış karakterini doğrudan etkilemektedir.



Şekil 2. 5 Kılcal boru-ısı değıştirici yerleşimleri

2.1.3 Kılcal Boru Soğutkan Akışını Etkileyen Parametreler

2.1.3.1 Kılcal Boru İç Çapı

Kılcal boru iç çapı sistemdeki kütleli debi değeri etkileyen temel faktörlerden biridir. İç çap artışı kılcal boru içi akış hızını azalttığından kayma viskoz kuvvetleri azaltmakta ve debi değeri arttırmaktadır. İç çap büyüdükçe, soğutkanın iki fazlı akıma geçtiği uzunluk ötelenmekte ve ivmelenme kaynaklı basınç düşüşü boyu azaldığı için debi artmaktadır.

2.1.3.2 Kılcal Boru Boyu

Kılcal boru boyu arttıkça kılcal boru içindeki basınç kaybına da bağı olarak soğutkan debisi düşmektedir. Boru boyu artışı iki fazlı akım boyunu da uzattığından dolayı olarak soğutkanın hareketine karşı kuvvetleri (fazların kayma gerilmeleri) arttırmaktadır ve dolayısı ile debiyi olumsuz etkilemektedir. Ancak belli bir boğulma noktasının ardından kütleli debi kılcal boru boyu artışına karşı duyarsızlaşır.

2.1.3.3 Aşırı Soğuma Miktarı

Aşırı soğuma miktarı, kılcal boru giriş sıcaklığı ile soğutkan yoğuşma sıcaklığı farkını ifade etmektedir. Aşırı soğuma miktarı arttıkça soğutkanın iki faza geçme yeri kılcal boru üzerinde ötelenmekte, bir başka deyişle soğutkanın tek fazlı akım boyu artmaktadır ve dolayısı ile akışa karşı koyan sürtünme kuvvetleri azaldığı için soğutkan debisi artmaktadır.

2.1.3.4 Eşanjör Boyu

Kılcal boru ile emme hattı borunun temas ettiği eşanjör (ısı değiştirici) boyu arttıkça, soğutkanın iki faza geçme yeri ötelenmekte ve bu da soğutkan debisinin artmasını sağlamaktadır.

2.1.3.5 Eşanjör Konumu ve Tipi

Eşanjörün kılcal boru üzerindeki konumu ve tipi de soğutkan akış karakterini etkileyen faktörlerden birkaçıdır.

2.1.3.6 Eşanjör Malzemesi

Bakırın ısı iletiminin yüksek olması nedeni ile kılcal boru ile olan ısı transferini maksimize ettiği için bakır borunun daha avantajlı olduğu literatürde yer almaktadır.

2.1.3.7 Soğutkan Cinsi

Fiziksel ve kimyasal davranışları birbirlerinden oldukça farklı olan soğutkanların viskozitesi ve molekül ağırlığı arttıkça istenen basınç kaybının sağlayacak kılcal boru boyları da değişmektedir. Simülasyonlar incelendiğinde Refprop veri tabanı yardımıyla farklı soğutkanlar için termo fiziksel ve kimyasal özelliklerin sağlanmaktadır.

2.1.3.8 Soğutkandaki Yağ Konsantrasyonu

Soğutma sistemlerinde kullanılan kompresör yağı az miktarda da olsa sisteme basılmaktadır. Sistemdeki yağın kılcal boru içinde debi ve basınç kaybını etkileyeceğini söyleyen literatür çalışmalar mevcut olmasına rağmen, aksi görüşte makaleler de mevcuttur. Tez çalışması için kurulan deney düzeneğinde belirsizlikleri gidermek amacıyla yağ ayırıcı kullanılmıştır.

2.1.3.9 Kılcal Boru Pürüzlülüğü

Pürüzlülük akış boyu yüzeyle olan sürtünmeyi etkilediğinden kritik bir parametredir. Pürüzlülük fazla olduğunda iki fazlı akım bölgesine daha erken girilir ve kılcal boru boyu gereksinimi azaltılabilir. Aynı kılcal boru boyu için ise yüksek pürüzlülük kılcal boru çıkışında kuruluk derecesini arttırır.

2.1.3.10 Kılcal Boru Giriş Basıncı

Kılcal boru sabit bir akış direncine sahip olmasına rağmen soğutkanı geçirme kapasitesi, kılcal boruya sıvı fazda giren soğutkanın termodinamik özelliklerine ve giriş/çıkış basınçları

arasındaki farka bağlıdır. Kılcal boru giriş basıncındaki artış sabit boy ve çaptaki kılcal boru boyunca gerçekleşen kütleli debi geçişini arttırır.

Sıkışamaz akışta aşağıdaki basınç düşümü formülü dikkate alındığında ifadenin sağ tarafındaki ilk parantez içerisindeki ifade sabit kabul edilirse, toplam basınç düşümü ile kütleli debinin doğru orantılı olduğu anlaşılır.

$$P_1 - P_2 = - \left[f \frac{\vartheta}{2D} L \right] \left[\frac{\dot{m}}{A} \right]^2 \quad (2.1)$$

Neticede kılcal boru giriş basıncı arttıkça soğutkanı iten kuvvet artmakta ve bu da soğutkanın hızlanmasına ve debinin artmasına neden olmaktadır.

2.1.3.11 Kuruluk Derecesi (Soğutkanın kalitesi)

Kılcal boru girişinde soğutkan kuruluk oranı arttıkça birim boyda daha fazla basınç kaybı olup, soğutkan debisi azalmaktadır. Tez düzeneğinde, kılcal boru girişinde soğutkanın sıvı girişi garanti altına alacak şekilde kurulum gerçekleştirilmiştir.

2.1.3.12 Kılcal Boru Pozisyonu

Kılcal borunun yatay ya da dikey konumlanması soğutkan akışını etkilemektedir. Dikey uygulamalarda yer çekimi etkisi ve dikey konumlardaki akış tipleri, soğutkan akış karakteristiğini etkileyebilmektedir. Yatay kılcal boruda yer çekimi etkisi teorik olarak etkisizdir.

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Yapılan literatür araştırması sonucunda tespit edilen yayınlar adyabatik ve diyabatik kılcal boru olmak üzere deneysel ve nümerik çalışmalar başlıkları altında incelenmiş ve kronolojik olarak aşağıdaki tablolarda özetlenmiştir.

Bu bölümün ilk kısmında literatür özeti paylaşılmıştır. Sonraki bölümde diyabatik kılcal boruya yönelik ulaşılan yayınlardan önemli olanların özeti paylaşılmıştır. En son bölümde de literatürden çıkarımlar kısmı verilmiştir.

3.1 Literatür Özeti

3.1.1 Adyabatik Düz Kılcal Borular

Adyabatik kılcal boru üzerine birçok deneysel ve teorik araştırma çalışması mevcuttur. Literatürdeki deneysel çalışmaların birçoğunda kılcal borudan dışarıya olan ısı transferi ihmal edilmiştir. İlk araştırmalar daha çok R-12 ve R-22 soğutkanları üzerine olmuştur. 1990'dan sonra R-134a, R-600a, R-290 gibi yeni soğutkanlar araştırmalarda kullanılmıştır. Çizelge 3.1'de adyabatik kılcal boru üzerine yapılan deneysel çalışmalar sunulmuştur. Bolstad ve Jordan (1948) yaptıkları çalışmada buharlaştırıcı basınç değişiminin soğutkan kütle debisi üzerinde önemsiz bir etki olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca soğutkan aşırı soğuma değeri ile soğutkan debisinin lineer olarak değiştiğini gözlemlemişlerdir. Bundan başka kılcal boruya yağ girişinin soğutkan kütle debisi üzerine etkisini çalışmışlardır. Soğutma sisteminde yağ ayırıcı bulmuşlardır. Yağ karışimli soğutkan durumunda soğutkanın kaynama sıcaklığı düştüğü için debinin arttığı iddia edilmiştir[4]. Bunun yanı sıra Bolstad ve Jordan'ın tersine Motta (2002) %5,7 oranda yağ konsantrasyonu için R-404a soğutkanda debinin %6,3 düştüğünü gözlemlemiştir[10].

Çizelge 3. 1 Literatürdeki adyabatik kılcal boru üzerine deneysel çalışmalar

Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan(lar)	Parametrelerin Aralığı	Özellikler / Korelasyonlar	Notlar
Bolstad and Jordan (1948) [4]	R-12	D = 0,66 - 1,397 mm L = 1,83/ 3,66/ 5,49 m Pin = 827,4/ 965,3/ 1103,3 kPa Po = 103,4 kPa	Sıcaklık, basınç profilleri ve akış karakteristiği	Değişken evaporator basıncının kütle debisi üzerindeki küçük etkisi tespit edilmiş
Cooper et al. (1957) [5]	R-22	D = 0,914, 2,54 mm L = 0,305 - 0,914 m Pin = 1041,1/ 1351,3/ 1654,7/ 1965 kPa	Performans eğrisi	Kapileri çıkışındaki boğulma. Cam kapileri boru kullanılarak akış görselleme
Mikol (1963) [6]	R-12, R-22	d = 1,41 mm L = 1,83 m Pk = 8,27/ 9,65/ 11,0 bar Po = 1,034 bar	Basınç ve sıcaklık profilleri İki fazlı akış için sürtünme faktörü ilişkisi	Cam kapileri boru kullanılarak akış görselleme, su ile elde edilen sürtünme faktörü korelasyonu
Koizumi and Yokoyama (1980) [7]	R-22	Copper capillary: D=1,5 mm, L = 1,9 m Stainless Steel capillary D=1,0 mm, L = 0,38 m Glass capillary: D = 1,0 mm, L = 1,5 m	Basınç ve sıcaklık profilleri Buharlaşma gecikmesi	Cam kapileri boru kullanılarak akış görselleme
Bansal and Rupashinge (1996) [8]	R-134a	D=0,66 mm; m=4 kg/h, Tin = 327,5 K, To = 249,9 K, ΔTsub = 5,5 °C	Adyabatik ve diadyabatik kapileri boru için ampirik korelasyonlar	Önerilen model tahmini her iki boru için de ±8% bulunmuş
Melo et al. (1999) [9]	R-12, R-134a, R-600a	D= 0,77 - 1,05 mm, L = 1,993 - 3,02 Pin = 9 and 11 bar, ΔTsub = 0 - 16 °C	Her soğutucu akışkan için ayrı ve kombine kütle debisi korelasyonlar	Aletsiz kapileri boru incelendi.
Motta et al. (2002) [10]	R-404A, R-404A/Oil (5.6-6.9% by mass)	D = 0,8 mm, L = 1,0 m Pin= 1825 kPa, ΔTsub = 6,2 - 21,5 °C	Kritik akış, tutuşma noktası lokasyonu	Cam kapileri boru kullanılarak akış görselleme
Fiorelli et al. (2002) [11]	R-407C, R-410A	D = 1,10/ 1,39/ 1,64 mm, L=1,0, 1,25, 1,5 m Tin=34 - 43 °C, ΔTsub = 1,0 - 6,0 °C	Akış karakteristiği	Kapileri boru boyutunun ve aşırı soğutma ve kuruluk durumu için kondenser sıcaklığı etkisi
Choi et al. (2003) [12]	R-22, R-290, R-407C	D = 0,96/ 1,2/ 1,36 mm, L = 0,7, 1,0, 1,3 m Tin = 38, 45, 52 °C, ΔTsub = 1,0 - 14,0 °C	Genelleştirilmiş kütle debisi korelasyonlarının gelişimi	Deneylerin neredeyse %97 si ±10% bağıl sapma ile ilişkili
Choi et al. (2004) [13]	R-12, R-22, R-134a, R-152a, R-407C and R-410a	D = 1,21 mm L = 1,5 m	Ampirik korelasyonlar ve derecelendirme çizelgeleri	Verilerin yaklaşık %87 si ±10% bağıl sapma ile ilişkili.
Jabaraj et al. (2006) [14]	M20 (R-407C), R-600a/R-290)	D=1,1176/1,27 /1,397 mm, L = 0,75 - 1,75 m Tin=37 - 52 °C, ΔTsub = 2,0 - 14,0 °C	Kütle debisi için korelasyon	Ölçülen kütle debisinin yaklaşık % 95 inde ±10% sapma mevcut
Matthias Schenk. (2013) [15]	R-600a	D=0,61-0,69 mm, L = 2,5 - 3,9 m Pin=4,5-6,0 bar, ΔTsub = 8,0 - 13,0 °C	Deney tasarımı	Deneysel dataların literatürdeki ampirik model ile karşılaştırılması

Araştırmacıların bir kısmı soğutkanın kaynamaya başladığı yeri gözlemlemek için cam tüpte akışı görsellemişlerdir. Cooper (1957), cam boru kılcal boru içinde akışın sis şeklinde olduğunu ve buharlaşmanın gecikerek gerçekleştiğini gözlemlemiştir. Buna ek olarak soğutkanın iki fazlı akım boyunu hesaplamak için bir matematik model geliştirmiştir. Ayrıca debi ile aşırı soğutma miktarı arasında lineer bir ilişkinin olduğunu saptamıştır[5]. Çeşitli soğutkanların debi değerlerini tahmin eden korelasyonların önerildiği çalışmalar mevcuttur. Bansal ve Rupasinghe (1996), adyabatik ve diadyabatik kılcal borularını boyutlandırmak için ampirik olarak basit bir korelasyon geliştirmişlerdir[8]. Bu korelasyon literatürdeki belirli aralıklar için verilen deneysel çalışma sonuçlarına bağlı olarak oluşturulmuştur. Melo (1999), R-12, R-134a ve R-600a soğutkanlarında kılcal boru çapı, uzunluğu, aşırı soğutma miktarı

(subcool) ve giriş basıncının kütle debisine olan etkilerini sunmuştur. Çalışma aralıkları için her soğutkanın debi miktarlarını tahmin eden ayrı korelasyonlar önermiştir[9]. Diğer bir önemli çalışmada Fiorelli (2002), R-407C ve R410-A soğutkanları kullanılan hava şartlandırma cihazındaki adyabatik kılcal boruda akış karakteristiğini incelemiştir[11].

Deneyssel çalışmalara ek olarak adyabatik kılcal boru üzerinde çeşitli soğutkanların, çeşitli akış tiplerinin çalışıldığı nümerik modeller geliştirilmiştir. Nümerik modelleme, kılcal boru giriş basıncı, aşırı soğuma miktarı, soğutkan tipi, kılcal boru boyu, çapı ve pürüzlülüğü gibi çeşitli parametrelerin etkisini görmek için kolay bir araçtır. Çizelge 3.2’de çeşitli araştırmacıların adyabatik kılcal boru üzerine nümerik çalışmaları özetlenmiştir. Marcy (1949), adyabatik kılcal boruda akışın matematik modellenmesi konusunda öncü olmuştur. Gereken kılcal boru boyu ya da debi miktarı verilen akış şartlarına göre hesaplayan bir metot geliştirmiştir[16]. Hopkins (1950), R-12 ve R-22 soğutkanlarına uygun çizelgeler geliştirmiştir. Verilen debi miktarı için kılcal boru boyu hesaplanmaktadır[17].

Kılcal boruda kaynama başladıktan sonra, iki fazlı akım oluşur. Kılcal boruda iki fazlı akış modellemesi için benimsenen 3 adet yaklaşım vardır. Bunlar homojen akış modeli, ayrık akış modeli ve sürüklenen akış modelidir. Homojen akış modelinde iki fazlı akışta iki faz arası kayma ihmal edilir. Bu durumda iki faz da aynı hızda hareket eder. Kim(1987), iki fazlı kılcal boru boyu hesabı için iteratif yöntemi önermiştir[20]. Wang ve Ooi (1996) çeşitli iki fazlı korelasyonların kılcal boru boyu uzunluğu üzerine etkisini araştırmak için matematik model geliştirmiştir[22]. Bu modelde metastable akış dikkate alınmamıştır. Bansal ve Rupansinghe (1997) adyabatik kılcal boruda kütle, momentum ve enerji korunumlarını esas alan CAPIL isminde bir matematik model geliştirmişlerdir. Bu model de metastable akış ihmal edilmiştir. Bu model, Melo’nun deneyssel çalışma sonuçları ile doğrulanmış ve önerilen modelin %10 altında tahmin yapabildiği tespit edilmiştir[25].

Wongwises (2000), homojen akış modelini baz alan nümerik simülasyon modelini önermiştir. Bu modelde de metastable akış dikkate alınmamıştır. Momentum, kütle ve enerji korunumlarını içeren kısmi diferansiyel denklemleri çözmek için Runge Kutta metodu kullanılmıştır[28].

Çizelge 3. 2 Literatürdeki adyabatik kılcal boru üzerine nümerik çalışmalar

Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan(lar)	Parametrelerin Arabığı	Özellikler / Korelasyonlar	Metodoloji
Marcy (1949) [16]	R-12, SO ₂	D = 0,584 mm	Uzunluk ve kütle debisinin hesabı	Grafik entegrasyon
Hopkins (1950) [17]	R-12, R-22	D = 1,63 mm	Uzunluk ve kütle debisinin hesabı	Basamak entegrasyon prosesi
Goldstein (1981) [18]	-	-	Akış karakteristiği	Bilgisayar simülasyonu
Sami and Duong (1987) [19]	R-12, R-22		Akış karakteristiği ve termohidrolik davranış	Kayma sürüklenme hesap şeması
Kim (1987) [20]	R-12, R-22	D = 1,63 mm, T _{in} = 40 °C, T _o = -5 °C	Boğulma noktasına kadar olan uzunluğun hesabı	Tekrarlayan prosedür
Wong and Ooi (1995) [21]	R-12, R-134a	D = 1,0 mm	Çeşitli viskozite korelasyonlarının etkileri	İki fazlı homojen akış modeli, Dukler viskozite korelasyonu, Colebrook sürtünme faktörü korelasyonu
Wong and Ooi (1996) [22]	R-12, R-134a	D = 0,66 mm, G = 3306 kg/sm ² , P _{in} = 9,67 bar, T _{in} = 31,4 °C	R-12 ve R-134a 'nın performanslarının kıyaslanması	İki fazlı homojen akış modeli, Dukler viskozite korelasyonu, Colebrook sürtünme faktörü korelasyonu
Wong and Ooi (1996) [23]	R-12	D = 1,0 mm	Homojen akış ile ayrıklı akış modelinin kıyaslanması	İki fazlı ayrıklı akış modeli, Dukler viskozite korelasyonu, Lin sürtünme faktörü korelasyonu
Chung (1996) [24]	R-407C	D = 1,5 mm, m = 0,01 kg/s P _{in} =1,8 MPa, P _o =0,5 MPa	Akış karakteristiği	Başlangıç değer problemi
Bansal and Rupasinghe (1997) [25]	R-134a		Wijaya, Wong et al. ve Melo et al. verileri ile doğrulama (validasyon)	Tekrarlayan prosedür ve Simpson kuralı, Churchillin sürtünme faktörü korelasyonu
Sami and Tribes (1998) [26]	R-12, R-22, R-410A, R-410B, R-507 and R-134a	D = 1,9 mm, m = 16,14 g/s, T _{in} = 35 °C, ΔT _{sub} = 1,0°C	Doğrulama (Validasyon)	İki fazlı homojen akış modeli, Colebrook sürtünme faktörü korelasyonu
Jung et al. (1999) [27]	R-22, R-134a, R-407C, R-410A	D = 1,2 - 2,4 mm, m = 5-50 g/s, T _{in} = 40-55 °C, ΔT _{sub} = 0, 2,5, 5°C	Akış karakteristiği	Bazı değişimlerle basit Stoecker modeli kullanılarak kapileri boru seçimi
Wongwises et al. (2000) [28]	R-12, R-22, R-134a		Sürtünme faktörü korelasyonlarının	İki fazlı ayrıklı akış modeli, RK-4 metodu
Wongwises et al. (2000) [29]	R-12, R-134a, R-401A, R-401B, R-401C, R-22, R-407C, R-410A, R-502, R-404A, R-507A	D = 0,66 mm, m = 0,8443 g/s, P _{in} = 7,17 bar	Değişik soğutucu akışkanların akış karakteristiklerinin kıyaslanması	İki fazlı homojen akış modeli, 4. sıra Runge-Kutta modeli (RK-4), Colebrook sürtünme faktörü korelasyonu
Liang and Wong (2001) [30]	R-134a	D = 0,66 mm, m = 1,13 g/s, T _{in} = 31,4 °C, P _{in} = 9,67 bar	Akış karakteristiği	İki fazlı sürüklenme akışı (drift flux) modeli, Colebrook sürtünme faktörü korelasyonu
Zhang and Ding (2001) [31]	R-12, R-134a		Li et al. (1990), Wijaya (1992) ve Melo (1999) verileri ile doğrulama (validasyon)	Yılmaz ve Ünal denklemi kullanılarak yaklaşık analitik çözüm
Wongwises et al. (2001) [32]	R-12, R-134a, R-22, R-407B, R-407C, R-502, R-507C, R-404A	D = 1,07 mm, m = 8,28 kg/h, T _{in} = 30°C, P _{in} = 10,15 bar	Değişik soğutucu akışkanların akış karakteristiklerinin kıyaslanması	İki fazlı homojen akış modeli, Colebrook sürtünme faktörü korelasyonu
Wongwises et al. (2002) [33]	R-12 Vs R-134a, R-12 Vs R-409A, R-409B, R-501 Vs R-402A, R-501 Vs R-402B	D = 0,66 mm, G = 3306 kg/sm ² , P _{in} = 9,67 bar, T _{in} = 31,4 °C	Akış karakteristiği	Colebrook sürtünme faktörü korelasyonu
Gu et al. (2003) [34]	R-407C	D = 1,6 mm, m = 20 g/s, T _{in} = 47,5/ 50 °C, ΔT _{sub} = 3 °C	R-407C nin akış karakteristiği ve kapileri boru boyunun hesabı	İki fazlı homojen akış modeli
Valladares et al. (2004) [35]	R-407C		Nümerik simülasyon	Tablo 4'ün (Diabatic capillary tube: Numerical investigations) yeniden incelenmesi
Zhang (2004) [36]	R-22, R-407C, R-410A	D = 1,2/ 1,3 mm, L = 1,0/ 1,5 m T _{in} = 45 °C, ΔT _{sub} = 5 °C	Tahmini kütle debisi için teorik ilişki	Değiştirilmiş Yılmaz-Ünal denklemi
Zhang and Ding (2004) [37]			Adyabatik kapileri için L-çözüm ve M-çözüm	Değiştirilmiş Yılmaz-Ünal denklemi
Bansal and Wang (2004) [38]	R-134a, R-600a	D = 0,5-1,2 mm, L = 4,5/ 5,5 m, T _k = 48,9, 58 °C, ΔT _{sub} = 0,1-9,6 °C	Boğulmuş ve boğulmamış akış için kütleli debi karakteristiği	İki fazlı homojen akış modeli
Zhang (2005) [39]	R-12, R-22, R-134a, R-290, R-152a, R-407C and R-410A	D = 0,606-2,0 mm, L = 0,5-3,048 m, P _{in} = 0,713-2,72 Mpa, ΔT _{sub} = 0,9-16,7 °C	Kütleli debi karakteristiği	ANN modelleme
Pahwal et al. (2006) [40]	R-134A	D = 1,01 mm, L = 4,5 m, P _k = 0,29 Mpa, P _k = 0,065 Mpa, ΔT _{sub} = 0,1 °C	Akış karakteristiği	İki fazlı sürüklenme akışı (Drift flux) modeli

Ayrık akış modelinde, iki faz arasında kayma gerilmeleri bulunmakta olup, bu akış modeli, boşluk oranı bilgisi ve sürtünme etkilerini içermektedir. Wang ve Ooi (1996), homojen ve ayrık akış modellerini karşılaştırmak için matematik model geliştirmiştir. Minopolsky ve Lin kayma oranı ve sürtünme faktörü korelasyonları kullanılması durumunda, ayrık akış modeli, homojen akış modeline göre daha iyi tahmin sonuçları vermektedir[23].

Liang ve Wong'un (2001) önerdikleri sürüklenmiş akış modelinde, sıvı ve gaz fazların merkezde bulunduğu varsayılan karışım kütlesine olan bağıl hızlarını esas alarak dört eşitlik ile akışı modellemektedir[30]. Bunlar kütle, momentum, enerji ve fazlardan birinin sürüklenme hızıdır. Zhang (2005), adyabatik kılcal boruda debi miktarını tahmin etmek için sinir ağlar tekniği kullanmıştır. Model mevcut datalarla karşılaştırılmış ve ortalama %0,4 sapma ile kütle debisini tahmin etmektedir[39].

3.1.2 Diyabatik Düz Kılcal Borular

Adyabatik düz kılcal ile kıyaslandığında, diyabatik kılcal boru ile ilgili literatürde çok az sayıda araştırma çalışması mevcuttur. Birkaç araştırmacı bitişik tipte diyabatik kılcal boru ile ilgili deneyler yapmıştır. Literatürdeki diyabatik kılcal boru üzerine deneysel çalışmalar Çizelge 3.3'te özetlenmiştir. Staebler (1948) 1,22 m birleştirilmiş emme hattı ile kılcal boru uzunluğunu belirlemek için kapasite denge karakteristiğini ortaya koymuştur. Çalışma, R-12 ve R-22 soğutkanları için yürütülmüştür. Karakteristikler 1,067 mm kılcal boru çaplı, 30 ve 42,2°C olmak üzere iki yoğuşturucu sıcaklığı ve -28,9°C ile -1,1°C arasında değişen buharlaştırıcı sıcaklığı için grafik olarak çizdirilmiştir[41]. Bolstad ve Jordan (1949), 827,4, 965,3 ve 1103,3 kPa olmak üzere üç kılcal boru giriş basıncı için 0,66 mm ile 1,397 mm aralığındaki kılcal boruları incelemişlerdir. Ayrıca buharlaştırıcı basıncının R-12'nin kütleli debisi üzerindeki etkisinin az olduğunu ve böylelikle buharlaştırıcı basıncını çalışma boyunca 103,4 kPa da tutmuşlardır[42]. Pate ve Tree (1984) R-12 soğutkanı akan diyabatik akış koşulundaki kılcal boruyu analiz etmişlerdir. Diyabatik kılcal borunun basınç profilinin adyabatik kılcal boru ile kıyaslandığında, girişteki yüksek dereceli aşırı soğutmanın daha büyük kütleli debiye ve daha dik basınç profiline neden olduğu tespit edilmiştir. Arttırılmış aşırı soğutma, soğutkanın buharlaşma gecikmesine ve böylelikle daha kısa iki fazlı akış bölgesine neden olmuştur. Diyabatik düzende yarı kararlı (metastabil) akış

gözlemlenmemiştir, ancak adyabatik akış süresince yarı kararlılık (metastability) gözlenmiştir[43].

Çizelge 3. 3 Literatürdeki diyabatik kılcal boru üzerine deneysel çalışmalar

Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan(lar)	Parametrelerin Aralığı	Özellikler / Korelasyonlar	Notlar
Staebler (1948) [41]	R-12, R-22	D = 0,787 - 1,397 mm To = -28,9 °C to -1,1 °C Tin = 30 °C and 42,2 °C	Kapasite dengesi	Uzunluk belirlenmesi
Bolstad and Jordan (1949) [42]	R-12	D = 0,66 - 1,397 mm L = 1,83/ 3,66/ 5,49 m Pin = 827,4/ 965,3/ 1103,3 kPa Po = 103,4 kPa	Sıcaklık ve Basınç profili	Sürtünme faktörü ilişkileri
Pate and Tree (1984) [43]	R-12	D = 0,71 mm Ds = 6,35 mm Lhex = 2,086 m L = 2,953 m	Sıcaklık ve Basınç profili	Metastabil akış adyabatik kapileri boruda incelendi fakat diyabatikte incelenmedi
Melo et al. (2002) [44]	R-600a	D = 0,553/ 0,766 mm, Ds = 6,35 Lhex = 1,0, 2,2 m, L = 3,0, 4,0 m Pin = 5,0 and 6,5 bar Po = 0,58 - 0,9 bar	Kütle debisi ve emme hattı çıkış sıcaklığı korelasyonu	Faktöriyel dizayn tekniği

Melo et al. (2002) eş merkezli kılcal boru ile ilgili deneysel çalışmalar yapmıştır. Çalışmalar R600a soğutkanı ile yürütülmüştür. Deney sonuçlarına bağlı olarak, kılcal boru boyunca soğutkanın debisini ve emme hattı çıkış sıcaklığını belirlemek için ayrı ampirik korelasyonlar geliştirmişlerdir. Önceki diyabatik kılcal boru deneysel araştırma çalışmalarının aksine, 1,0 m ve 2,2 m olmak üzere iki adet eşanjör uzunluğu ve 6,3 mm ve 7,86 mm olmak üzere iki adet emme hattı çap boyutu kullanılmıştır[44].

Diyabatik kılcal borular üzerine yapılan çeşitli nümerik modeller Çizelge 4.4'te verilmiştir. Pate ve Tree (1984) açık çevrimde çalışan diyabatik kılcal boru için bir lineer kalite modelini kılcal borunun iki faz bölgesindeki ve ısı transferinde akışkanın karakteristiğini geliştirmek için ortaya atmışlardır. Ayrıca modellerini deneysel verilerle doğrulamışlardır[45]. Sinpi boon et al. (2002) emme hattına bitişik tipte kılcal boru boyunca soğutkan akışı için basit bir matematik modeli geliştirmiştir. Soğutkanın kütsel debisini üç durum için hesaplamışlardır. Bu durumlar eşanjör bölgesinin (a) kılcal boru tek fazlı bölgesinde bulunması , (b) doymuş sıvı girilen bölgede bulunması, (c) iki fazlı bölgede bulunması. Ayrıca çalışmalarının doğruluğunu önceki deneysel verilerle ortaya koymuşlardır[49].

Çizelge 3. 4 Literatürdeki diyabatik kılcal boru üzerine nümerik çalışmalar

Yazar(lar) (Yıl)	Soğutucu Akışkan(lar)	Parametrelerin Aralığı	Özellikler / Korelasyonlar	Metodoloji
Pate and Tree (1984) [45]	R-12 in capillary tube and air in suction line (open loop)	D = 0,71 mm, Ds = 6,35 mm Pin= 965,2 kPa $\Delta T_{sub} = 7,3 - 9,9$ °C	Basıncın değişimi, kapileri boru boyunca sıcaklık ve kuruluk derecesi	Gizli sonlu fark metodu (Implicit finite difference method)
Escanes et al. (1995) [46]	R-12, R-22	D = 1,0 mm, Ds = 6,35 mm, L = 4 m, Tin = 25 °C, Pin = 800 kPa	Bolstad ve Jordan (1948) ve Mikol (1963) verileri ile doğrulama(validation)	Kontrol hacmi formülasyonu
Valladares et al. (2002) [47]	Refrigerants and mixtures		Nümerik modelin gelişimi	Tek boyutlu daimi ve geçici nümerik simülasyon
Valladares et al. (2002) [48]	Refrigerants and mixtures		Eşmerkezli diyabatik kapileri boru için parametrik çalışma	Önceki araştırmacıların verileri ile nümerik modelin doğrulanması(validation)
Sinphiboon and Wongwises (2002) [49]	R-12, R-134a, R-152a		Matematiksel modelin gelişimi	Sonlu fark şemasının açık yöntemi
Xu and Bansal (2002) [50]	R-134a	D = 0,66 mm; Tin = 48 °C, Ds = 6,6 mm; Lhex = 1,0 m; To = -15,5 °C; $\Delta T_{sub} = 1,0$ °C	Matematiksel modelleme, doğrulama(validation) ve parametrik çalışma	Sonlu hacim yöntemi
Bansal and Xu (2003) [51]	R-134a	D = 0,66 mm, Lhex = 1,0-2,5 m Tin = 32 - 47 °C, To = -10 to -20 °C, $\Delta T_{sub} = 1 / 2 / 3$ °C	Parametrik çalışma	Sonlu hacim yöntemi
Yang and Bansal (2005) [52]	R-134a, R-600a	D = 0,867 mm; Ds = 6,6 mm, Lhex = 1,0 m; Tin = 42 °C, To = -13 °C; $\Delta T_{sub} = 1$ °C	Parametrik çalışma	Sonlu hacim yöntemi
Yasar et al. (2005) [53]	R-134a, R-152a	D = 0,553, 0,766, Ds = 6,35, Lhex = 1,0, 2,2 m, L = 3,0 / 4,0 m, Pin = 5,0 and 6,5 bar, Po = 0,58 - 0,9 bar	Melo et al. verileri kullanılarak diyabatik kapileri boru için kütleli debi ve emme hattı çıkış sıcaklığı tahmini	ANN modelleme
Bansal and Yang (2006) [54]	R-134a, R-600a	D = 0,867 mm, Ds = 6,6 mm, Lhex = 1m, Tk = 42 °C, To = -13 °C, $\Delta T_{sub} = 1$ °C	Yeniden yoğuşma süresince birim uzunluk başına basınç düşüşünü belirlemek için termodinamik denklem önerilmesi	Sonlu fark modeli ve Finite difference scheme and ardışık yer değiştirme yöntemi

Kontrol hacmi formülasyonu diyabatik kılcal boruyu incelemek için birkaç araştırmacı tarafından uygulanmıştır. Escanes et al. (1995), ilk 1,3m'lik kısmı diyabatik, kalanı adyabatik olan 4,0 m kılcal boruda kontrol hacmi formülasyonundan yola çıkarak bir nümerik simülasyon modeli geliştirmiştir. Kritik akış ve kritik olmayan akışın her ikisi için kütleli debi hesabı Newton-Raphson algoritması ile tekrarlanarak yapılmıştır[46]. Benzer şekilde, Valladares ve arkadaşları (2002) korunum denkleminde sonlu hacim yaklaşımı esasına dayanan nümerik simülasyon modeli geliştirmişlerdir[47]. Kütleli debinin hesabı tekrarlanan Newton-Raphson algoritması kullanılarak yapılmıştır. Önceki nümerik çalışmaların sonucu olarak, Valladares et al. (2002) önceki araştırmacıların deneysel verileri ile modeli doğrulamıştır[48].

Xu ve Bansal (2002) kılcal boru boyunca akışı çok sayıda kontrol hacmine bölerek bir nümerik model geliştirmiştir[50]. Bansal ve Xu (2003) kılcal borudaki R-134a'nın akışında parametrik çalışma yürüttüler. Diyabatik kılcal boru akış karakteristiğinin bazı durumlarda süreksiz olduğunu ve süreksizliğin soğutkanın ısı değiştirici bölgesi içinde yeniden yoğuşmasından

kaynaklandığını bulmuşlardır[51]. Yang ve Bansal (2005) diyabatik kılcal boru boyunca soğutkanın akışı için bir model önermişlerdir[54].

3.2 Literatür Araştırması

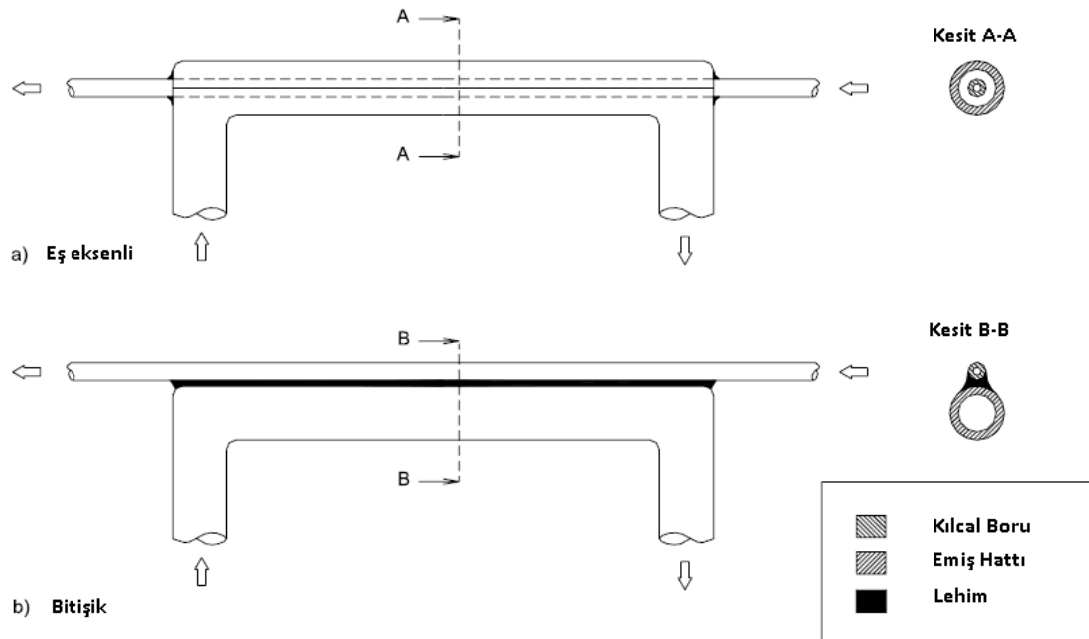
Bu bölümde diyabatik kılcal borular ile ilgili yapılan deneysel ve nümerik çalışmaların daha geniş kapsamlı anlatımı mevcuttur.

3.2.1 Diyabatik Kılcal Boru Üzerine Deneysel Araştırmalar

Diyabatik kılcal borulara yönelik deneysel çalışmalar literatürde çok az sayıdadır. Ulaşılan ilgili çalışmalar aşağıda paylaşılmıştır.

Melo ve Viera'nın “Non-adiabatic capillary tube flow with isobutane” [44] isimli çalışmasında içinden R600a soğutkanı akan eş eksenli kılcal boru-kompresör dönüş borusu eşanjörü üzerine yapılan deneysel çalışmalar incelenmiştir.

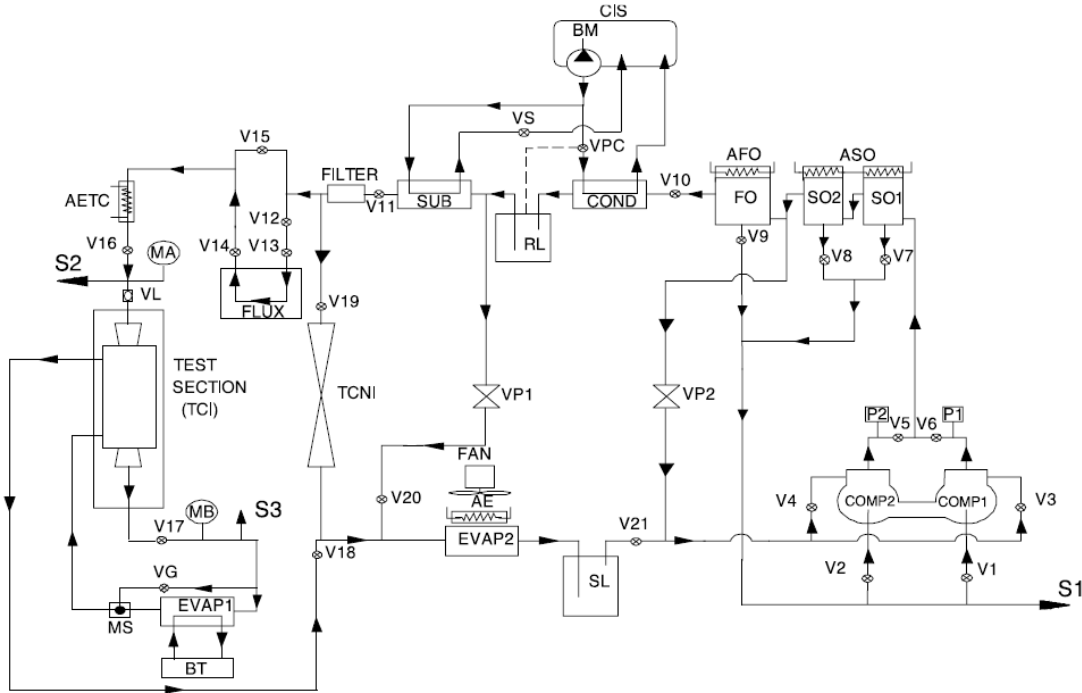
Makalede eş eksenli ve bitişik tipteki kılcal boru eşanjörleri aşağıda şekilde görüldüğü gibi tanımlanmıştır.



Şekil 3. 1 Kılcal boru eşanjörü (eş eksenli ve bitişik tipte)

Birkaç farklı kılcal boru uzunluğu ve çapına sahip numune, aynı deney düzeneğinde farklı aşırı soğuma miktarı, farklı kılcal boru giriş basıncı, emiş hattının farklı boy, çap ve pozisyonundaki halleri için test edilmiştir. Bahsi geçen deney düzeneği Şekil 3.2’de görülmektedir. Deney düzeneğinde kullanılan konvansiyonel soğutma sistemi iki adet hermetik tipte kompresör

(COMP1, COMP2), bir adet su soğutmalı yoğusturucu (COND), bir adet buharlaştırıcı (EVAP2) ve dört adet kısılma elemanlarını (TCI, TCNI, VP1, VP2) içermektedir. İlk kısılma elemanı (TCI), test edilen kılcal borudur. İkinci kısılma vanası (TCNI), test bölümü bakım altındayken kullanılan kılcal borudur. Diğer iki kısılma vanası (VP1 ve VP2) ise soğutkanın buharlaştırıcı basıncına düşürülmesini kontrol eden kontrol valfleridir. Yoğusturucu basıncı, su akışı ile yönetilmekte olup, basınç düzenleyici valf (VPC) ile kontrol edilmektedir. Sistemde aşırı soğuma miktarı PID kontrollü ısıtıcı (AETC) ve subcooler (SUB) kullanılarak ayarlanmaktadır. Kompresör ve yoğusturucu arasına 2 adet yağ ayırıcı (SO1, SO2) ve bir adet yağ filtresi (FO) konumlandırılmıştır. Emiş hattı girişindeki soğutkanın sıcaklığını ayarlamak için iğne vana (VG), karıştırıcı (MS) ve ısı değıştirci (EVAP1) kullanılmaktadır. Soğutkan kütle debisini ölçmek için Coriolis tipte bir adet debimetre yerleştirilmiştir.



Şekil 3. 2 Deney düzeneği

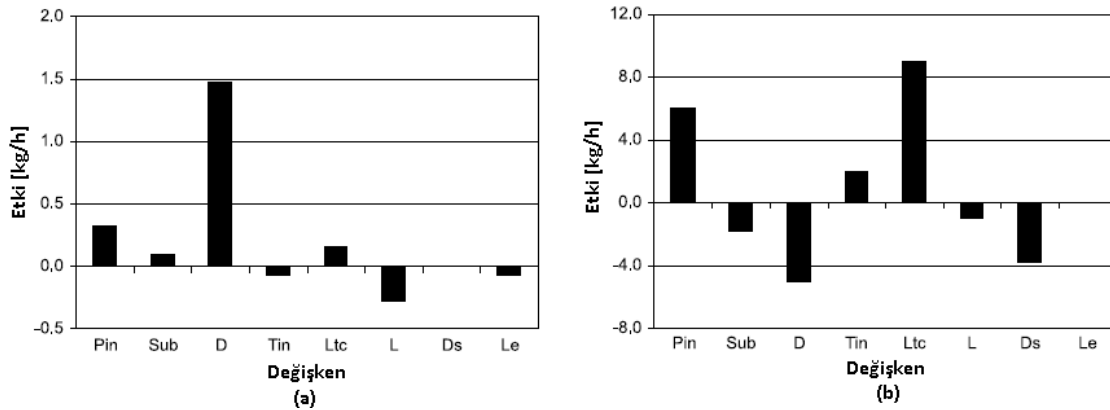
Şekil 3.3'te kılcal boru-eşanjör hattının geometrisi şematik olarak görülmektedir. Kılcal boru boyu (L) ve çapı (D), eşanjör uzunluğu (Ltc) ve çapı (Ds), kılcal boru adyabatik giriş uzunluğu (Le) resimde simgelenmiştir. Aşırı soğuma miktarı, 1 numaralı yerden ölçülen soğutkan sıcaklığı ile 2 numaralı yerden ölçülen soğutkan basıncına göre hesaplanmıştır. Kılcal boru çıkış sıcaklığı ve basıncı ile emiş hattı çıkış basıncının ölçülmesi için 5, 6 ve 21 numaralı yerlere basınç ve sıcaklık sensörleri yerleştirilmiştir. Kılcal boru ve eşanjör hattı sıcaklık dağılımlarının

Çalışmada yapılacak deney sayısını azaltmak için “two level fractional factorial design”[55] olarak bilinen istatistiksel yöntem kullanılarak deney matrisi oluşturulmuştur. “Two level fractional factorial design” iki veya daha fazla sayıdaki bağımsız değişkenin bağımlı değişken üzerindeki etkisini hesaplayan istatistiksel bir yöntemdir. Bu çalışmada soğutkan debisini ve eşanjör çıkış sıcaklığını etkileyen sekiz adet parametre seçilmiştir. Bunlar; kılcal boru giriş basıncı (Pin), kılcal boru boyu (L) ve iç çapı (D), aşırı soğuma miktarı (Sub), eşanjör giriş sıcaklığı (Tin) ve boyu (Ltc), kılcal boru giriş adyabatik uzunluğu (Le), eşanjör iç çapı (Ds). Toplamda 8 adet parametrede tüm deneylerin yapılması durumunda 256 adet deney yapılması gerekmektedir. 1/16 kesirli olmak üzere 16 adet kılcal boru grubu aynı deney düzeneğinde test edilmek üzere hazırlanmıştır. Toplamda 30 adet deney yapılmıştır ve bunların sonuçları tablo halinde aşağıda verilmiştir.

21

Çizelge 3. 5 Deney sonuçları

Experimental data															
Test	P_{in} (bar)	P_{out} (bar)	S_{ub} (°C)	D (mm)	T_{in} (°C)	L_{tc} (m)	L (m)	D_s (mm)	L_e (m)	T_{exp} (°C)	T_{emp} (°C)	Error (°C)	$\dot{m}_{exp}$ (kg/h)	$\dot{m}_{emp}$ (kg/h)	Error (kg/h)
<i>Matrix tests</i>															
1	5.01	0.58	5.7	0.553	-16.0	2.2	4.0	6.30	0.6	26.9	27.1	0.2	0.74	0.88	0.14
2	6.49	0.59	6.6	0.553	-20.7	1.0	4.0	7.86	0.6	17.6	18.0	0.4	1.13	1.05	-0.08
3	5.03	0.60	10.2	0.553	-19.7	2.2	3.0	7.86	0.6	21.7	21.8	0.1	1.05	1.05	0.00
4	6.51	0.60	10.0	0.553	-15.1	1.0	3.0	6.30	0.6	23.3	22.9	-0.4	1.13	1.16	0.03
5	5.03	0.64	5.0	0.766	-15.2	1.0	3.0	7.86	0.6	10.1	10.5	0.4	2.38	2.46	0.08
6	6.53	0.86	5.0	0.766	-15.2	2.2	4.0	6.30	0.6	29.6	28.9	-0.7	3.02	2.87	-0.15
7	5.01	0.63	10.0	0.766	-19.1	1.0	4.0	6.30	0.6	9.1	8.8	-0.3	2.09	2.14	0.05
8	6.49	0.79	10.0	0.766	-12.7	2.2	4.0	7.86	0.6	22.4	22.0	-0.4	2.62	2.53	-0.09
9	6.50	0.90	10.0	0.766	-14.9	1.0	3.0	7.86	0.2	11.6	11.3	-0.3	2.81	2.89	0.08
10	5.01	0.66	9.8	0.766	-14.7	2.2	3.0	6.30	0.2	19.3	19.9	0.6	2.75	2.74	-0.01
11	6.53	0.67	5.0	0.766	-13.0	1.0	4.0	6.30	0.2	19.3	19.8	0.5	2.27	2.34	0.07
12	5.03	0.62	5.0	0.766	-20.4	2.2	4.0	7.86	0.2	18.3	17.7	-0.6	2.25	2.22	-0.03
13	6.52	0.70	10.0	0.553	-20.4	2.2	4.0	6.30	0.2	29.9	30.1	0.2	1.27	1.31	0.04
14	5.01	0.59	10.0	0.553	-14.9	1.0	4.0	7.86	0.2	14.9	14.4	-0.5	1.00	0.89	-0.11
15	6.50	0.60	6.2	0.553	-15.1	2.2	3.0	7.86	0.2	29.3	29.2	-0.1	1.17	1.27	0.10
16	5.02	0.60	5.5	0.553	-19.5	1.0	3.0	6.30	0.2	17.7	17.0	-0.7	0.98	0.85	-0.13
<i>Additional tests</i>															
1	5.76	0.78	10.0	0.766	-11.9	2.2	3.0	6.30	0.6	23.8	23.4	-0.4	2.80	2.81	0.01
2	5.78	0.79	9.9	0.766	-14.9	2.2	3.0	6.30	0.6	23.4	22.1	-1.3	2.86	2.82	-0.06
3	5.02	0.66	6.9	0.766	-18.9	2.2	3.0	6.30	0.2	20.7	20.5	-0.2	2.75	2.68	-0.07
4	5.39	0.74	7.6	0.766	-14.7	1.0	4.0	6.30	0.6	11.7	13.2	1.5	2.29	2.15	-0.14
5	5.65	0.67	9.9	0.766	-17.8	1.0	3.0	7.86	0.6	8.3	7.7	-0.6	2.62	2.68	0.06
6	6.11	0.86	8.9	0.766	-14.6	1.0	3.0	7.86	0.2	11.4	11.0	-0.4	2.69	2.79	0.10
7	5.84	0.72	6.9	0.766	-16.0	2.2	4.0	7.86	0.6	21.9	20.9	-1.0	2.43	2.37	-0.06
8	5.01	0.59	6.1	0.553	-15.5	2.2	4.0	6.30	0.6	25.8	27.4	1.6	0.93	0.88	-0.05
9	6.51	0.72	7.0	0.553	-15.6	2.2	3.0	7.86	0.2	29.9	29.1	-0.8	1.11	1.20	0.09
10	5.71	0.60	8.2	0.553	-18.6	2.2	3.0	7.86	0.2	29.0	29.0	0.0	1.17	1.29	0.12
11	6.11	0.60	8.1	0.553	-19.7	2.2	3.0	7.86	0.6	27.9	25.5	-2.4	1.14	1.21	0.07
12	6.52	0.60	10.0	0.553	-14.8	1.0	3.0	6.30	0.6	23.3	23.1	-0.2	1.13	1.16	0.03
13	5.93	0.59	8.2	0.553	-16.8	1.0	3.0	6.30	0.6	22.3	20.6	-1.7	1.08	1.03	-0.05
14	5.00	0.60	5.8	0.553	-16.6	1.0	3.0	6.30	0.2	18.4	17.6	-0.8	0.98	0.85	-0.13



Şekil 3. 4 Test edilen kılcal borularda (a) kütle debisi üzerine ana etkiler (b) emiş hattı çıkış sıcaklığı üzerine ana etkiler

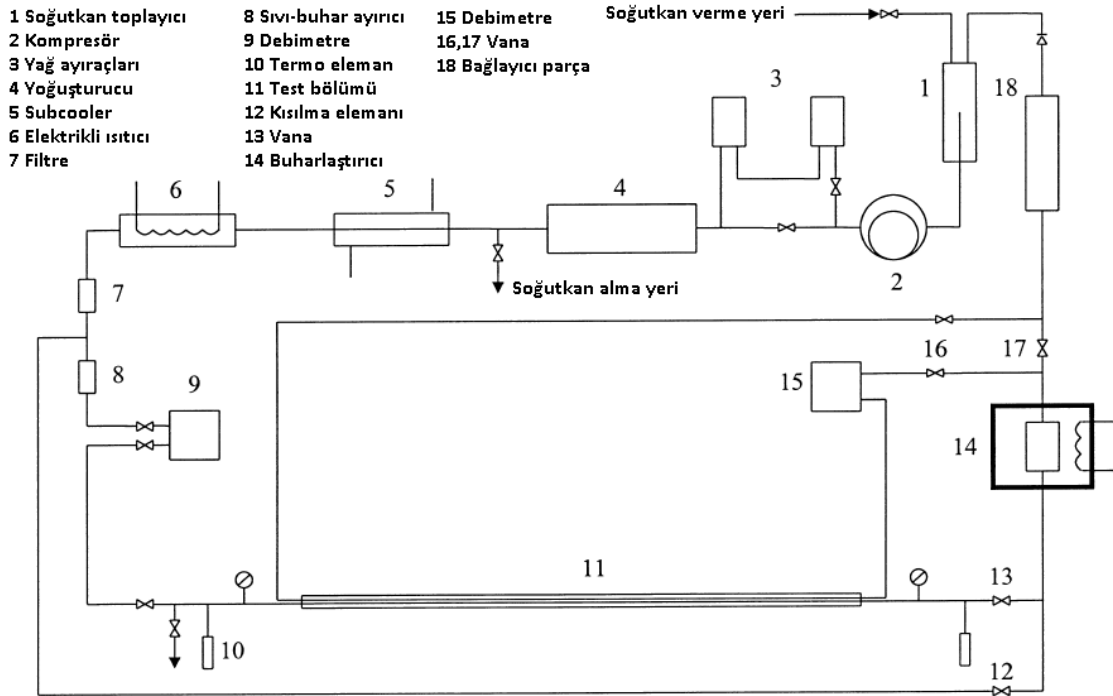
Çıkan deney sonuçları ışığında soğutkan kütle debisini ve eşanjör çıkış sıcaklığını hesaplayan aşağıda verilen ampirik modeller geliştirilmiştir.

$$\dot{m}_{emp} = -7,165 + 0,1755P_{in} + 0,8454L + 12,7375D + 0,0276S_{ub} + 0,096L_{tc} - 0,0005P_{in}T_{in} - 0,015S_{ub}L_e - 1,6512DL + 0,0024L_{tc}D_s \quad (3.1)$$

$$T_{emp} = 10,0861 + 2,3625P_{in} + 2,4964S_{ub} + 5,3390D + 11,4987L_{tc} - 3,1265 + 0,1446P_{in}D_s - 4,4467S_{ub}D + 0,2263T_{in}L_{tc} - 0,07284LL_e \quad (3.2)$$

D.Chen'in ve S.Lin'in "Underpressure of vaporization of refrigerant R-134a through a diabatic capillary tube" [55] isimli çalışmasında R-134a soğutkanı akan diyabatik kılcal boruda yarı kararlı (metastable) akış deneysel olarak incelenmiştir. Klasik çekirdeklenme teorisi ve deneysel veriler ışığında doyma basıncı altında buharlaşmanın gerçekleştiği diyabatik kılcal boru için ampirik bağıntılar geliştirilmiştir.

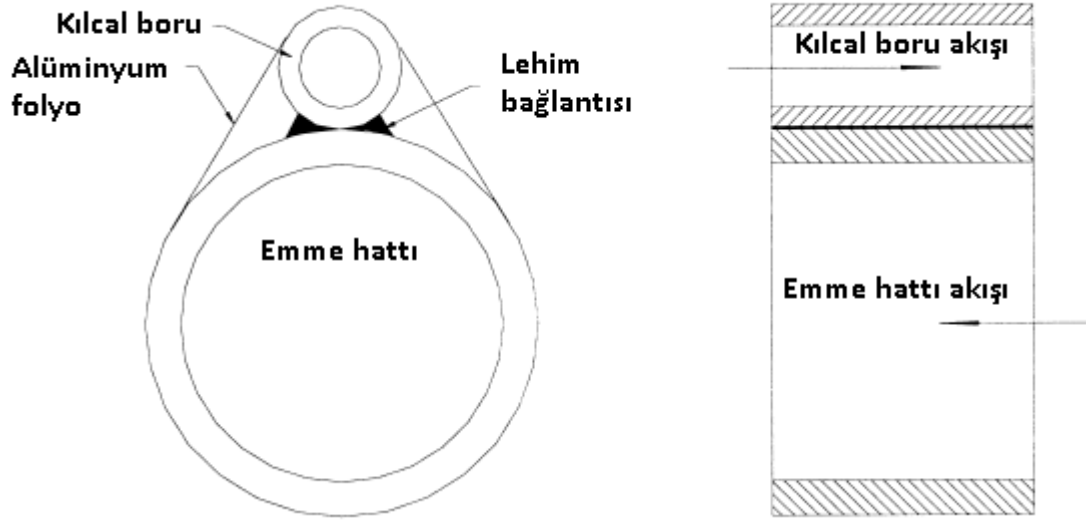
R-134a soğutkanı ile yapılan deneysel test sonuçları, diyabatik kılcal boru içinde yarı kararlı akış olayının meydana geldiğini ispat etmiştir ve soğutkanın yarı kararlı akışının kılcal boru ile emme hattı arasındaki ısı transferinin zayıf olduğu durumlarda meydana geldiğini göstermiştir.



Şekil 3. 5 Deney düzeneğinin şematik görünümü

Şekil 3.5'te deney düzeneğinin şematik resmi görülmektedir. Test bölgesinde kılcal borunun her iki ucuna bağlantı için kaplin yerleştirilmiştir. İki adet yağ ayırıcı (3) kompresörün egzoz hattına yerleştirilmiştir. Soğutkandaki kirliliği tutabilmek için filtre (7) konumlandırılmıştır. Kılcal boru girişindeki soğutkan aşırı soğuma miktarını kontrol etmek için, bir aşırı soğutucu (5) ve bir elektrikli ısıtıcı (6) yoğuşturucu çıkışına yerleştirilmiştir. Sistemdeki soğutkanın kütleli debisi, debimetre (9) ile ölçülmüştür. Kütleli debinin ölçümündeki dalgalanmaları azaltmak için, bir sıvı-gaz ayırıcı (8) debimetrenin öncesine yerleştirilmiştir. Isı transfer performansını arttırmak için, kılcal boru emme hattı eşanjörü alüminyum folyo ve izolasyon

tabakasıyla sarılmıştır (Şekil 3.6). Farklı ısı transferi koşullarını simüle etmek için, gaz fazındaki soğutkan kütleli debisi buharlaştırıcı emme hattına bir valfle bağlanmıştır ve ikinci bir debimetre ile ölçülmüştür.



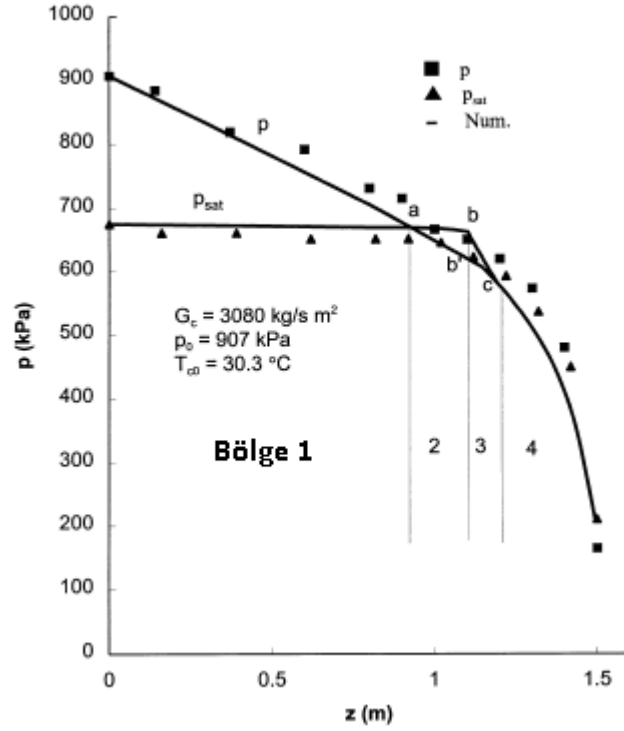
Şekil 3. 6 Kılcal boru-emme hattı eşanjörün şematik görünümü

Boyu 1,5 m, iç çapı 0,6 mm olan kılcal boru 4 mm iç çaplı emme hattı eşanjörüne 1,16 m boyunca lehimlenmiştir. İlk 140 mm ve son 100 mm'lik kısımlar temas etmemektedir.

Çizelge 3. 6 Parametreler çalışma aralıkları

Kılcal boru giriş sıcaklığı	28,2-41,1 °C
Kılcal boru giriş basıncı	9,13-13,4 bar
Aşırı soğutma miktarı	1,83-16,8 °C
Kılcal borudaki kütle akısı	2250-5800 kg/s.m ²
Emme hattındaki kütle akısı	0-1200 kg/s.m ²

Çalışmadaki parametre aralıkları yukarıdaki tablodaki gibidir.



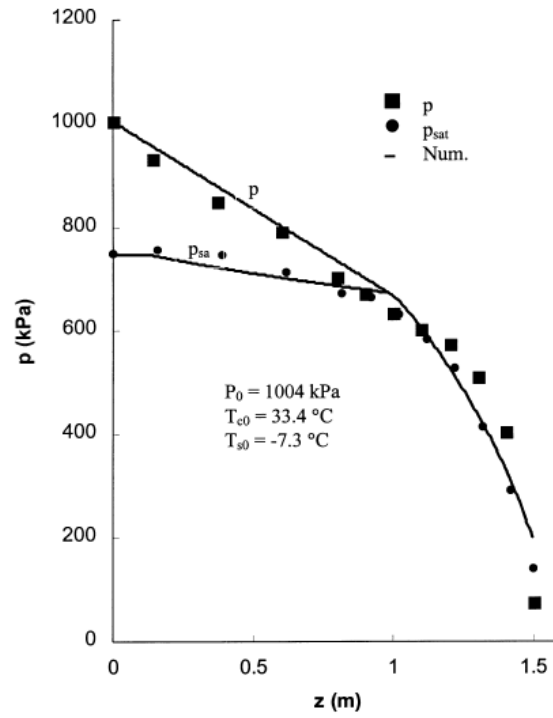
Şekil 3. 7 Adyabatik tipte bir kılcal boru boyunca ölçülen ve doymuş basınç dağılımı

Şekil 3.7’de adyabatik kılcal boru boyunca basınç dağılımı, bir kılcal boruda yarı kararlı akışın anlaşılması için kullanılmıştır. Şekilde görüldüğü gibi kılcal boruda akış dört bölgeye ayrılmıştır, 1. bölge aşırı soğutulmuş tek faz sıvı, 2. bölge yarı kararlı akış tek faz sıvı, 3. bölge yarı kararlı akış sıvı-gaz iki faz, 4. bölge ısı denge, sıvı-gaz iki faz.

Birinci bölgede soğutkanın ölçülen sıcaklığı ve karşılık gelen doyma basıncı neredeyse sabittir, ölçülen basınç sürtünme kayıplarından dolayı doğrusal bir şekilde düşer. İki basınç eğrisinin kesişme noktasında (a) ölçülen basınçla doyma basıncı eşittir. Bu yüzden soğutkan kesişme noktasında doygunudur. 2. bölgede her iki basınç değeri de b-b’ kesişim yerine kadar kendi eğrisini takip eder. b noktasında doyma basıncı, buharlaşma gizli ısısının absorpsiyonu ile soğutkanın buharlaşmasından dolayı karşılık gelen sıcaklığın düşmesiyle düşer. 4. bölgede c noktasından sonra 2 eğri tekrar birleşir, bu termal dengeye ulaşıldığını gösterir. a ve b’ noktalarındaki ölçülen basınçların farkı olarak tanımlanan buharlaşma alçak basıncı, kılcal borudaki soğutkan akışının termal dengesizliği için karakteristik miktar olarak kullanılır.

Aşağıdaki üç şekil diyabatik kılcal boru boyunca kılcal boru ve emme hattındaki farklı kütle akısı değerleri için basınç düşümünü göstermektedir. Örneğin Şekil 3.8’de kütle akı oranlarının $G_c/G_s=77,8$ olduğu durumda diyabatik kılcal boru boyunca tespit edilen basınç

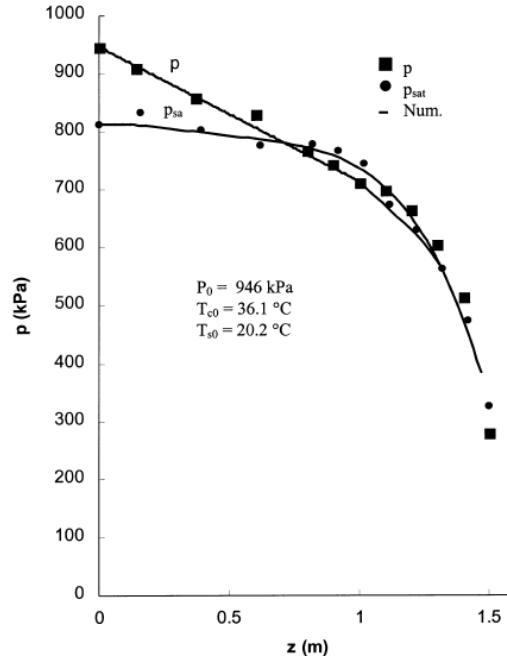
dağılımı görülmektedir. Bu durumda kılcal boruda buharlaşma gecikmesi ve yarı kararlı akış yoktur. Bu koşul yarı kararlı akışının kritik şartı olarak adlandırılmaktadır.



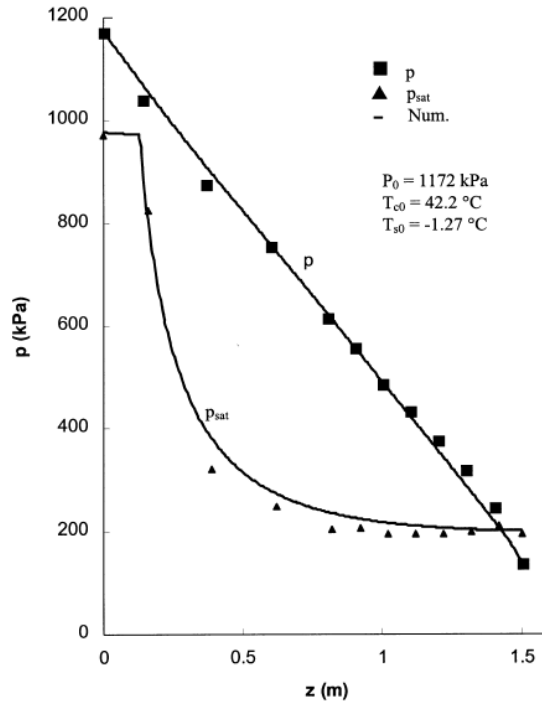
Şekil 3. 8 Diyabatik kılcal boru boyunca basınç dağılımı

Şekil 3.8'da kütle akı oranlarının $G_c/G_s=251$ olduğu durumda diyabatik kılcal boru boyunca tespit edilen basınç dağılımı görülmektedir. Kılcal boruda soğutkanın yarı kararlı akışı $G_c/G_s > 77,8$ olduğu zaman gerçekleşir. Bu durumda eşanjördeki ısı transferi zayıftır.

Şekil 3.9'da kütle akı oranlarının $G_c/G_s=47,7$ olduğu durumda diyabatik kılcal boru boyunca tespit edilen basınç dağılımı görülmektedir. $G_c/G_s < 77,8$ olduğu zaman kılcal boruda yararlı kararlı akış mevcut değildir sonucuna ulaşılmıştır. Bu durumda eşanjördeki ısı transferi güçlü olduğu belirtilmiştir.



Şekil 3. 9 Diyabatik kılcal boru boyunca basınç dağılımı

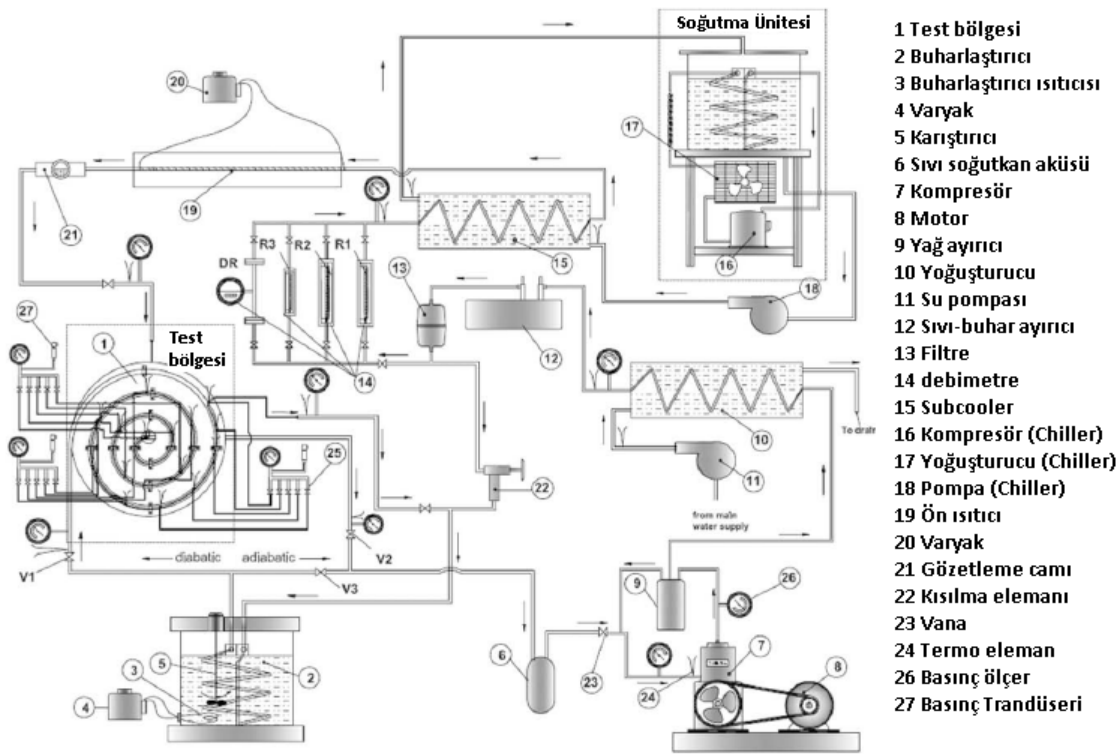


Şekil 3. 10 Diyabatik kılcal boru boyunca basınç dağılımı

Sonuç olarak R-134a'nın diyabatik bir kılcal borudaki yarı kararlı akış olayı deneysel olarak incelenmiştir. Kabarcık oluşumu meydana gelene kadar buharlaşma alçak basıncının kılcal boru ve emme hattı arasındaki ısı transferinin artmasıyla arttığı gösterilmiştir. Deneysel sonuçlar ve klasik çekirdeklenme teorisi kullanılarak, diyabatik bir kılcal borudaki soğutkanın akışının heterojen çekirdeklenmesini belirlemek için bir korelasyon geliştirilmiş, bu

korelasyon adyabatik ve diyabatik kılcal borulardaki soğutmanın buharlaşma alçak basıncının tahmin edilmesi için imkan sağlamıştır.

M.K. Khan ve R.Kumar’ın “Experimental investigation on diabatic flow of R-134a through sprial capillary tube” [56] isimli çalışması 2009 yılında yayımlanmıştır. Bu araştırma çalışması diyabatik sarmal kılcal boru boyunca R-134a’nın kütleli debisine çeşitli geometrik parametrelerin etkisini incelemek için yapılmıştır. Diyabatik akışta, kılcal boru kompresörün emme hattıyla karşı akışlı ısı değiştirici oluşturulacak şekilde birleştirilmiştir. Bu çalışmada kılcal boru ile emme hattı bitişik bir şekilde birleştirilmiştir. Ek olarak, girişteki aşırı soğutmanın kütleli debiye etkisi de incelenmiştir. Sarmal düzende adyabatik ile diyabatik sistem karşılaştırılmış ve genelleştirilmiş diyabatik sarmal kılcal boru için bir ampirik korelasyon türetilmiştir.



Şekil 3. 11 Deney düzeneği şematik görünüm

Çalışmada Şekil 3.11’de görülen deney düzeneği kullanılmıştır. Diyabatik ve adyabatik kılcal boru testleri ilgili test bölgesinde (1) yapılmıştır. Kompresör (7) çıkışına sistemden yağı ayırmak için yağ ayırıcı (9) yerleştirilmiştir. Soğutma sistemine yerleştirilen yoğuşurucu (10), su soğutmalı bir yoğuşurucudur. Sistem içerisindeki istenmeyen partikülleri tutmak için yoğuşurucu çıkışına filtre (13) yerleştirilmiştir. Filtre çıkışına farklı tipte rotometreler (14)

konumlandırılmıştır. Kılcal boru giriş sıcaklığını ayarlamak için kılcal boru girişi öncesi ısıtıcı (19) ve subcooler (15) bulunmaktadır. Subcooler soğutma kaynağı ayrı bir soğutma ünitesidir. Kılcal boru girişinde soğutkanın fazını görmek için 1 adet gözetleme camı (21) yerleştirilmiştir.

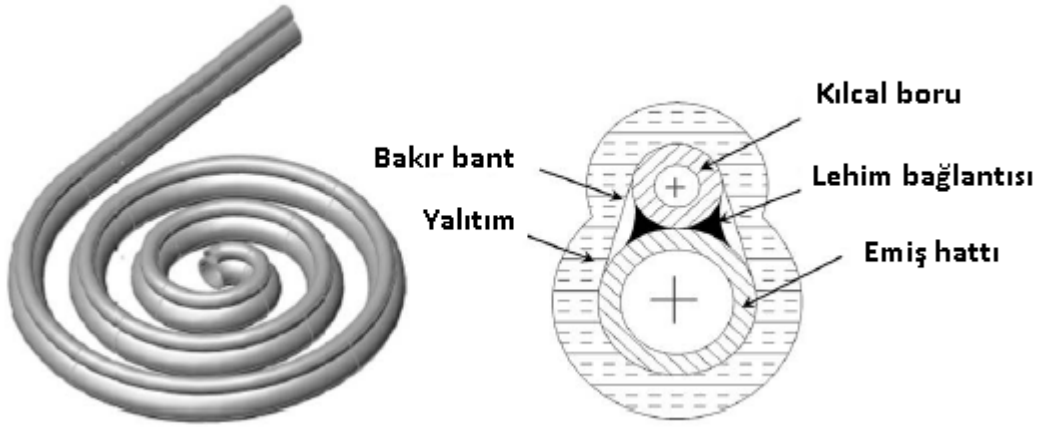
Çalışmada kullanılan sarmal diyabatik kılcal boru Şekil 3.12’de görülmektedir. Kılcal boru ile emme hattı arasındaki bağlantı lehimle yapılmıştır. İki boru arasındaki ısı transferini arttırmak için bakır bant ile temas yüzeyi arttırılmıştır ve dış ortamdan olan etkileri azaltmak için kılcal boru etrafı yalıtım ile örtülmüştür.

Çizelge 3.7’de kılcal boruda incelenen parametre çalışma aralıkları verilmiştir.

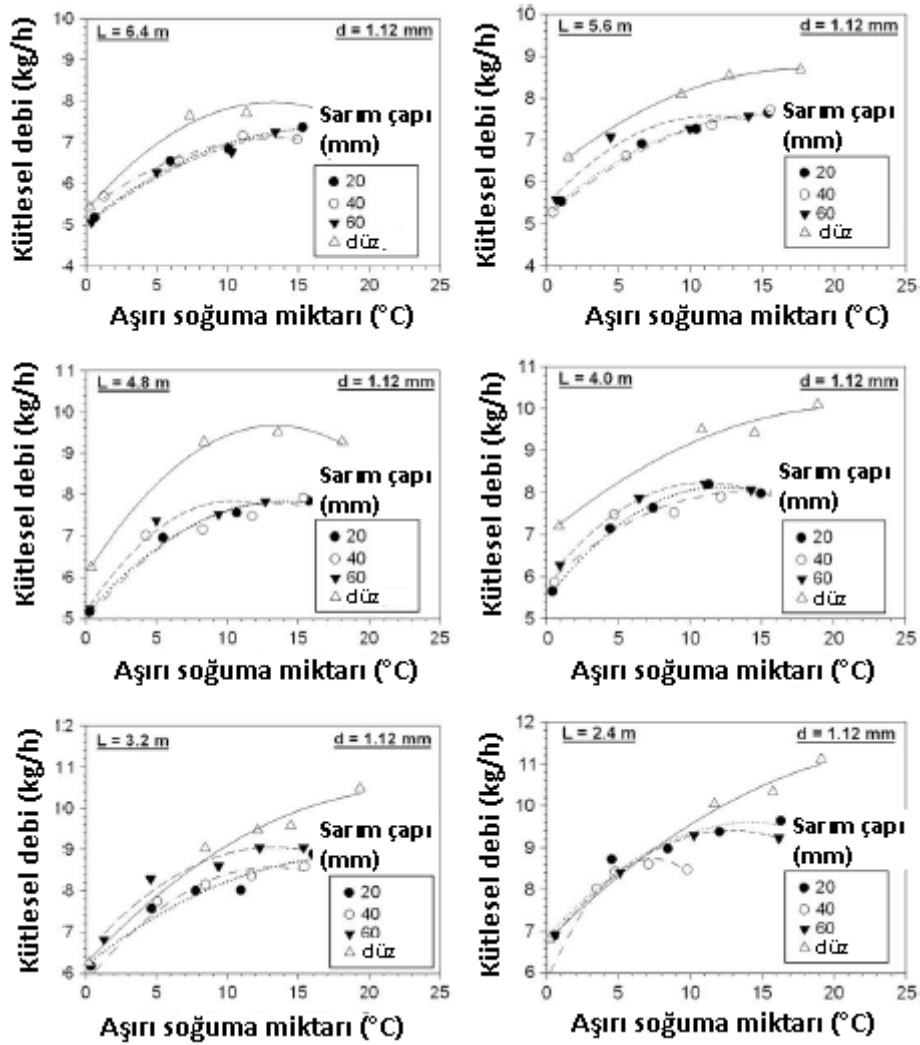
Çizelge 3. 7 Parametreler çalışma aralıkları

Parametreler	Düz		Sarmal	
	Basınç bağlantıları mevcut	Basınç bağlantıları mevcut değil	Basınç bağlantıları mevcut	Basınç bağlantıları mevcut değil
d, (mm)	1,12 / 1,40 / 1,63	1,40	1,12 / 1,40 / 1,63	1,40
L, (m)	2,4-6,4	2,4-6,4	2,4-6,4	2,4-6,4
L _{hx} , (m)	1,6-5,6	1,6-5,6	1,6-5,6	1,6-5,6
p, (mm)	-	-	20, 40, 60	20, 40, 60
ΔT_{sub} , °C	0-25	0-25	0-25	0-25
P _{in} , kPa	740	740	740	740

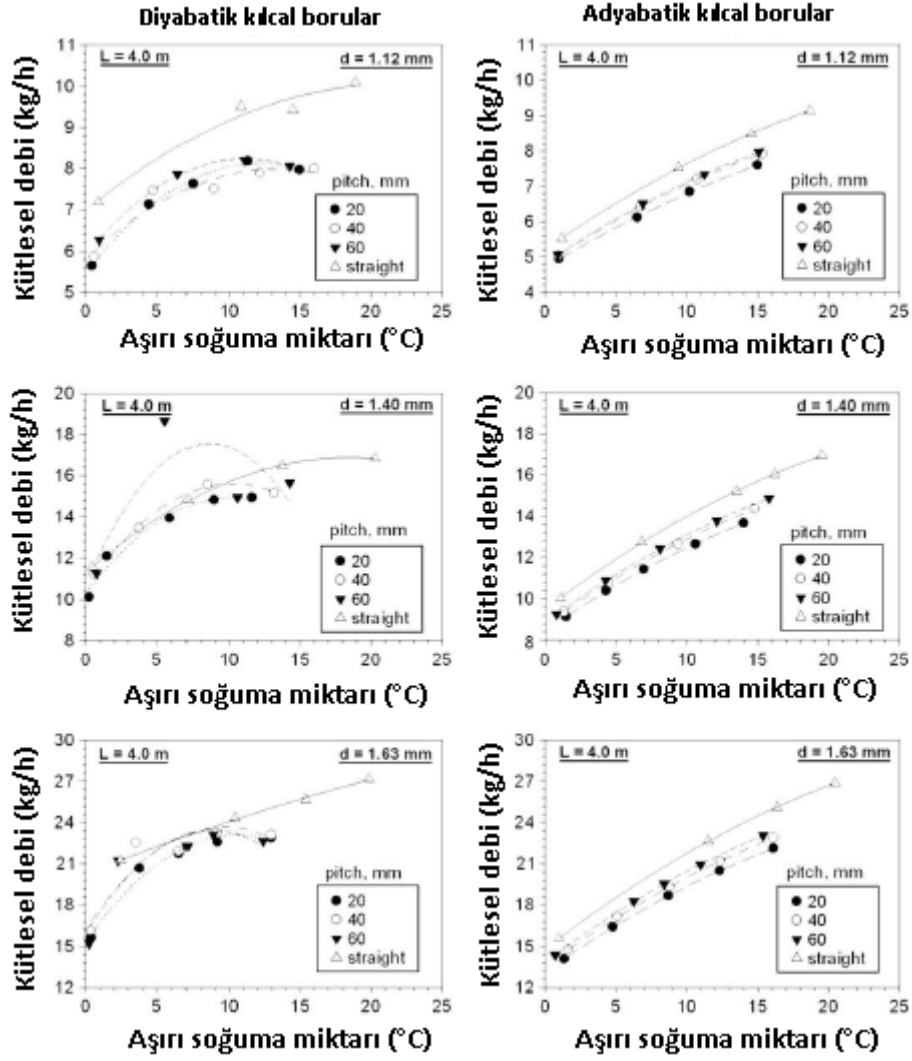
Şekil 3.13’te 1,12 mm kılcal boru iç çapında aşırı soğuma miktarının soğutkan kütle debisine olan etkileri görülmektedir. Diyabatik spiral kılcal boruda aşırı soğuma miktarı artışıyla (belirli bir yere kadar) kütleli debi artış göstermiştir.



Şekil 3. 12 Sarmal diyabatik kılcal boru kesiti



Şekil 3. 13 1,12 mm kılcal boru iç çapında aşırı soğuma miktarının R134a soğutkanı kütleli debisine etkisi



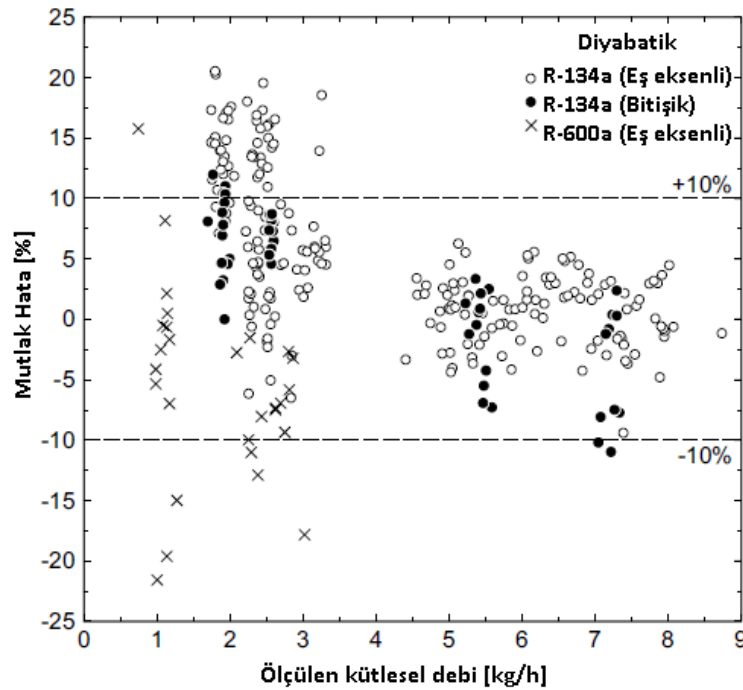
Şekil 3. 14 Diyabatik ve adyabatik kılcal boruda soğutkan debi karakteristiklerinin karşılaştırılması

Spiral kılcal boru için R-134a'nın kütleli debisi, borunun çapındaki artma ve uzunluğundaki azalma ile artış göstermiştir. Boru çapının artışıyla kütleli debinin artmasının nedeni, kılcal boru çapının artması ile akış kapasitesinin artmasına bağlanmıştır. Kılcal boru uzunluğunun azalması ile debinin artmasının nedeni, uzunluğun azalmasıyla akış kapasitesinin artmasıdır. Sarım çapı arttıkça kütleli debinin arttığı ve düz kılcal boruların kütleli debilerinin daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Emme hattı girişindeki kızdırmanın R-134a'nın kütleli debisine olan etkisinin çok güçlü olduğu belirtilmiştir. Kılcal borudan emme hattına olan ısı transferi, buharlaşma noktasının kılcal boru içinde akış yönünde ileri kaymasına sebep olacağı ve sıvı uzunluğun artmasına neden olacağı not edilmiştir. Sıvı uzunluğundaki artış en sonunda kılcal boru boyunca kütleli debinin artmasına neden olmaktadır.

Şekil 3.14'te diyabatik ve adyabatik kılcal boruda soğutkan debilerinin karşılaştırıldığı grafikler görülmektedir. Kılcal boru girişindeki aşırı soğutmanın diyabatik düzende etkisi, adyabatik düzendeki kadar güçlü olmadığı belirtilmiştir. Uzunluk ve çapın kütleli debiye etkisi her iki düzende de benzer seviyelerde olduğu raporlanmıştır. Diyabatik düzende tek fazlı akım boyunun ötelenmesinin de etkisi ile adyabatik düzene göre soğutkan kütle debilerinin kayda değer biçimde daha yüksek olduğu görülmektedir.

3.2.2 Diyabatik Kılcal Boru Üzerine Nümerik Araştırmalar

L. Hermes ve C.Melo'nun "Modeling of non-adiabatic capillary tube flows: A simplified approach and comprehensive experimental validation" [57] isimli çalışmasında diyabatik kılcal boruda soğutkan akışını modellemek için basitleştirilmiş bilgisayar destekli bir model önerilmiştir.



Şekil 3. 15 Diyabatik kılcal boru akışı için model doğrulaması

Şekil 3.15'te oluşturulan bilgisayar destekli model ile hesaplanan değerler ile literatürde yer alan deneysel çalışmalar sonucunda ölçülen soğutkan debi değerleri arasındaki yüzde farkı belirten grafik görülmektedir. Verilerin %80'i %10 hata bandı içinde, verilerin neredeyse tamamı %20 hata bandı içinde kalmıştır.

D. Sarker ve J. H. Jeong'un “Development of empirical correlations for non-adiabatic capillary tube based on mechanistic model” [58] isimli çalışmasında literatürdeki deneysel çalışma verileri kullanılarak ampirik bir model geliştirilmiştir.

Geometrik parametreler, kılcal boru çapı, kılcal boru uzunluğu, giriş adyabatik uzunluğu, ısı değiştirici uzunluğu ve emme hattı çapını içerir. İşletme parametreleri kılcal boru giriş basıncı, aşırı soğuma miktarı ve emme hattı giriş sıcaklığını içerir. Böylece bağımlı değişken kütleli debi, bütün bağımsız değişkenlerin bir fonksiyonudur.

Etkili parametreleri dikkate alarak yapılan boyutsuzlaştırma işlemi sonucunda R600a ve R134a soğutkanları için geçerli kılcal boru girişi sıvı olan durum için aşağıdaki model elde edilmiştir.

$$\pi_1 = C_s \cdot \pi_2^{a_2} \cdot \pi_4^{a_4} \cdot \pi_{12}^{a_{12}} \cdot \pi_5^{a_5} \quad (3.3)$$

$$C_s = 4,7136, a_2 = 0,490041, a_4 = 0,08562, a_{12} = 0,03136, a_5 = 0,012101$$

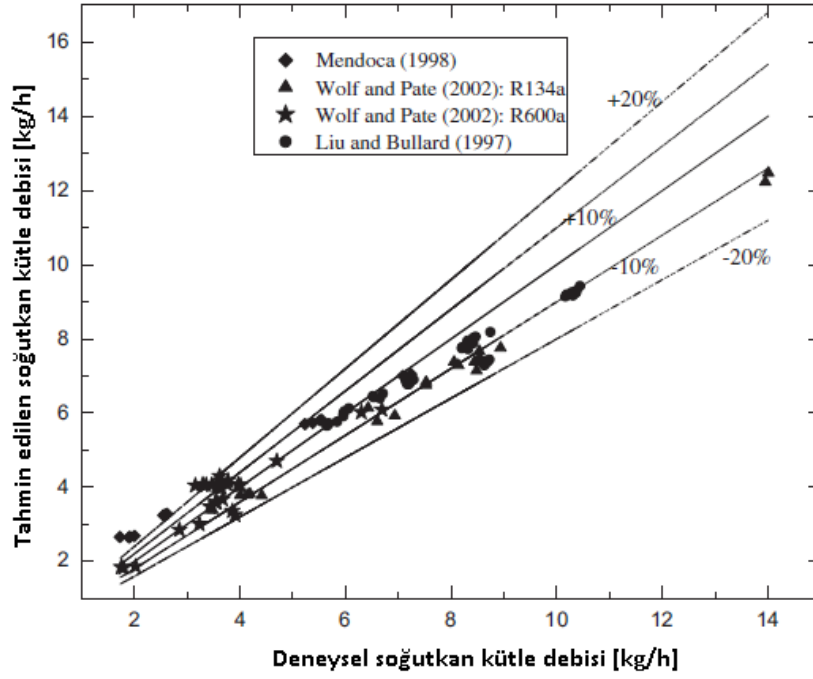
$$\pi_1 = \frac{\dot{m}}{D_c^2 \sqrt{P_{in} \rho_{in}}} \quad (3.4)$$

$$\pi_2 = \frac{D_c}{L_c} \quad (3.5)$$

$$\pi_4 = \frac{L_{hx}}{L_c} \quad (3.6)$$

$$\pi_5 = \frac{(P_{in} - P_{sat})}{P_{crit}} \quad (3.7)$$

$$\pi_{12} = \frac{C_{p,f,s}}{C_{p,g,s}} \quad (3.8)$$



Şekil 3. 16 Diyabatik kılcal boru akışı için model doğrulaması

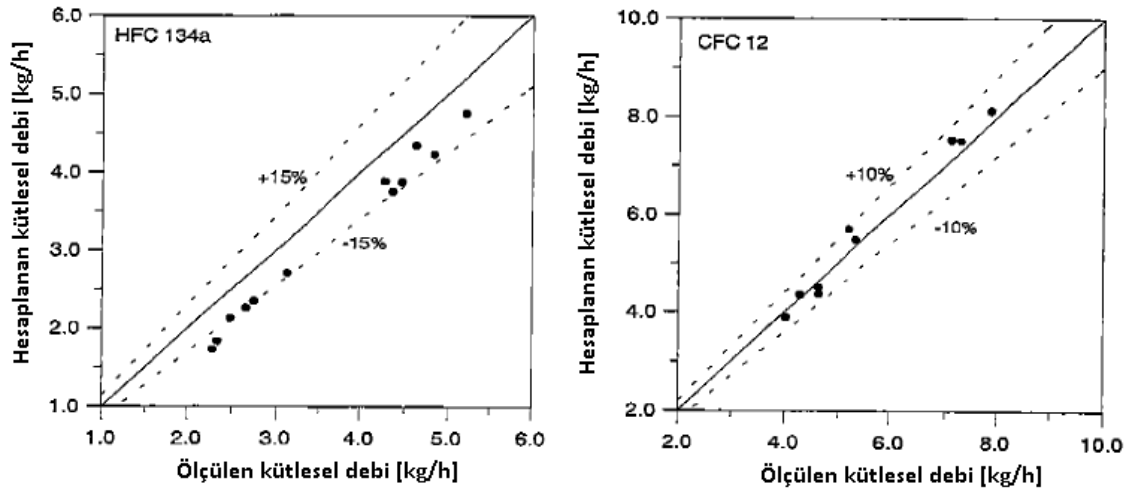
Şekil 3.16’da model ile hesaplanan değerlerin deneysel veriler ile %20 hata bandında uyumlu olduğu görülmektedir.

M. Mezavila, C. Melo’nun “Capheat-An Homogeneous Model to Simulate Refrigerant Flow Through Non Adiabatic Capillary Tubes” [59] isimli 1996 yılında yayımlanan bu çalışmada diyabatik tipte kılcal boru boyunca soğutkan akışını simule eden bir nümerik model sunulmuştur. Bu model ile soğutkanın kütleli debisi, sıcaklığı, basıncı ve kuruluk derecesi hesaplanmaktadır. Hesaplanan sonuçların literatürde yer alan deneysel veriler ile iyi bir uyum içinde olduğu iddia edilmiştir.

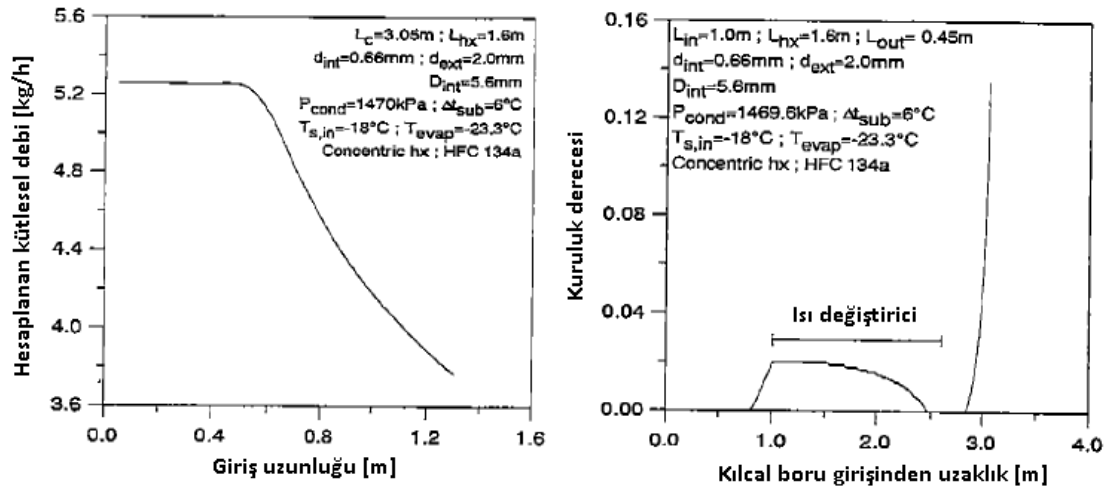
Oluşturulan modelde kılcal boruda tek faz sürtünme faktörü Churchill’in denklemi [60] ile hesaplanmıştır. Kılcal boruda sıvı faz ve emme hattında kızgın buhar için taşınım ısı transfer katsayısı Gnielinski’nin korelasyonu [61] ile hesaplanmıştır. İki fazlı lokal sürtünme katsayısı, her kontrol hacminin giriş kısmındaki Reynolds sayısı ve kuruluk derecesi kullanılarak Erth’in [62] denklemi ile hesaplanmıştır. Kılcal borunun iki fazlı akışındaki taşınım ısı transfer katsayısı sonsuz kabul edilmiştir.

Korunum diferansiyel denklemi 4. sıra Runge-Kutta metodu ile integre edilmiştir. Her kontrol hacmi ve giriş kesitindeki akış koşulu için denklemin çözümü çıkış kesitindeki akış

değişkenlerini vermiştir. Kütleli debi ve emme hattı çıkış sıcaklığı Newton-Raphson sayısal yöntemi ile iteratif olarak çözülmüştür.



Şekil 3.17 Model ile deneysel dataların karşılaştırılması



Şekil 3.18 Isı değiştirici konumuna göre debinin değişimi - Kılcal boru boyunca kuruluğu değişimi

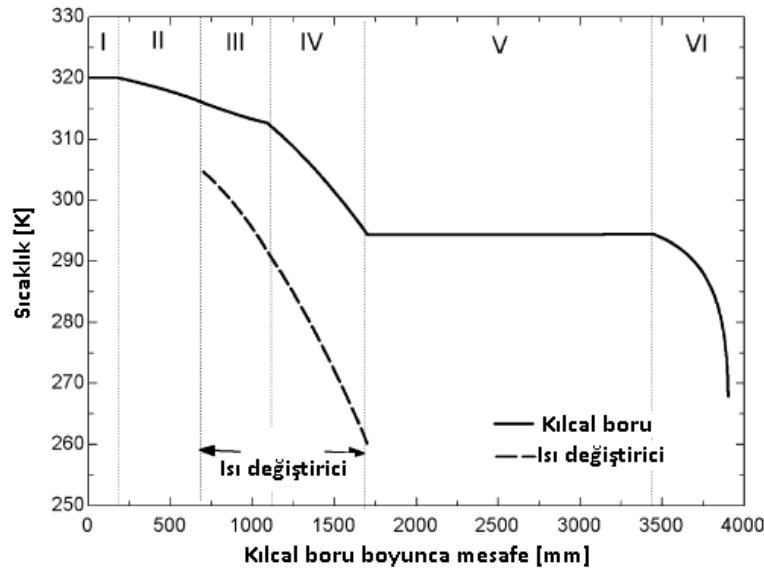
Şekil 3.17'de literatürden elde edilen deneysel datalar ile model üzerinden hesaplanan datalar karşılaştırılmıştır. Model ile hesaplanan debi değerleri, R134a ve R-12 soğutkanlarında ölçülen debi miktarları ile sırasıyla %20 ve %10 hata bandı içinde uyumludurlar.

Şekil 3.18'de R134a soğutkanı akan kılcal boru üzerinde ısı değiştirici konumunun debiye olan etkisi ve soğutkanın kılcal boru içinden akarken değişen kuruluk derecesi simule edilmiştir. Grafikte özellikleri verilen kılcal boru şartlarında ısı değiştirici kılcal boru girişinden

uzaklaştıkça soğutkan debi değerinin azaldığı görülmektedir. Şekil 3.18’de kılcal boru geometri ve giriş şartları verilen sağdaki grafikte soğutkan kılcal boru içinden akarken, 1 m civarında iki fazlı akıma geçmektedir. Ardından ısı değiştiricisinin de etkisi ile soğutkan kuruluk derecesi azalıp tekrar yoğuşmaktadır. Isı değiştirici teması bittikten sonra kılcal boru çıkışına doğru kuruluk derecesi hızla artmaktadır.

Sonuç olarak CAPHEAT isimli bu yazılım programının ev tipi soğutucularda kılcal boru seçimine yardımcı olmak için kullanılabileceği belirtilmiştir.

B. Xu, P.K. Bansal’in “Non-adiabatic capillary tube flow: a homogeneous model and process description” [50] isimli çalışmada bitişik tipte diyabatik kılcal boru içindeki soğutkanın akış karakteristiğini anlamak için kütle, momentum ve enerji denklemleri esas alınarak genelleştirilmiş bir model geliştirilmiştir. Tek fazlı sürtünme faktörünü hesaplamak için Churchill’in korelasyonu [60], iki fazlı sürtünme faktörünü hesaplamak için Lin’in korelasyonu [63] kullanılmıştır. Kılcal boru ile ısı değiştirici arasındaki tek fazlı ısı transfer katsayısını hesaplamak için Gnielinski [61] korelasyonu dikkate alınmıştır.

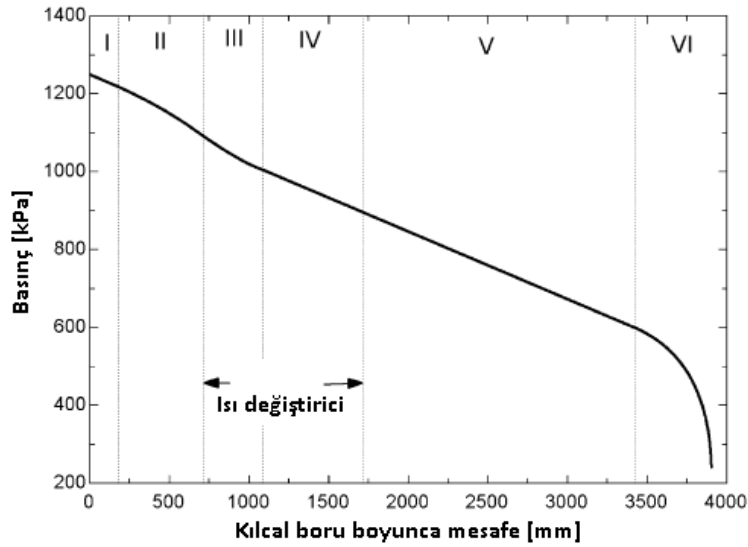


Şekil 3. 19 Kılcal boru-emme hattı boyunca sıcaklık değişimi

Şekil 3.19’da modelin kılcal boru boyunca hesapladığı sıcaklık değişim grafiği görülmektedir. Buna göre kılcal boru sıcaklığı I bölgesinde adyabatik akış koşulu nedeni ile sabittir. II bölgesinde iki fazlı akım nedeni ile soğutkan doyma basıncı sıcaklığına göre soğutkan ilerledikçe basınç düşüşüne bağlı olarak kılcal boru sıcaklığı düşmektedir. III bölgesinde

diyabatik iki fazlı akış koşulu mevcuttur. Emiş hattı sıcaklığının etkisi ile kılcal borundan emiş hattına ısı akışı olmaktadır. IV bölgesinde diyabatik tek fazlı akış koşulu mevcuttur. Kılcal boru sıcaklık düşüşü hızlanmıştır. V bölgesinde tek fazlı adyabatik akış mevcuttur. Dolayısı ile kılcal boru sıcaklığı sabittir. VI bölgesinde tekrar iki fazlı akım bölgesine geçiş olmuştur. Burada soğutkanın düşen doyma basıncına bağlı olmak üzere kılcal boru yüzey sıcaklığı ivmelenerek düşmektedir.

Şekil 3.20’de kılcal boru içinde meydana gelen basınç değişimi görülmektedir. I bölgesinde tek fazlı adyabatik akış koşulu geçerlidir ve yersel sürtünme kaybı nedeni basınç lineer bir şekilde azalmaktadır. II bölgesinde iki fazlı akım nedeni ile bir parça basınç düşüşü hızlansa da III ve IV nolu bölgede ısı değiştiricisinin etkisi ile kuruluk derecesi artışı frenlenmekte ve basınç düşüşü hızı I nolu bölgedeki eğime benzemektedir. V nolu kısımda tek fazlı akım olduğundan benzer eğride basınç düşmektedir. Son kısımda basınç doyma basıncının altına inip soğutkanda ilk kabarcık patlamakta ve iki fazlı akıma geçmektedir. İki fazlı akışın etkisi ile soğutkan akışı hızlanmakta ve basınç kaybı ciddi şekilde hızlanarak azalmaktadır.



Şekil 3. 20 Kılcal boru-emme hattı boyunca basınç değişimi

3.2.3 Literatürden Çıkarımlar

Gerçekleştirilen literatür araştırmasına göre diyabatik tipte kılcal borulara yönelik deneysel çalışma sayısı çok az sayıda olup, R600a soğutkanı kullanılan diyabatik kılcal boruya yönelik deneysel çalışma Melo’ya ait olup sadece bir adettir. R600a soğutkanının tarihi eski olmayan bir soğutkan olması çalışma sayısının azlığına sebep olmuş olabilir. Buna ek olarak diyabatik

kılcal boru deney tesisatının kurulumu ve idamesinin meşakkatli olması, soğutkan akışını etkileyen faktör sayısının çokluğu ve deney sürelerinin uzun sürmesi gibi sebeplerin deneysel çalışma sayısının artışı frenlemekte olduğu düşünülmektedir. Bunun yanı sıra nümerik çalışmalar diyabatik kılcal boru tarafında daha fazla sayıdadır. Bu çalışmaların bir kısmı sürüklemeli akış modeli, bir kısmı da homojen akış modeli dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Bu modeller kütle, momentum ve enerji denklemleri esas alınarak literatürdeki az sayıda deneysel datalar ile düşük hata oranlarında doğrulanarak geliştirilmiştir.

Literatürdeki deney datalarını esas alarak Buckingham Pi teoremi kullanılarak geliştirilen ampirik modeller de mevcuttur.

Literatür araştırma sonucunda R600a soğutkanı akan eşanjörü bitişik tipte diyabatik kılcal boruda deneysel çalışmaya ulaşamamıştır. Özellikle ev tipi soğutucularda kısa sürede kılcal boru seçiminin önemli olduğu düşünülerek bu açığın kapatılmasını sağlayan araştırma çalışmasının yapılması hedeflenmiştir. Bu kapsamda kurulan deney düzenekleri ile elde edilen deneysel çıktılar, literatürün yoksun olduğu diyabatik kılcal boruda akan R600a soğutkanlı deneysel verilere katkı sağlamıştır.

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

İçinden R600a soğutkan akan cam kılcal boruda soğutkanın akış karakteristiklerinin incelenmesi için cam adyabatik kılcal boru içeren deney düzeneği kurulmuştur. Bu sayede kılcal boru giriş şartlarının soğutkanın iki fazlı akımı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Daha sonra aynı deney düzeneği revize edilerek diyabatik tipte yatay kılcal boruda soğutkanın akış karakteristikleri araştırılmıştır.

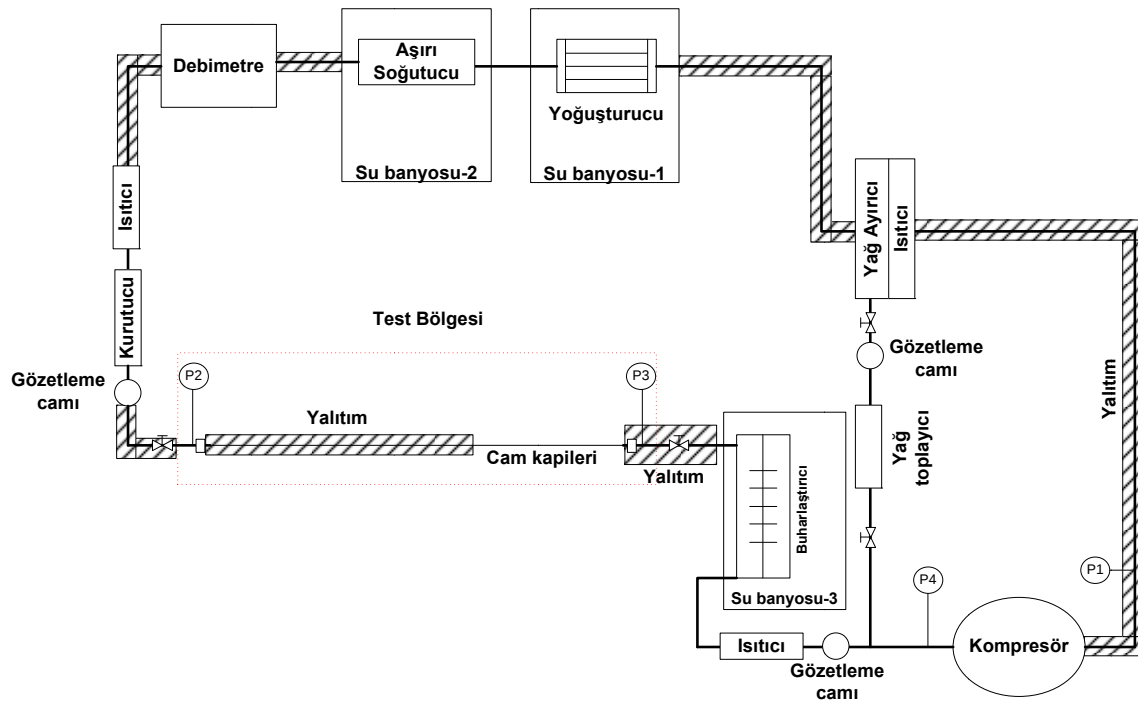
4.1 Çalışmanın Amacı

İstenilen sınır şartlarında, içinden R600a soğutkanı akan diyabatik kılcal boruda akışın ampirik olarak modellenenebilmesi ve nümerik çözüm sonuçları ile doğrulama yapılabilmesi için yüksek doğrulukta deneysel ölçümlerin yapılması hedeflenmiştir. Bu kapsamda birinci deney düzeneğinde yani cam kılcal boru deney düzeneğinde farklı şartlarda soğutkanın iki fazlı akım gelişimi incelenmiştir. İkinci deney düzeneğinde ise içinden R600a soğutkan akan ve eşanjörü üzerine bitişik olan (diyabatik) yatay bakır kılcal boru tasarım unsurlarının (kılcal boru giriş basıncı, iç çapı ve boyu, eşanjör uzunluğu, konumu ve giriş sıcaklığı, kılcal boru girişinde aşırı soğuma miktarı) kılcal boruda basınç kaybı ve soğutkan kütle debisine etkisi deneysel olarak ölçülmüştür. Böylece ev tipi soğutuculara uygun hedef giriş koşulları için yatay bakır diyabatik kılcal boru içinde R600a soğutkan akışının deneysel olarak incelenmesi sağlanmıştır.

4.2 Deney Düzeneği Kurulumu

R600a akan kılcal boruda soğutkan akışını incelemek için Şekil 4.1’de görülen deney düzeneği kurulmuştur. Kurulum küçük kapasiteli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine uygun şekilde düzenlenmiştir. Deney düzeneğinde kullanılan cihazlar ve malzemeler aşağıda açıklanmıştır.

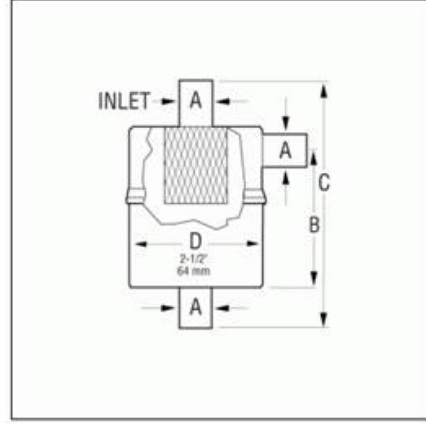
Kompresör: Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin iş yapan elemanı kompresör, aldığı elektrik enerjisini mekanik enerjiye çevirip çevrim içerisindeki gaz fazındaki soğutkanı emip, kızgın buhar olarak basmaktadır. Düzenekte değişken devirli Embraco marka VEMC7C modeli kompresör kullanılmıştır.



Şekil 4. 1 Cam kılcal borulu deney düzeneği şematik görünüm

Yağ ayırıcı: Kompresörün bastığı soğutkan-yağ karışımında bulunan yağın çok büyük bir kısmını(%99,9) ayıran ve soğutma sistemine sirküle olmasını önleyen komponenttir. İlgili komponent, kompresör çıkışına yerleştirilmiş olup ayırıcı altında biriken yağ manuel vana ile periyodik olarak kompresör emiş hattına yönlendirilmiştir. Soğutma sistemi içerisine yağın sirkülasyonunu önlemek amacıyla Temprite marka 320 model yağ ayırıcı kullanılmıştır. Şekil 4.2’de sistemde kullanılan yağ ayırıcı görülmektedir.

Model 320



Şekil 4. 2 Yağ ayırıcı

Çevrim boruları: Çevrim elemanları ile bağlantıyı sağlayan ve soğutkanın dolaştığı 1¼ çapında bakır boru hattıdır.

Yoğuşturucu: Kompresörün bastığı kızgın buharın boru içinden geçerken soğutkanın çevresine verdiği ısı ile yoğuşma olayının meydana geldiği ısı değiştiricidir.

Çevrim içinde soğutkanın yoğuşması için Şekil 4.3'te görülen 4,5 m boyunda bakır malzemeden sarmal tipte 4,76 mm dış çapında ısı değiştirici kullanılmıştır.



Şekil 4. 3 Yoğuşturucu

Debimetre: Soğutma sistemi içerisinde geçen soğutkanın debisini ölçmeye yarayan alettir. Soğutma çevrimi içinde dolaşan soğutkanın debisini ölçmek için %0,1 doğrulukta ölçüm yapan, Şekil 4.4'te görülen Siemens marka (model mass 2100-mass6000) debimetre ve sinyal çevirici kullanılmıştır.



Detail

Measuring range	From 0 to 30 kg/h (0 to 66 lb/h)
Nominal size	DI 1.5 (1/16")
Accuracy	≤ 0.1 % of rate
Nominal pressure	Liquid pressure max 365 bar / max 5294 psi (Hastelloy) Liquid pressure max 230 bar / max 3330 psi (Stainless steel)
Medium temperature	From -50 to 180 °C (-58 to 356 °F)
Sensor design	One tube bended
Enclosure	IP65 (NEMA 4)
Approvals	Ex (ia) IIC T3-T6

Şekil 4. 4 Debimetre ve sinyal çevirici

Gözetleme Camı: Soğutma sistemi içerisindeki kritik yerlerdeki soğutkanın fazını ve akışını görmek için kullanılan bir giriş, bir çıkışı olan armatürlerdir. Deney düzeneğinde 4 adet Castel C-3940/2 ¼ gözetleme camı kullanılmıştır. Bunlardan biri yağ ayırıcı altına, biri kompresör çıkış hattına, biri kurutucu çıkışına ve kalan son bir tane ise kompresör dönüş hattına yerleştirilmiştir.



Şekil 4. 5 Gözetleme camı

Kurutucu: Soğutkanın aktığı boru içindeki yabancı parçacıkların ve nemin tutulmasını sağlayan parçadır.

Elektrikli Isıtıcı: Elektrik enerjisini ısı enerjisine çeviren rezistans tipi ısıtıcılardır. Deney düzeneğinde kılcal boru girişinden önce, kompresör dönüş borusu öncesi ve yağ ayırıcı üzeri olmak üzere 3 adet kullanılmaktadır.

Manuel Vana: El ile kontrol edilen soğutkanın geçişini kapatan ya da açan bağlantı parçalarıdır. Kılcal boru değişikliklerinin (boy kısaltma, çap değiştirme vb. işlerin) pratik bir şekilde yapılabilmesi için kılcal boru giriş ve çıkışına birer adet uygun şekilde yerleştirilmiştir. Kullanılan HAM-LET H-800S-SS-L-1/4 vana Şekil 4.5’da görülmektedir.



Şekil 4. 6 Hamlet marka vana

Kılcal boru: Yüksek basınçtaki sıvı fazdaki soğutkanın içinden geçerek basınç düşümünün gerçekleştiği ve içinde hem tek faz, hem de iki fazda akımın gerçekleştiği dar çaplı borudur. Deney tesisatında kullanılan bakır kılcal borunun son kısmında iki fazlı akımın başladığı yeri tespit etmek ve iki fazlı akımı hızlı kamera ile görüntülemek için cam kılcal boru kullanılmıştır.

Buharlaştırıcı: Düşük basınçtaki soğutkanın düşük kuruluk derecesinde girdiği ve içinden geçerken soğutkanın çevresinden ısı çektiği buharlaşma olayının meydana geldiği ısı değiştiricisidir. Çevrim içinde soğutkanın buharlaşma olayının gerçekleştiği kanat borulu alüminyum buharlaştırıcı kullanılmıştır. İlgili buharlaştırıcının toplam yüzey alanı $0,30 \text{ m}^2$ ’dir.



Şekil 4. 7 Kanat borulu alüminyum buharlaştırıcı

Su Banyoları: Su banyoları hassas salınımlı su şartlandırma üniteleri olarak kullanılmaktadırlar. Deney düzeneğinde 3 adet su banyosu bulunmakta olup, bunlardan birinci ve ikinci su banyosu soğutma sistemi yoğunlaştırıcı basıncı ve kılcal boru giriş sıcaklığını ayarlamak için kullanılmaktadır. Üçüncü su banyosu ise buharlaştırıcı içindeki soğutkanı buharlaştırmak için kullanılmaktadır. Şekil 4.8’de görülen Labo marka su banyosunun özellikleri aşağıda verilmiştir.

- $-35 / +100$ °C çalışma sıcaklığı
- $0,1$ °C sıcaklık ayarlanabilir dijital ekran
- $0,01$ °C sıcaklık hassasiyetli özel PT-100 sıcaklık sensörü
- $0,02$ °C sıcaklık kararlılığı
- 510 watt soğutma gücü ($+20$ °C de)
- 2000 watt ısıtma gücü



Şekil 4. 8 Kanat borulu alüminyum buharlaştırıcı

Basınç transdüseri: Soğutma sistemi hattında kritik olan yerlerdeki basınç değerlerini ölçebilmek için yerleştirilen ölçüm cihazlarıdır. Soğutma sisteminde kılcal boru giriş ve çıkış arasındaki basınç farkını hassas bir şekilde ölçebilmek için Şekil 4.9’da görülen ve aşağıda özellikleri verilen $\pm 0,1$ hassasiyette ölçüm yapan Baumer marka (PBMN-25.B22.A.A2.44.03.2.0.1.0.0.0) basınç transdüserleri kullanılmıştır. Bunlara ek olarak

soğutma çevriminde kritik yerlerdeki soğutkan basınç değerlerini görebilmek için 3 adet transdüser daha kullanılmıştır.

- Ölçüm sahası: 0...10 Bar
- Basınç Cinsi: Absolute
- Çıkış : 0.....10 V
- Çıkış Bağlantısı: DIN 43650, 4 pinli
- Hassasiyet : % 0.1



Şekil 4. 9 Basınç transdüseri

T tipi termokupl: Soğutma sistemi hattında kritik olan yerlerdeki sıcaklık değerlerini ölçebilmek için yerleştirilen ölçüm elemanıdır.

RTD: Boru içerisinden geçen soğutkan sıcaklığını okumak için kullanılan yüksek hassasiyetli sıcaklık ölçerdir. Deney düzeneğinde kılcal boru girişindeki soğutkanın sıcaklığını okumak için kullanılmıştır.

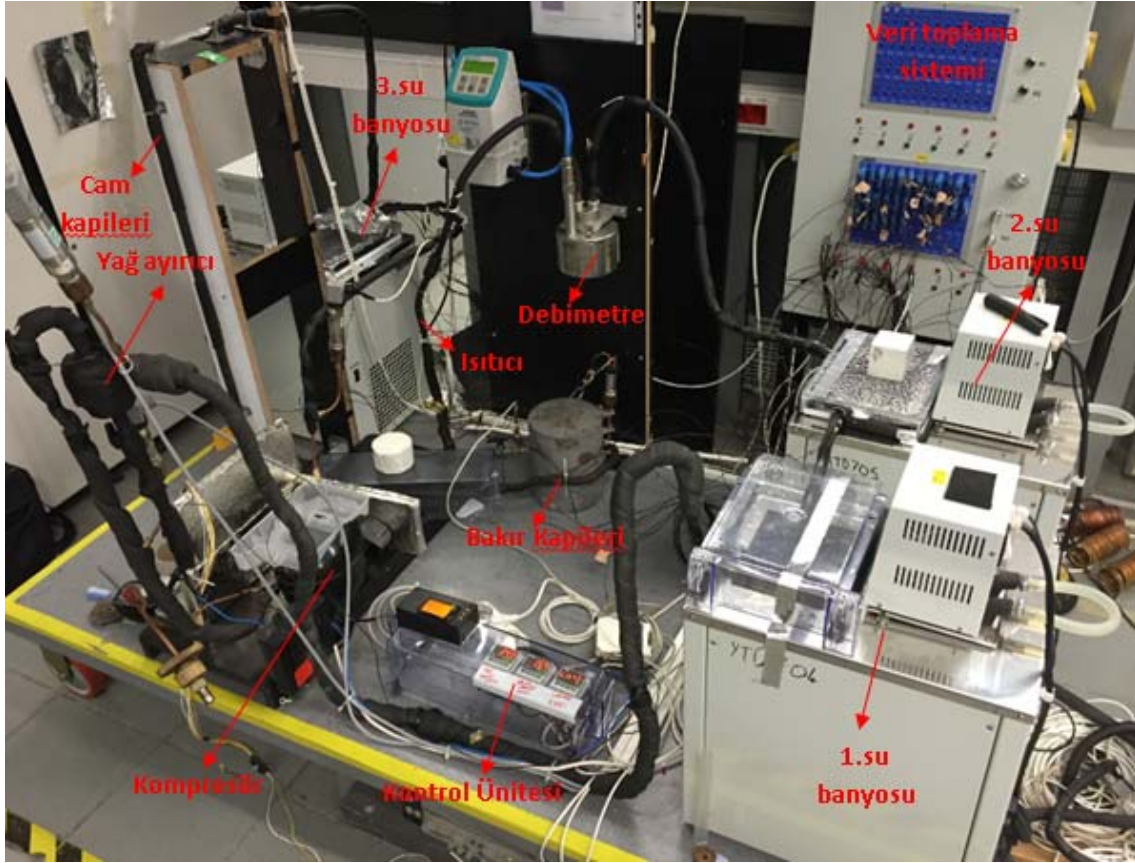
Yalıtım: Soğuk ya da sıcak yüzeylerin dış ortamdan ısı yayılımını engellemek amaçlı kullanılan yalıtım malzemeleridir. Soğutma sistemi hattında dış ortam sıcaklığının etkisini minimize etmek için kritik bölgelere $32 \text{ mW/m}^2 \text{ K}$ ısı iletim katsayısına sahip, boru yalıtımına uygun şekilde esnek 20 mm kalınlığında sünger malzeme kullanılmıştır. Deney düzeneğinde kılcal boru test bölgesinde, yağ ayırıcı üzerinde kompresör-yoğuşturucu arasındaki boru hattında, aşırı soğutucu çıkışı ile debimetre arasında, debimetre ile kılcal boru arasında buharlaştırıcı çıkışı ile kompresör dönüş borusu arasında yalıtım malzemesi uygulanmıştır.

Dijital Termostat: Soğutma sistemi üzerindeki ısıtıcıların sıcaklığa bağlı olarak çalışmasını kontrol eden cihazlardır. Deney düzeneğinde bulunan kompresör ve ısıtıcıların kontrolü için 3 adet Omron E5CWL-R1TC dijital termostat kullanılmıştır(Şekil 4.10).



Şekil 4. 10 Dijital termostat

R600a soğutkan kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde kılcal boru içerisindeki akışın modellenmesi için yukarıda özellikleri verilen komponentler kullanılarak Şekil 4.11’de görülen deney düzeneği kurulmuştur.



Şekil 4. 11 Cam kılcal borulu deney düzeneği görüntüsü

4.2.1 Veri Toplama Sistemi

Deney düzeneği üzerinde ölçülmesi gereken sıcaklık, basınç ve debi büyüklükleri için Şekil 4.12’de görülen Agilent marka 34970A data logger ve 34901A multiplexer kart kullanılmıştır.

Basınç transdüserleri ve debimetreden DC gerilim çıkışı değerleri toplanmış ve uygun fonksiyonlarla hedef değerlere çevrilerek bilgisayarda hazırlanan grafiksel bir ara yüz ekranı üzerinden görüntülenmiştir. Sıcaklıklar, benzer şekilde bakır ve konstantan uçları gerilim farkı sayesinde T tipi termokupllar ile ölçülmüştür. Data logger ile bilgisayar arasındaki haberleşme Rs-232 kablosu ile sağlanmıştır. HpVEE yazılım programı kullanılarak görüntülü veri toplama sistemi oluşturulmuş ve datalar yazılan program ile toplanmaktadır.

Kılcal boru çıkışına doğru soğutkanın iki fazlı akım gelişimi Phantom V5.1 marka hızlı kamera ile görüntülenmiştir. Görüntüleme sırasında Streamlight-Stinger led ışık kaynağı kullanılmıştır. Şekil 4.13'te kullanılan bu cihazlar görülmektedir. Çekimler 512*128 çözünürlükte 16200 FPS'de (Frame per second) yapılmıştır.



Şekil 4. 12 34970A Data Logger



Şekil 4. 13 Hızlı kamera ve soğuk ışık kaynağı

4.2.2 Kalibrasyon İşlemleri

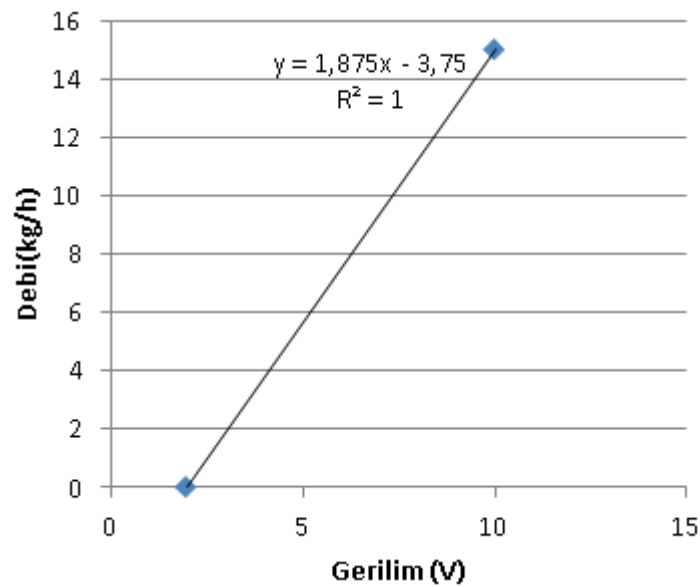
Sıcaklık ve sinyal hatları, Arçelik Kalibrasyon Merkezi tarafından Şekil 4.14'te görülen Fluke marka kalibratör ile kalibre edilmiştir.

Debimetre kalibrasyon sertifikası cihaz ile beraber gelmiştir ve ilgili sinyal değerlerine göre debi değerini veren eğri Şekil 4.15'te verilmiştir.

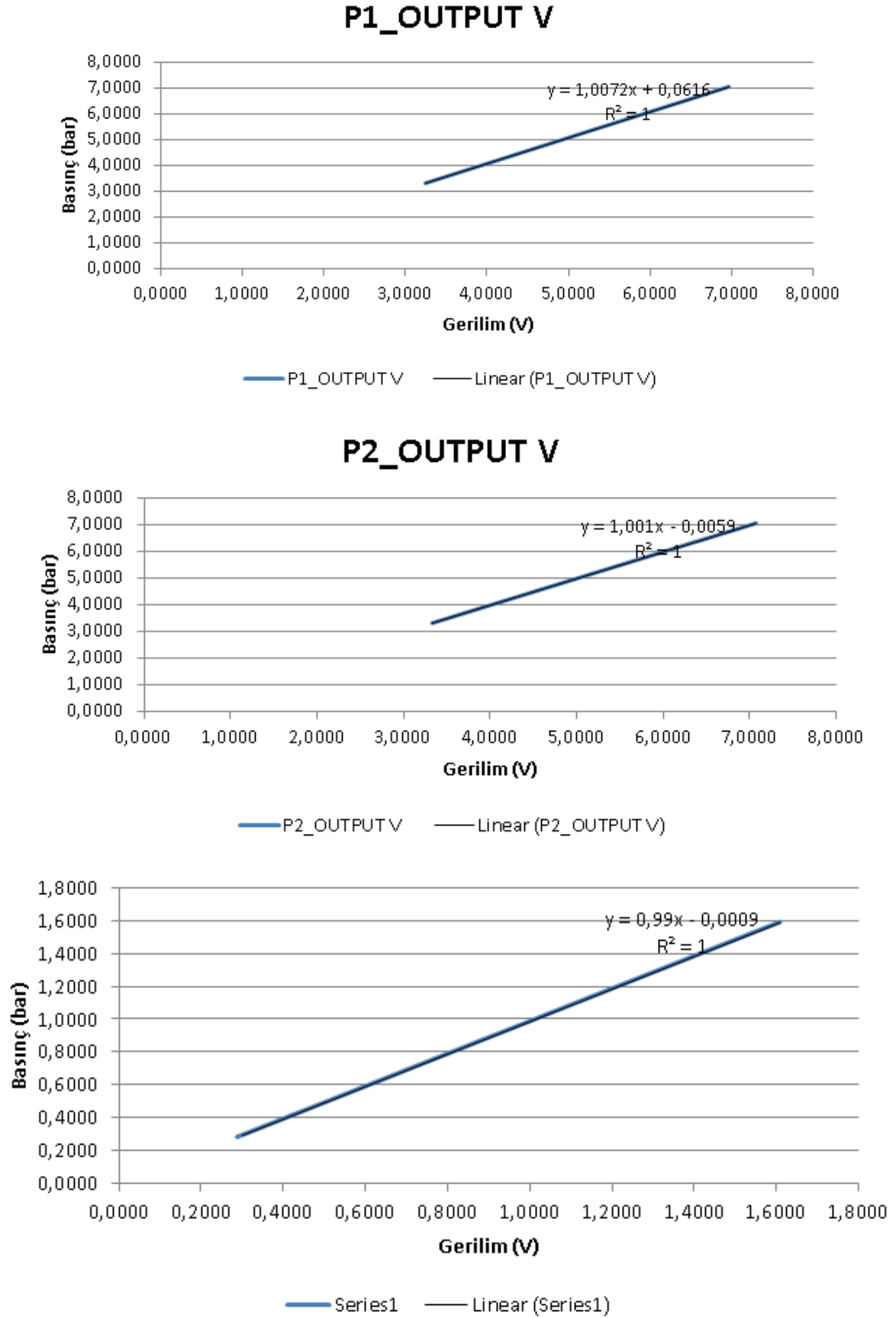
İki tane yüksek doğrulukta ölçüm yapan kalibrasyon sertifikalı basınç transdüseri tedarik edilmiştir. Bu basınç transdüserleri kullanılarak sistemde kullanılan diğer 3 adet basınç transdüserinin kalibrasyonu yapılmıştır. Bunların sinyal - basınç eğrileri Şekil 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4. 14 Fluke marka kalibratör



Şekil 4. 15 Debimetre sinyal debi ilişkisi



Şekil 4. 16 Basınç trasndüserleri sinyal-basınç ilişkisi

4.2.3 Deney Düzeneği Yapısı

Kurulan deney düzeneğinde kompresör emdiği buhar fazındaki soğutkanı, sisteme basmaktadır. Sıcaklık kontrol cihazı ile ısıtılan yağ ayırıcına gelen soğutkan içindeki yağ, yalıtımlı olan yağ ayırıcıdan geçerken ayrılmaktadır. Sonrasında yalıtımlı boru içerisinde kızgın buhar halinde bulunan soğutkan 1. su banyosundaki ısı değiştiriciye girmektedir. Bu kısımda sistemin soğutkan yoğunlaşma basıncı ayarlanmaktadır. 1. su banyosunu geçtikten sonra soğutkan, 2. su banyosuna girmektedir. Bu su banyosunda soğutkanın tamamının sıvı fazda garanti altına alınması ve sıvı soğutkanın sıcaklığını kontrol etmek amaçlanmaktadır. Ardından sıvı fazda bulunan soğutkan, yalıtımlı boru içerisinden geçer ve yüksek doğrulukta debi ölçümü yapan sıvı debimetresine girmektedir. Debimetreyi geçen soğutkan kılcal boruya girmeden önce dışı yalıtımlı ve ısıtıcı sarılan borudan geçmektedir. Bu kısımda soğutkanın nihai kılcal boru giriş sıcaklığını ayarlamak için ısıtıcının çalışmasını kontrol eden bir dijital termostat bulunmaktadır. Sonrasında sıvı fazda bulunan soğutkan, yalıtımla kaplanmış kılcal boruya girmektedir. Kılcal boru içinde meydana gelen soğutkan sürtünme kayıpları nedeni ile soğutkanın basıncı kılcal boru boyunca düşmektedir ve soğutkan basıncının doymuş buhar basıncına erişmesiyle birlikte soğutkan içerisinde kaynama başlamaktadır. Bakır kılcal boru sonuna eklenen dikey cam kılcal boru içinde soğutkanın kabarcıklı akışı ve akışın gelişimi hızlı kamera ile görüntülenmiştir. Cam kılcal boru sonrasında soğutkan iki fazlı olarak 3. su banyosundaki ısı değiştiriciye girmektedir. Burada soğutkan buharlaşmakta ve kompresör dönüş borusuna doğru emilmektedir. Oluşturulan deney düzeneği sayesinde kılcal boru giriş şartları kontrol edilerek R600a soğutkanının kılcal boru içindeki akışı incelenmiştir.

4.2.4 Deney Düzeneği Kontrolü

Deney düzeneğinde kılcal boru giriş basıncı, aşırı soğuma miktarı gibi giriş koşulları, manuel olarak ısıtıcı ve su banyolarının dijital termostatları ile kontrol edilmiştir. Su banyosunun çok düşük salınımlı ve stabil olması deney koşullarının sağlıklı bir şekilde ayarlanmasına olanak sağlamıştır.

Deney düzeneğinde test bölgesi tasarımı gereği, testi gerçekleştirilen kılcal boru sistemden çıkarılıp, bir sonraki test edilecek kılcal boru düzeneğe takılabilmektedir. Kılcal boru sisteme takıldıktan sonra tüm sistem vakum edilip uygun miktarda R600a gazı şarj edilmiştir. Aşırı

soğuma miktarını ayarlarken, küçük miktarlarda şarj eksiltme veya artırma işlemleri yapılmıştır.

Deney düzeneğinin bulunduğu ortam sıcaklığı iklimlendirme sistemi ile şartlandırılmış olup ortalama 25,5°C (±0,5°C salınımlı) olarak ölçülmüştür.

4.3 Deney Tasarımı

Hem endüstriyel çalışmalarda, hem de akademik çalışmalarda ekonomik kaynakların kısıtlı olması ve kısa sürede sonuca ulaşmak istenmesi nedeniyle; mümkün olduğunca az deney ile ulaşılabilecek maksimum bilginin elde edilmesi deneysel çalışmalar açısından oldukça kritiktir. Buna ek olarak bir deney düzeneğinde faktör sayısının çok fazla olduğu durumlarda ve/veya her faktör için deney süresinin çok uzun olduğu zamanlarda deneylerin sistematik olarak gerçekleştirilmesi büyük önem taşımaktadır. Bu amaçla kullanılan “deney tasarımı (DOE - Design of Experiment)”, eş zamanlı olarak çoklu değişkenin çıktı üzerindeki etkisinin araştırılmasına olanak sağlamaktadır. Bu sayede, deneylerde amaca yönelik birkaç değişik düzeyde testler tekrarlanarak, çıktının değişimi incelenmektedir[64].

4.3.1 Ölçüm belirsizliği analizi

Ölçüm belirsizliği analizi, bir deney sisteminin, ölçülecek parçaları anlamlı tolerans değerleri içinde değerlendirip değerlendiremeyeceğinin kararının verilebilmesi için yapılan bir inceleme ve analiz çalışmasıdır. Bu çalışmada ölçülen parçalar, ölçüm sistemi ve operatörler değerlendirilmektedir.

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_o^2} \quad (4.1)$$

Ölçüm sisteminin standart sapması, ölçülen parçanın standart sapması ile operatörün standart sapmasına bağlıdır[65].

$$\sigma_t^2 = \sigma_p^2 + \sigma_m^2 \quad (4.2)$$

$$\%R\&R = \frac{\sigma_m}{\sigma_t} \times 100 \quad (4.3)$$

Ölçüm sisteminin tekrarlanabilirliği ve yeniden üretilebilirliğinin (%R&R) sapma yüzdesi ölçüm sisteminin standart sapması ve toplam standart sapmaya bağlı olarak değişmektedir[65].

Tez çalışmasında öncelikle kurulan test düzeneği için ölçülen ana büyüklükler dikkate alınarak ölçüm belirsizliği analizleri yapılmıştır. Ölçüm belirsizliği analizleri başarı ile sağlandıktan sonra sağlıklı ölçüm yapıldığı teyit edilmiş ve ardından iki düzeyli, orta noktalı ve tam faktöriyel deney tasarımı kurularak deneyler başlatılmıştır.

Tam faktöriyel testlerde, tüm faktör düzeyleri kombinasyonunda çıktı değeri ölçülmektedir. İki düzeyli tam faktöriyel tasarımlarda incelenen her faktörün minimum ve maksimum olmak üzere iki düzeyi mevcuttur. Tasarıma orta nokta eklenmesi ise faktörler arasında eğrisellik olup olmadığının belirlenmesini sağlamaktadır. Eğer tasarımın merkezinde bir eğrisellik varsa, buradaki değer, yani tasarımın çıktısı, faktörlerin minimum ve maksimum noktalarını birleştiren doğru üzerinde bulunmayacaktır. Özellikle iki seviyeli deney tasarımlarında eğriselliğin incelenmesi çok önemlidir[65].

4.3.2 Hipotez Test

Yapılan analizin amacı, deney çıktısı üzerinde etkili faktörlerin ve bu faktörlerin etkilerinin seviyesinin belirlenmesidir. Bu nedenle analizin başında hipotez testleri oluşturulmaktadır. Hipotez testleri, sıfır ve alternatif hipotezler olmak üzere (sırasıyla H_0 ve H_A) iki adet savın incelenmesini temel almaktadır. Sıfır hipotezi incelenen etkinin ihmal edilebilir olduğunu, alternatif hipotez ise incelenen etkisinin ihmal edilemeyeceğini savunmaktadır. Hipotez testi için kurulan H_0 ve H_A hipotezlerinden hangisinin kabul edilebilir olduğuna karar verilmesinde p değerinden (olasılık değeri) faydalanılmaktadır. Analiz sonucunda her bir faktör ve etkileşimleri için elde edilen olasılık değerleri önceden kabul edilen α riski ile karşılaştırılarak incelenen faktör ve etkileşimlerinin çıktı üzerinde etkili olup olmadığına karar verilmektedir. α riski, verilen karar ile alınacak riski belirtmekte ve çalışılan güven aralığını ifade etmektedir. Risk seviyesi, çalışılan konuya bağlı olarak belirlenmektedir. Endüstriyel alanların bir çoğunda risk düzeyi %5 seviyesinde kabul edilmektedir. Buna göre;

- $p > \alpha$ ise; H_0 (Her $\tau_i = 0$) hipotezini reddetmeme kararı alınmalıdır. Yani, τ faktörünün çıktı üzerinde etkisinin olmayabileceği, etkili denmesi durumunda alınacak riskin kabul edilen güven aralığının dışında olacağı söylenebilmektedir.
- $p < \alpha$ ise; H_A (En az bir $\tau_i \neq 0$) hipotezini kabul etme kararı alınır. Yani, τ faktörünün çıktı üzerinde etkisi olduğu, bu durumda alınacak riskin kabul edilebilir seviyede olduğu söylenebilmektedir.

Hipotez testi sonuçlarına göre değerlendirilen tam faktöriyel deney tasarımı ile bağımsız faktörlerin ve etkileşimlerinin çıktı üzerinde etkisinin olup olmadığına, etkili faktörlerin kurulacak modelde etki katsayıları ile karar verilir[65]. Deney tasarımı oluşturulması ve deney analiz işlemleri Minitab 16 yazılım programından faydalanılarak yapılmıştır.

4.3.3 Deney Tasarımı

Literatür araştırması sonucunda kılcal boru soğutkan akışını etkileyen temel parametreler göz önüne alınarak girdiler ve çıktılar belirlenmiştir. Bu kapsamda 3 adet faktörün farklı düzeylerde kılcal boru içinde soğutkan iki fazlı akım gelişimine, sistem içerisindeki soğutkan debisine ve kılcal boru içindeki basınç kaybına etkisi incelenmiştir. Kontrol edilen faktörler ve düzeyleri aşağıda Çizelge 4.1’de verilmiştir. 0,84 mm iç çapında kılcal boruda 3 faktör, bir faktörü 4 düzeyli, diğerleri 3 düzeyli olmak üzere 36 adet (4x3x3) deney tasarlanmıştır.

Çizelge 4. 1 Deney düzeneğinde değişen faktörler

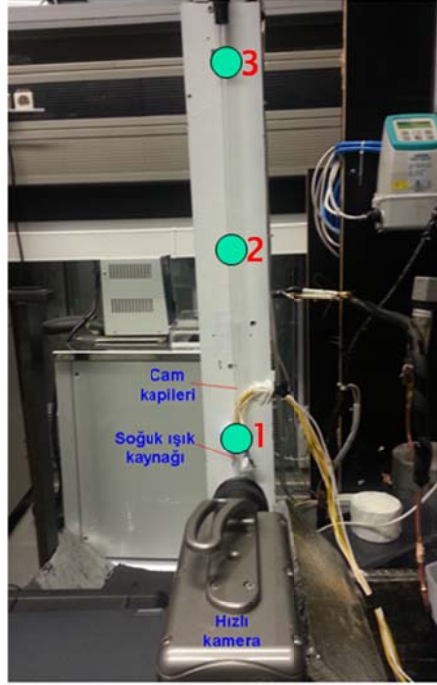
D(mm)	0,84			
L(mm)	2250	2750	3250	3750
P _i (bar)	4,3	4,8	5,3	
ΔT(K)	3	4	6	

4.4 Kılcal Boru İçinde Akış Görselleme Çalışmaları

Ölçüm sistem analizi çalışmaları tamamlandıktan sonra düzeneğin üzerinde farklı şartlarda iki fazlı akımın gelişimi görüntülenmiştir. Her kılcal boru boyunda, dikey kılcal borunun son 1 metresinde belirlenen 3 noktada (25-50-75 cm) farklı kılcal boru giriş şartlarındaki boru içinde gelişen akım tipleri hızlı kamera ile görüntülenmiştir. Cam kılcal boru üzerinde görüntülenen bölgeler Şekil 4.17’de verilmiştir.

Şekil 4.18’de aynı kılcal boru boyu ve giriş basıncı durumlarında farklı aşırı soğuma miktarlarında dikey kılcal boru içinde iki fazlı akımın gelişimi görülmektedir. Şekil 4.18a’da görüldüğü üzere akış içerisinde kabarcık oluşumu gerçekleştikten sonra basınç düşüşünün etkisi ile kabarcıklar büyüyüp birleşip kurşun tipi akışa dönüşmektedir. Akış ilerledikçe halkasal akış tipine dönüşmektedir.

Görüntüler incelendiğinde Şekil 4.18b’de aşırı soğuma miktarı azaldıkça, soğutkanın daha kısa mesafede iki fazlı akıma geçtiği ve görüntülenen ilk yerde kabarcıklı akış tipi yerine halkasal akış tipi görülmektedir.

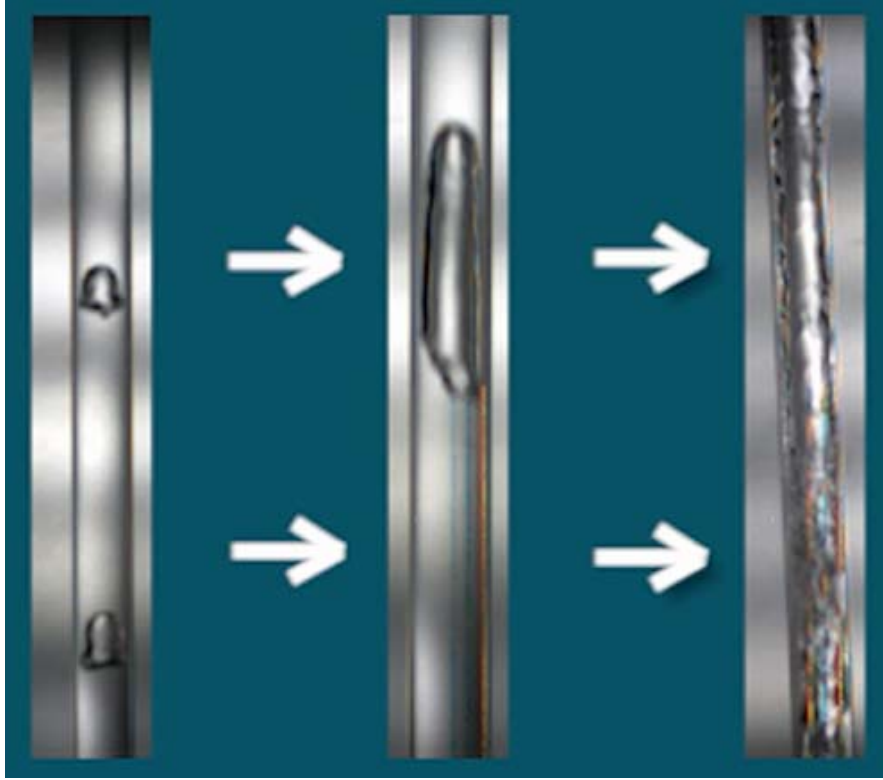


● Görüntülenen bölgeler

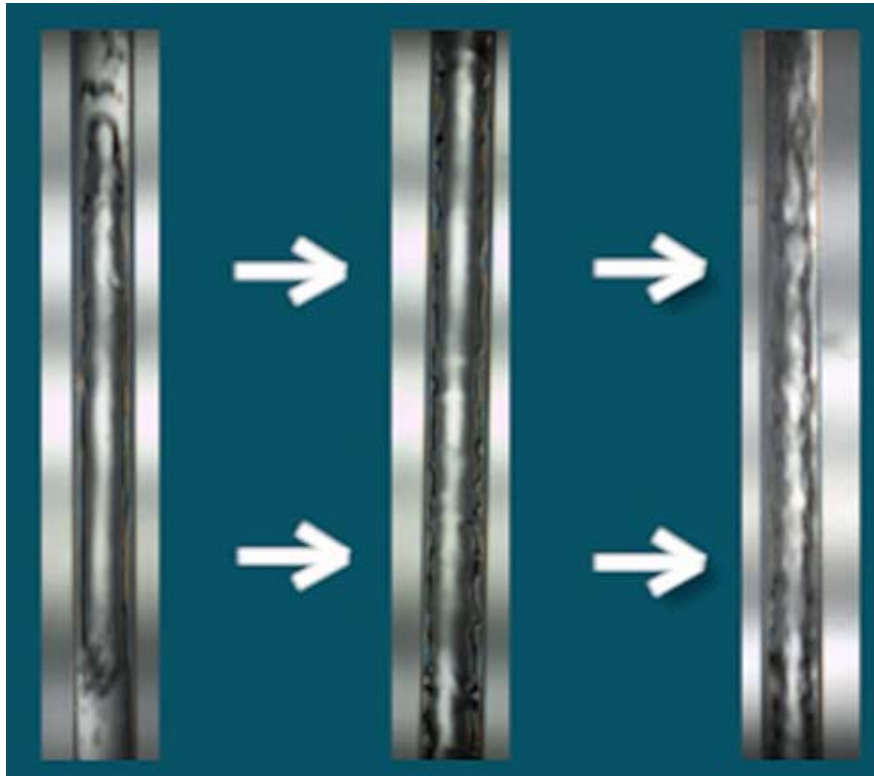
Şekil 4. 17 Cam kılcal boru test bölümü

Şekil 4.19’da aynı kılcal boru boyu ve aşırı soğuma miktarlarında farklı kılcal boru giriş basıncı durumlarında dikey kılcal boru içinde iki fazlı akımın gelişimi görülmektedir. Görüntüler incelendiğinde kılcal boru giriş basıncı arttıkça, soğutkanın daha kısa bir mesafede iki fazlı akıma geçtiği anlaşılmaktadır. Kılcal boru giriş basıncı arttıkça, soğutkan debisi de artmakta, bunun da kılcal boru içerisinde soğutkanın daha erken kaynamasına neden olduğu düşünülmektedir.

Şekil 4.20’de aynı kılcal boru giriş basıncı ve aşırı soğuma miktarında farklı kılcal boru boyu durumlarında dikey kılcal boru içinde iki fazlı akımın gelişimi görülmektedir. Görüntüler incelendiğinde kılcal boru boyu arttıkça, soğutkanın çıkışa uzak bir mesafede iki fazlı akıma geçtiği anlaşılmaktadır.

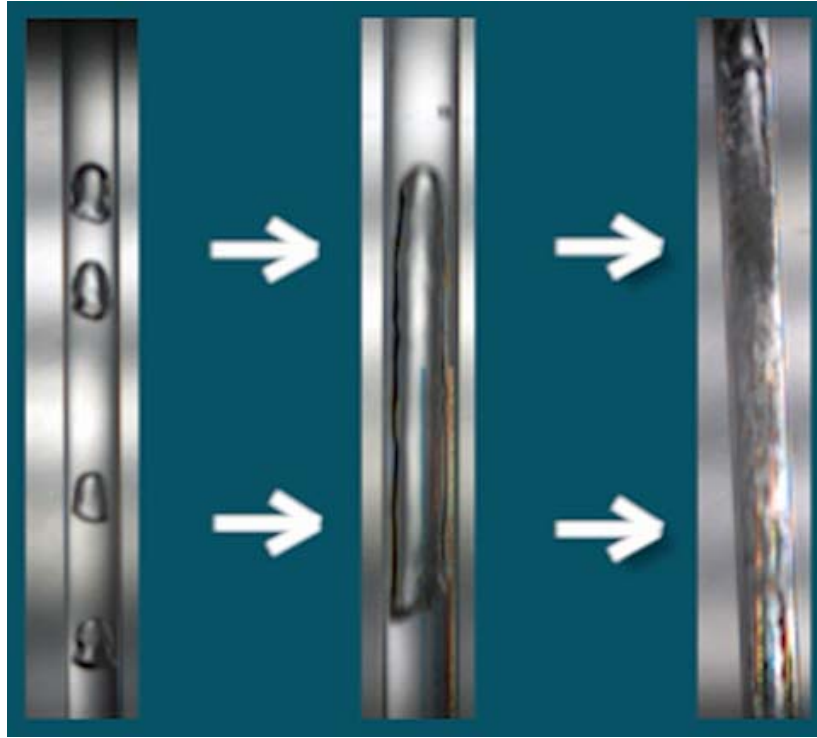


(a)

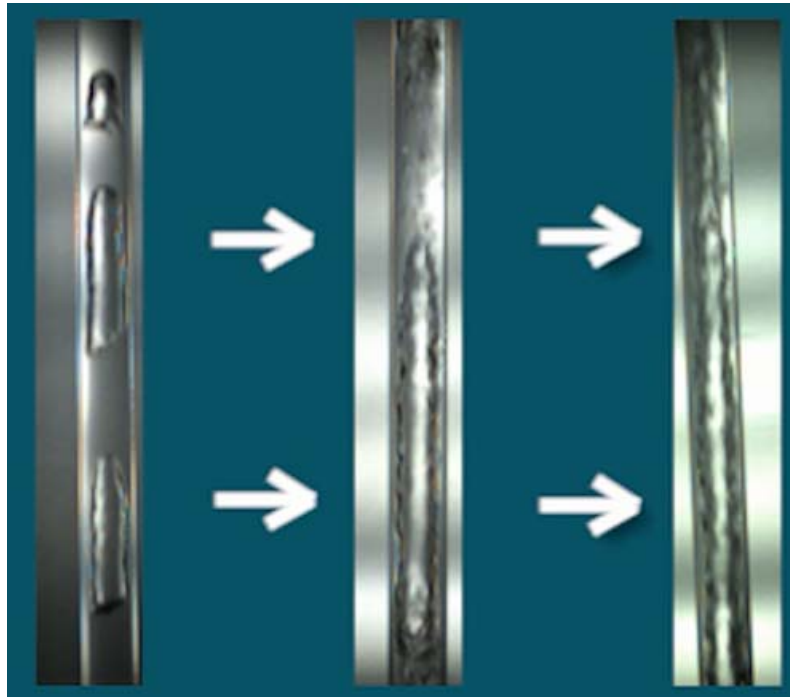


(b)

Şekil 4. 18 a) $P_i=4,3$ bar, $\Delta T=6K$, $L=2750mm$, b) $P_i=4,3$ bar, $\Delta T=2K$, $L=2750mm$

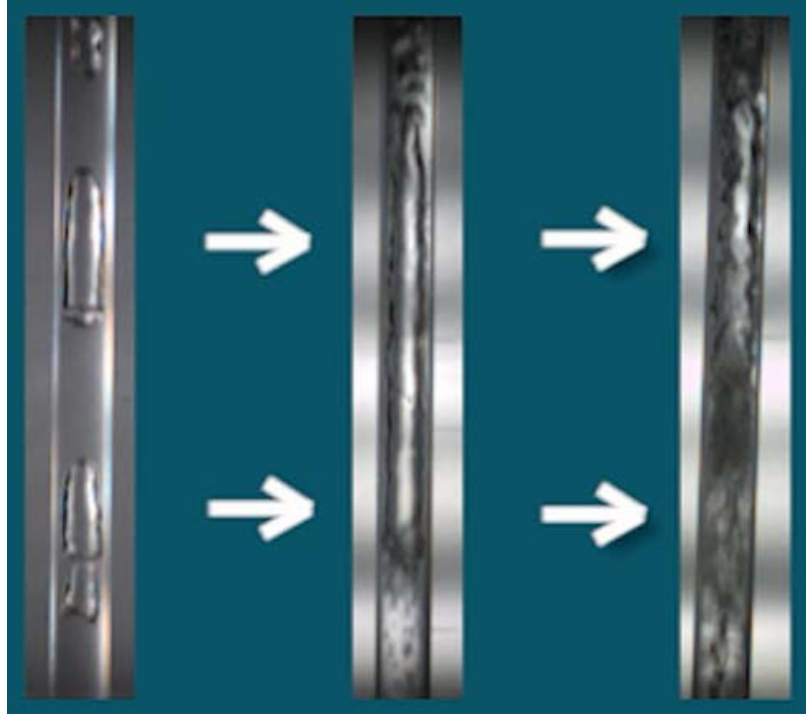


(a)

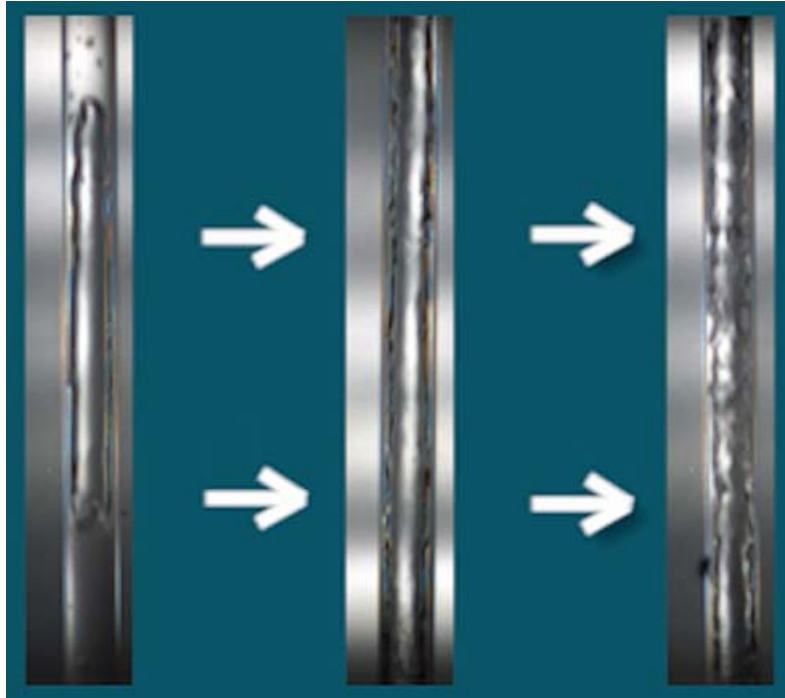


(b)

Şekil 4. 19 a) $P_i=4,3$ bar, $\Delta T=6K$, $L=2750mm$, b) $P_i=5,3$ bar, $\Delta T=6K$, $L=2750mm$



(a)



(b)

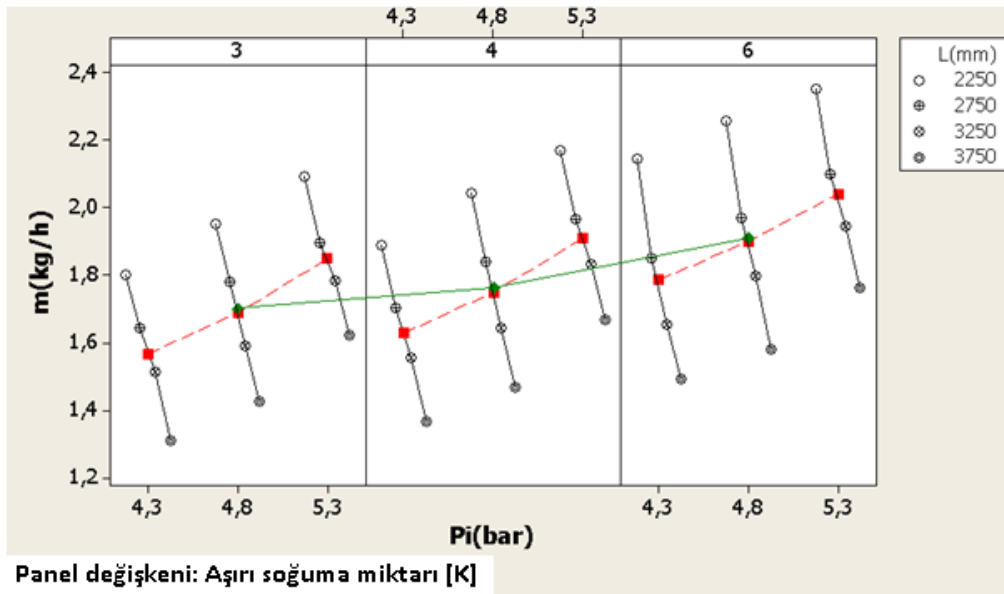
Şekil 4. 20 a) $P_i=4,8$ bar, $\Delta T=4K$, $L=2250mm$, b) $P_i=4,8$ bar, $\Delta T=4K$, $L=2750mm$

Deney düzeneğinde değişen faktörlerin sistem içerisindeki soğutkan debisine ve kılcal boru içindeki basınç kayıplarına etkisi aşağıda grafiklerle özetlenmiştir. Deney sonuçlarının hepsi tablo halinde ekler kısmında verilmiştir.

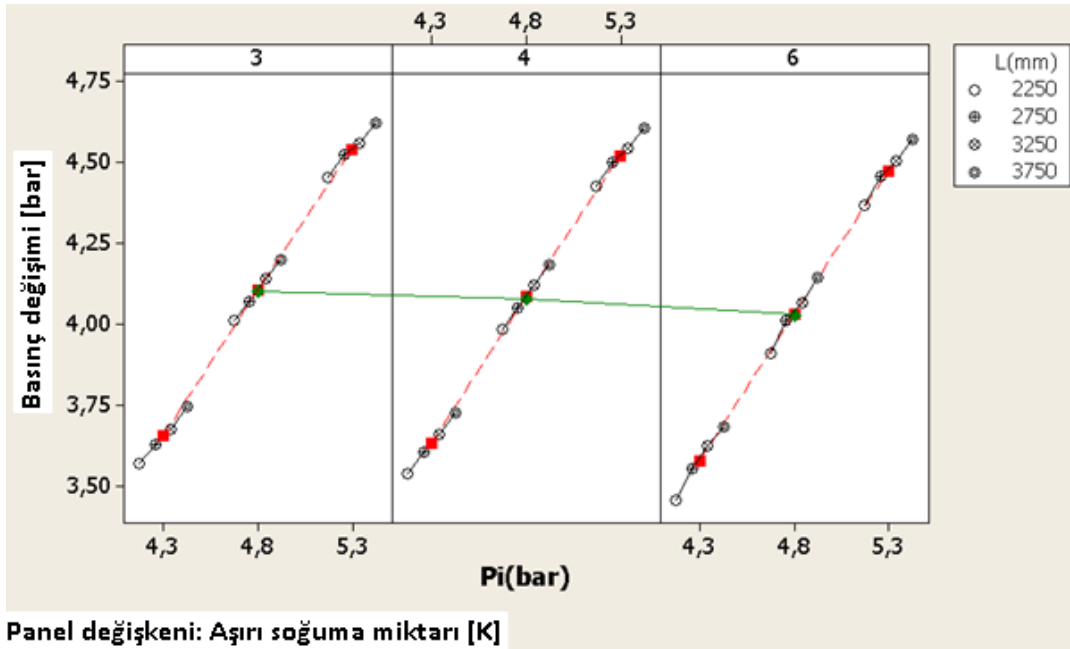
Şekil 4.21'e bakıldığında aynı kılcal boru giriş basıncı ve aşırı soğuma miktarında, kılcal boru boyu arttıkça çevrimde dönen soğutkan debisinin doğrusala yakın bir şekilde azaldığı görülmüştür. Kılcal boru boyu uzadıkça iki fazlı akım boyu uzamakta ve iki fazlı akım tarafında basınç düşüşü ivmelenerek gerçekleştiği için akıma karşı koyan kuvvet artmaktadır. Bu da debide düşüşe neden olmaktadır.

Aynı kılcal boru boyu ve aşırı soğuma miktarında, kılcal boru giriş basıncı arttıkça debi miktarının doğrusala yakın bir şekilde arttığı teyit edilmiştir. Basınç arttıkça soğutkan debisi artmakta ve dolaylı olarak soğutkan iki fazlı akım boyu uzamaktadır. Bu durum daha yüksek basınç kaybına işaret etmektedir, ancak debi artmıştır. Bu durumda giriş basıncı etkisinin, artan sürtünmeye kıyasla daha baskın olduğu söylenebilir.

Aynı kılcal boru boyu ve giriş basıncında, aşırı soğuma miktarı arttıkça soğutkanın kütleli debisi küçük bir eğimde de olsa artmaktadır. Örneğin aşırı soğuma miktarının 3 K'den 6 K'e yükselmesi durumunda soğutkan debisi yaklaşık %11 artmaktadır. Kılcal boru giriş sıcaklığı düştükçe soğutkanın tek fazlı akım boyu uzamakta ve dolayısı ile maruz kalınan sürtünme etkileri azalmaktadır. Bu da debinin artmasına sebep olmaktadır.



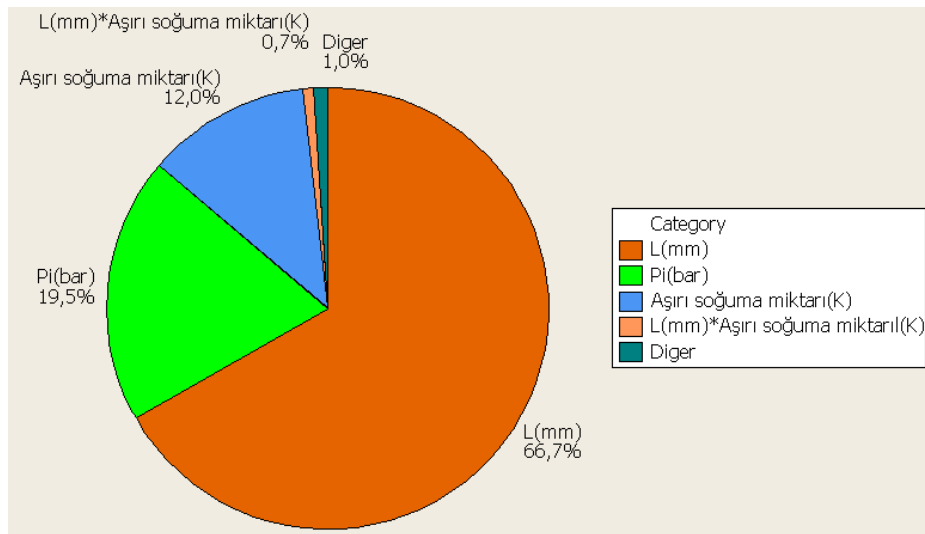
Şekil 4. 21 Kılcal boru boyu, giriş basıncı ve aşırı soğuma miktarının debiye etkisi



şekil 4. 22 Kılcal boru boyu, giriş basıncı ve aşırı soğuma miktarının basıncı düşümüne etkisi

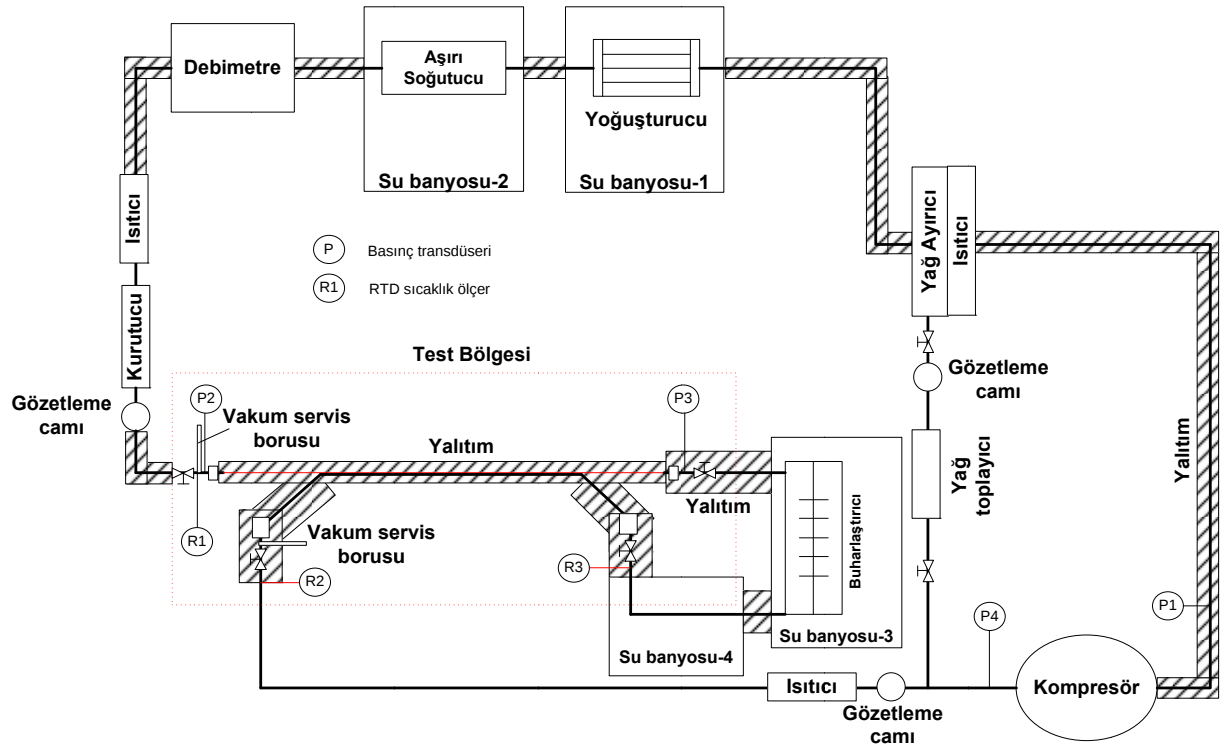
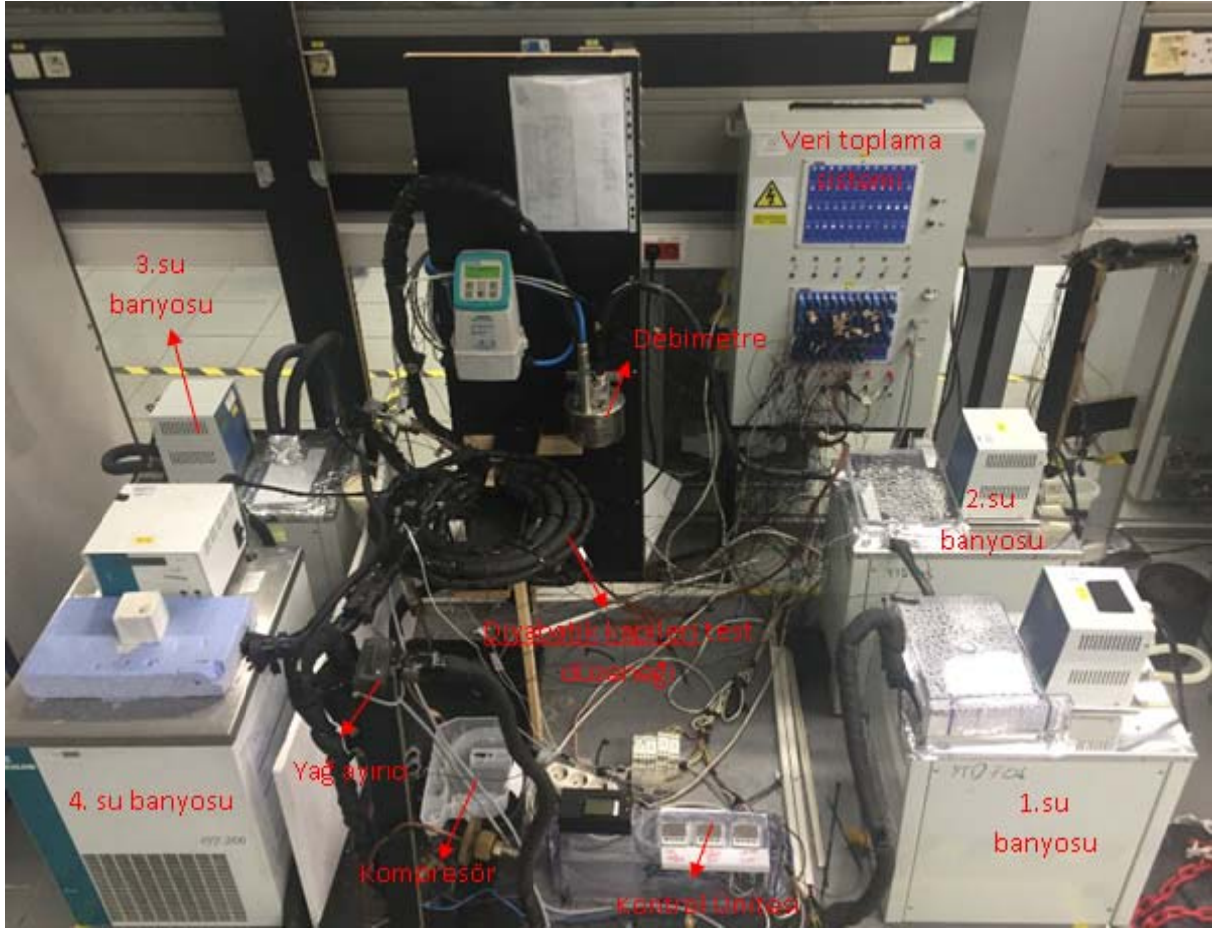
şekil 4.22'ye bakıldığında aynı kılcal boru giriş basıncı ve aşırı soğuma miktarında, kılcal boru boyu arttıkça kılcal boru içindeki basıncı düşüşünün arttığı deneysel olarak belirlenmiştir. Aynı kılcal boru boyu ve aşırı soğuma miktarında, kılcal boru giriş basıncı arttıkça benzer şekilde basıncı düşüşünün arttığı gözlemlenmiştir. Aynı kılcal boru boyu ve giriş basıncı durumunda, aşırı soğuma miktarı arttıkça basıncı düşüşünün az da olsa azaldığı tespit edilmiştir.

şekil 4.23'te debiyi etkileyen faktörlerin etki dağılımları verilmiştir. Buna göre incelenen faktörler arasında debiyi en çok etkileyen parametre kılcal boru boyu olarak belirlenmiştir. Diğer iki etkili parametre sırasıyla kılcal boru giriş basıncı ve aşırı soğuma miktarıdır.



şekil 4. 23 Debiyi etkileyen faktörlerin etki dağılımları

4.5 Diyabatik Kılcal Boru Deney Düzeneği Kurulumu



Şekil 4. 24 Kurulan diyabatik kılcal boru deney düzeneği resmi ve şematik görünümü

Şekil 4.24'te cam kılcal boru deney düzeneğinin revize edilmesi ile kurulan diyabatik kılcal boru deney düzeneği resmi ve şematik görünümü görülmektedir. Bitişik tipte diyabatik kılcal boru eşanjör grubu yerleşimine uygun olacak şekilde test bölgesi revize edilmiştir. Kılcal boru girişinde bulunan 1 adet RTD'ye ek olarak soğutkanın eşanjör giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için 2 adet RTD daha eklenmiştir. Eşanjör giriş sıcaklığını kontrol edebilmek amacıyla buharlaştırıcı ile kompresör arasına konumlanan 0,30 m² yüzey alanında ısı değiştirici, sıcaklığı kontrol edilebilen hassas salınlımlı su banyosuna yerleştirilmiştir. Böylece kılcal boru eşanjör girişindeki kızgın buharın sıcaklığı kontrol altına alınmış, hem de R600a soğutkanın buhar fazı garanti altına alınmıştır.

Oluşturulan deney düzeneği sayesinde kılcal boru giriş şartları kontrol edilerek R600a soğutkanının kılcal boru içindeki akışı incelenmiştir.

4.5.1 Deney Düzeneği Yapısı

Deney düzeneği yapısı 4.2.3 bölümünde açıklanmıştı. Bu bölümde anlatılana ek olarak soğutkan buharlaştırıcı çıkışından geçtikten sonra 4. su banyosuna bulunan ısı değiştirici borudan geçirilir ve böylece kızgın buhar sıcaklığı şartlandırılabilir. Ardından şartlandırılan soğutkan, kılcal boru eşanjör borusundan geçip ısınır ve kompresöre emilir. Bu yapıda soğutkan kılcal boru eşanjör bağlantısından geçerken kılcal boru içindeki soğutkanın entalpisi ve kuruluk derecesi düşmektedir.

4.5.2 Deney Düzeneği Kontrolü

Deney düzeneğinde kılcal boru giriş basıncı, aşırı soğuma miktarı, eşanjör giriş sıcaklığı gibi giriş koşulları, manuel olarak ısıtıcı ve su banyolarının dijital termostatları ile kontrol edilmiştir.

Kılcal borunun fiziksel özelliklerinin değişimi test bölgesine yeni kılcal boru gruplarının yerleştirilmesiyle sağlanmıştır. Böylece eşanjör konumu ve boyu, kılcal boru çapı ve boyu gibi parametrelerin kılcal boru içerisindeki R600a soğutkan akışına etkisi incelenmiştir.

4.5.3 Deney Tasarımı

Kurulan deney düzeneğinde belirlenen 7 adet faktörün (kılcal boru giriş basıncı(bar), aşırı soğuma miktarı(K), kılcal boru iç çapı(mm), kılcal boru boyu(m), kılcal boru eşanjör boyu(m), kılcal boru eşanjör konumu(baş/son), kılcal boru eşanjör giriş sıcaklığı(°C)) 6,3 mm dış

apında bakır emiş hattına lehimle bitişik tipte karşıt akışlı bakır yatay kılcal borunun içinden akan R600a soğutkanın akış karakteristiklerine etkisinin incelenmesi hedeflenmektedir. Bu kapsamda ev tipi soğutucuların çalışma şartları da dikkate alınarak diyabatik kılcal boru tasarım kriterleri ve bunların düzeyleri belirlenmiştir (izelge 4.2).

Değişkenlerin tekli etkilerine ek olarak ikili ve çoklu etkilerini de değerdendirebilmek için istatistiki metot olan 2 seviyeli full faktöriyel deney tasarımı yapılmıştır. Orta noktalarda dikkate alınarak tam faktöriyel deneyler ile birlikte toplamda 130 adet deney tanımlanmıştır. Deney tasarımı yapılan final tablo analiz edilerek ana etkiler ve ikili/çoklu etkiler tespit edilecektir.

Çizelge 4. 2 Diyabatik kılcal boru tasarım kriterleri ve düzeyleri

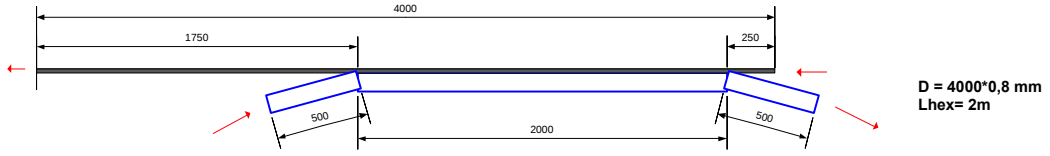
Faktörler ve seviyeleri			ıktılar
L(mm)	2600	4000	-Soğutkan kütle debisi -Kılcal boru basınç kaybı -Eşanjör ıkış sıcaklığı -Kılcal boru boyunca değişen sıcaklık eğrişi
P_i (bar)	4,3	5,3	
ΔT (K)	4	8	
D(mm)	0,8	0,6	
L_{hex} (m)	1,0	2,0	
Hex_{konum}^*	baş	son	
$T_{hex,i}$ (°C)	0	15	

*Kılcal boru üzerinde eşanjör konumu başta ise kılcal boru adyabatik giriş uzunluğı 25 cm ardından eşanjör hattı başlamaktadır. Kılcal boru üzerinde eşanjör konumu sonda ise kılcal boru sonundan 25 cm önce eşanjör konumlanmaktadır. (şekil 4.25’de gösterildiği gibi)

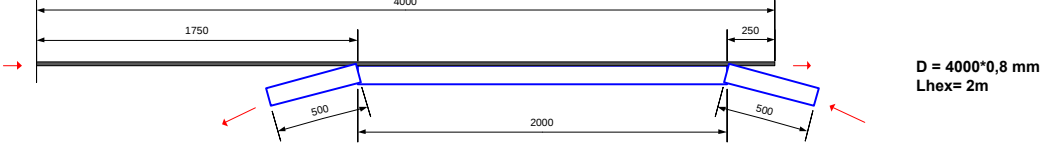
4.5.4 Deney Numuneleri

Deney tasarımı yapıldıktan sonra deneyleri yapılacak kılcal borularda, dönüş borusu ile kılcal boruların düzenlemeleri ters akışlı olacak şekilde tasarlanmış ve farklı çaplarda/boylarda imal edilmiştir. Üretici firma verilerine göre kılcal boru iç çap toleransı ± 0.01 mm’dir. Üretilen kılcal boruların şematik görünümleri şekil 4.25’te görölmektedir. Diyabatik kılcal borular bakır malzemeden olup bakır dönüş borusu üzerine lehimli halde temas etmektedirler.

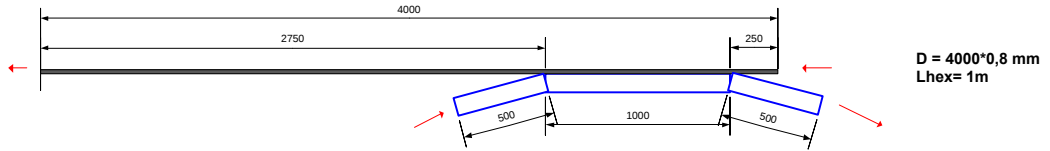
1.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR BAŞTA)



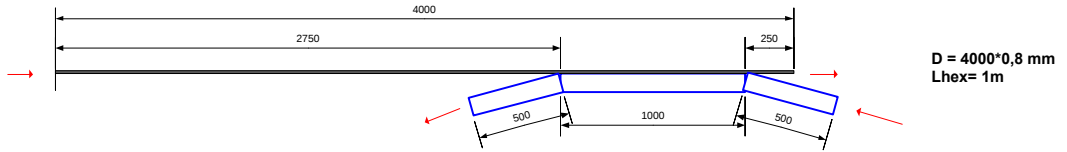
2.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR SONDA)



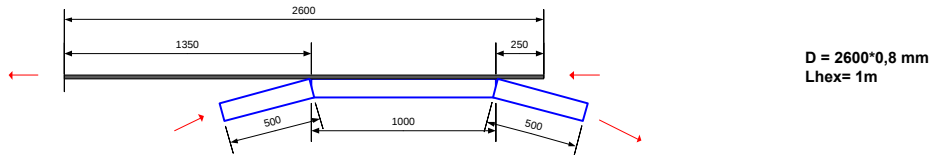
3.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR BAŞTA)



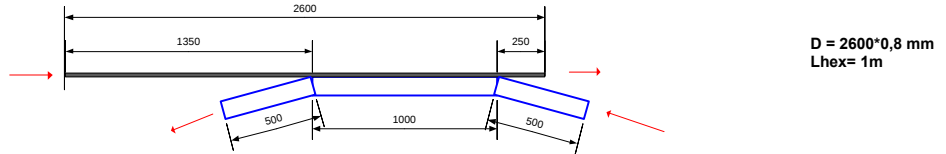
4.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR SONDA)



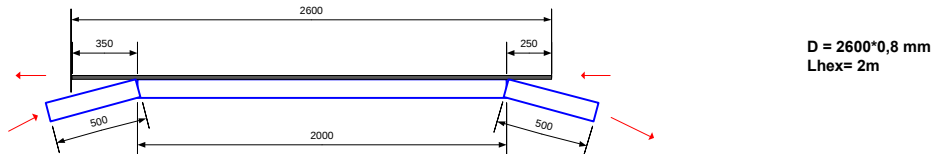
5.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR BAŞTA)



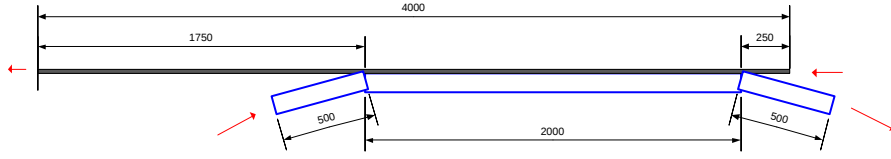
6.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR BAŞTA)



7.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR BAŞTA-SONDA)

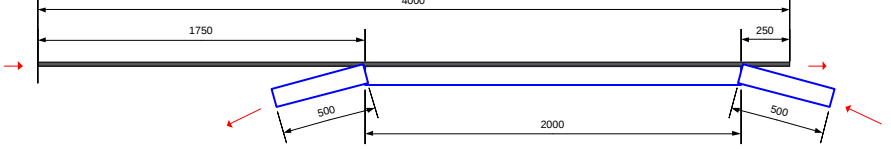


8.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR BAŞTA)



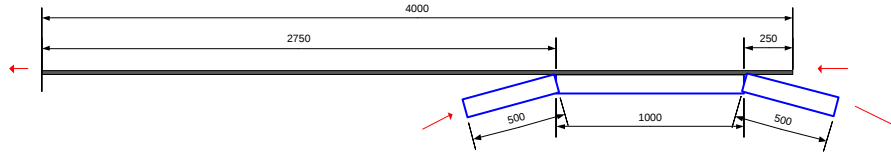
D = 4000*0,6 mm
Lhex= 2m

9.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR SONDA)



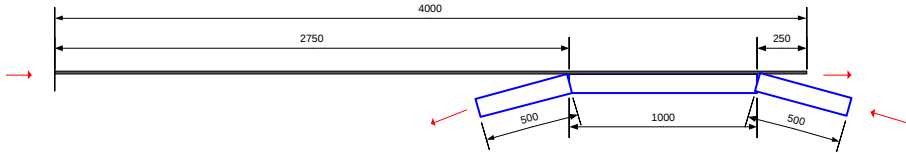
D = 4000*0,6 mm
Lhex= 2m

10.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR BAŞTA)



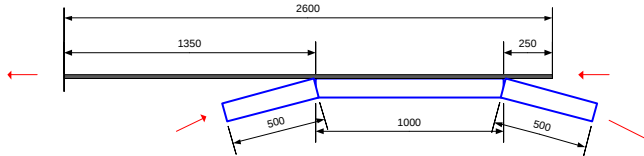
D = 4000*0,6 mm
Lhex= 1m

11.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR SONDA)



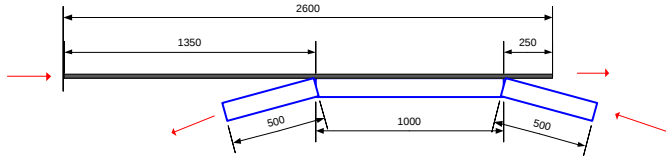
D = 4000*0,6 mm
Lhex= 1m

12.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR BAŞTA)



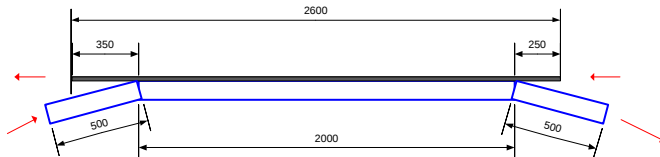
D = 2600*0,6 mm
Lhex= 1m

13.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR BAŞTA)



D = 2600*0,6 mm
Lhex= 1m

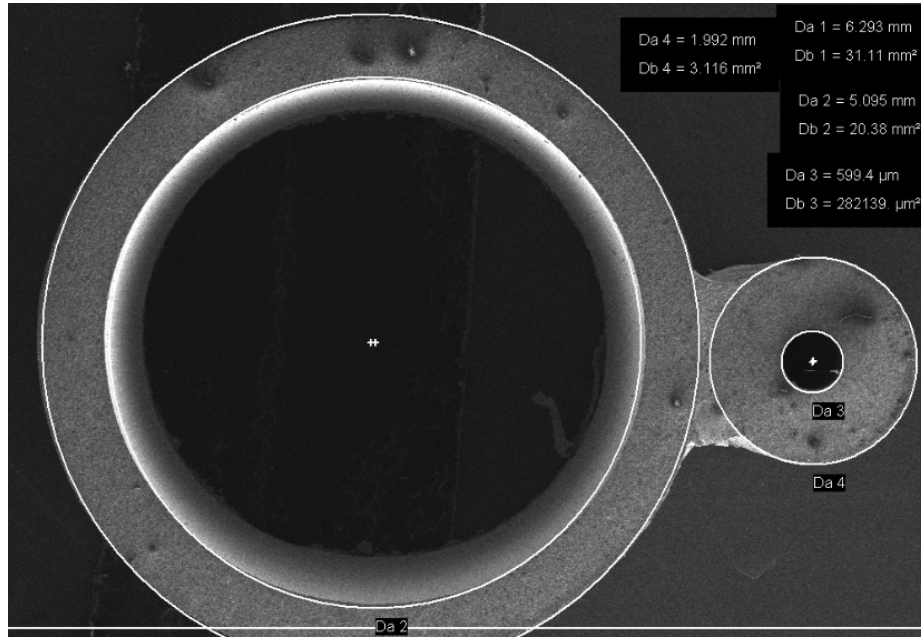
14.DİYABATİK KAPİLERİ BORU (LEHİMLİ EŞANJÖR BAŞTA-SONDA)



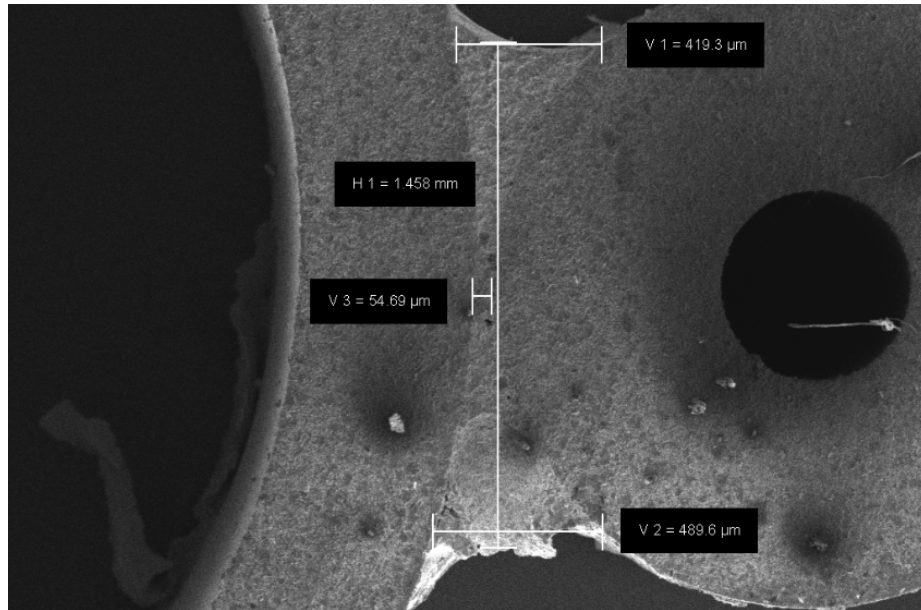
D = 2600*0,6 mm
Lhex= 2m

Şekil 4. 25 Diyabatik kılcal boru grupları

Kılcal boru ve eşanjör boru çaplarını netleştirmek ve eşanjör ile kılcal boru arasındaki lehim ölçülerini (genişlik, kalınlık) belirlemek için her bir kılcal borudan numuneler kesilmiş ve bunların kesit alanı optik yöntemle ölçülmüştür. Her bir numune 30 kata kadar büyütülmüş ve bilgisayar destekli program ile uzunluklar elde edilmiştir. Uzunluk ölçümü yapılan kılcal borulardan birinin büyütülmüş optik resimleri Şekil 4.26 ve 4.27’de görülmektedir. İlk resim kılcal boru ve eşanjör borunun iç ve dış çap ölçülerini göstermektedir. İkinci resim ise kılcal boru ile eşanjör boru lehim bağlantısı ölçülerini göstermektedir.



Şekil 4. 26 Kılcal boru ve eşanjör çap uzunluk ölçümleri



Şekil 4. 27 Kılcal boru grubu lehim genişliği ve kalınlığı ölçümleri

Kılcal boru pürüzlülük katsayısını ölçmek için her bir kılcal borudan numuneler kesilmiş ve profilometre cihazında ölçümler yapılmıştır. Ölçüm sonuçları Çizelge 4.3'te verilmiştir.

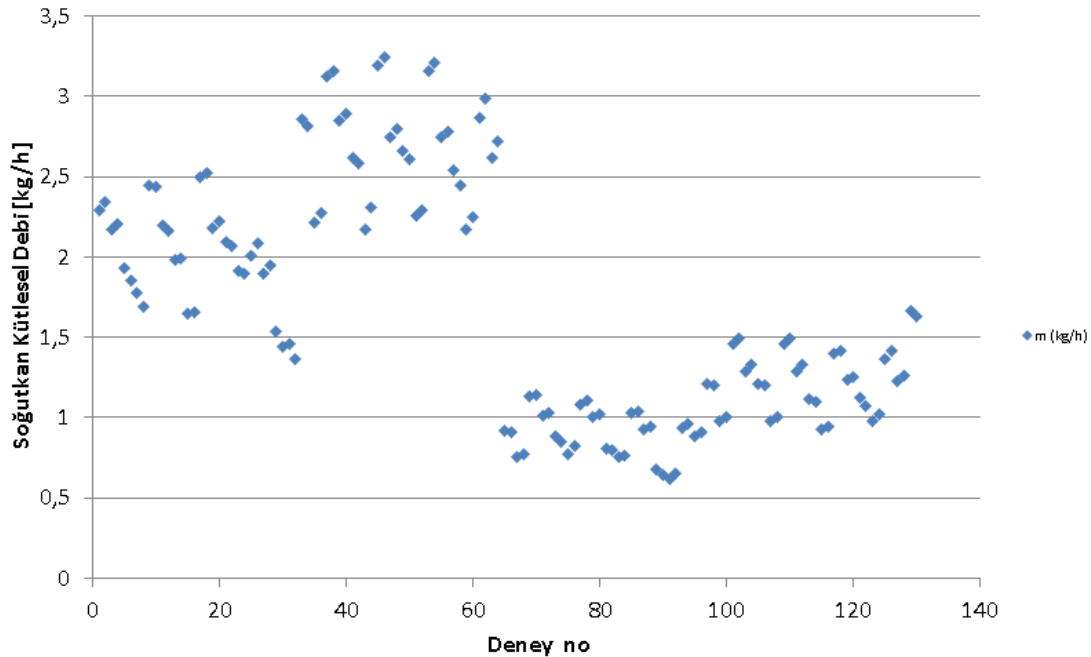
Çizelge 4. 3 Diyabetik kılcal boruların geometrisi ve yüzey pürüzlülükleri

	Kılcal boru iç çap [μm]	Kılcal boru boyu [m]	Eşanjör boyu [m]	Yüzey pürüzlülüğü [μm]
Boru 1	599,4	4	1	0,68
Boru 2	591	4	2	0,54
Boru 3	598,6	2,6	1	0,76
Boru 4	594,9	2,6	2	0,33
Boru 5	834,8	4	1	0,36
Boru 6	810,9	4	2	0,38
Boru 7	810,9	2,6	1	0,27
Boru 8	820,7	2,6	2	0,35

4.5.5 Deney Sonuçları ve Analizleri

Şekil 4.25'te paylaşılan tüm diyabetik kılcal boru gruplarında belirlenen 7 adet faktörün üst ve alt noktaları ile orta noktaları dikkate alınarak toplamda 130 adet deney yapılmıştır. Bu deneylerin tamamlanması ölçüm ve düzenek tadilat çalışmaları dahil yaklaşık 7 ay sürmüştür.

Tüm deneylerin girdi ve çıktıları Ek-B bölümünde tablolar halinde paylaşılmıştır.



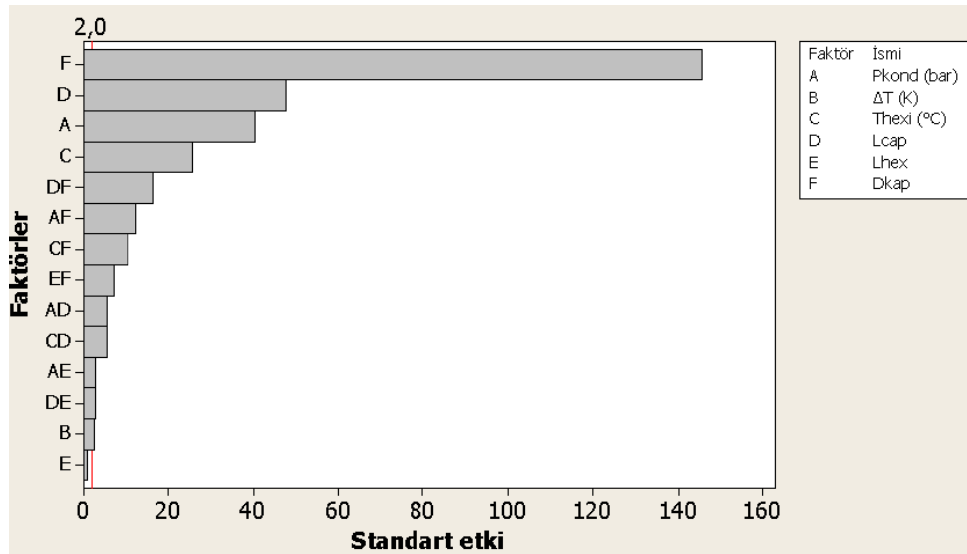
Şekil 4. 28 Kılcal boru gruplarında kütleli debilerin dağılımı

Şekil 4.28’de farklı kılcal boru gruplarında, farklı şartlarda ölçülen soğutkan kütle debilerinin dağılımı görülmektedir. Dağılıma bakıldığında soğutkanın 0,5-3,5 kg/h aralığındaki kütleli debi aralıklarının incelendiği anlaşılmaktadır.

Deney sonuçları analiz edildiğinde orta noktaların önemsiz olduğu alt ve üst nokta arasında değişimin lineere yakın olduğu tespit edilmiştir.

4.5.5.1 Eşanjör Borunun Başta Olduğu Diyatatik Kılcal Boru Analizleri

Öncelikle kılcal borunun giriş kısmına yakın olduğu eşanjör uygulamalarının analizleri tamamlanmıştır. Bu kapsamda öncelikle soğutkan kütle debisini etkileyen faktörler tespit edilmiştir (Şekil 4.29). Kılcal boru içinde akan soğutkan debisinde en baskın faktör kılcal boru çapıdır. Bunu sırasıyla kılcal boru boyu ve giriş basıncı ile eşanjör giriş sıcaklığı takip etmektedir. İkili etkiler bunların arkasında olup kılcal boru çapı ve boyu ile kılcal boru çapı ve girişi basıncının ikili etkileri en baskın ikili etkilerdir. Eşanjör boyu ve aşırı soğuma miktarının düşük derecede etkili olduğu tespit edilmiştir.



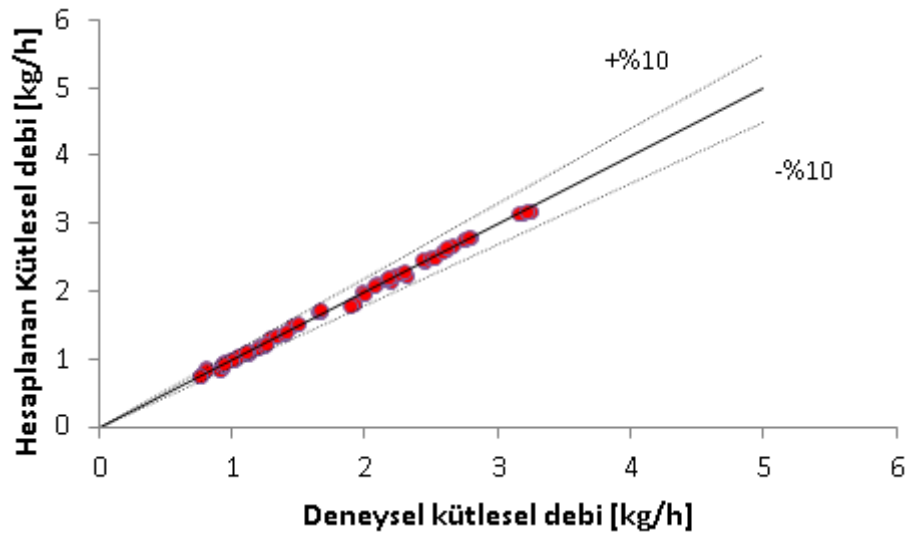
Şekil 4. 29 Faktörlerin etki grafiği

DOE metodolojisi dikkate alınarak nicel deneysel veriler analiz edilmiş ve etkili parametrelere göre soğutkan kütle debisini hesaplayan ampirik bir korelasyon (Denklem 4.4) türetilmiştir. Bu korelasyona göre hesaplanan kütleli debiler ile deneysel olarak ölçülen kütleli debilerin karşılaştırıldığı grafik Şekil 4.30’da görülmektedir. Buna göre hesaplanan veriler, deneysel veriler ile %10 uyum içindedir. Türetilen bu korelasyon, ilgili diyatatik tipte kılcal

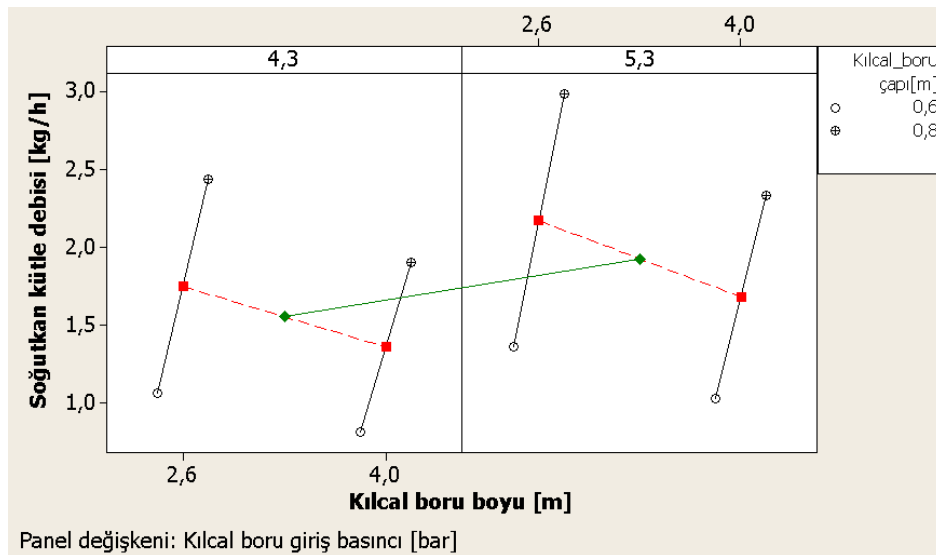
borular kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde soğutkan debisini hesaplamak için güçlü bir araç olarak kullanılabilir.

Eşanjörün kılcal boru girişine yakın olduğu durum için türetilen kütleli debi korelasyonu;

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ampirik,i} = & -4,26396 - 0,259955P_i + 0,0117812\Delta T + 0,0134542T_{hex,i} + 0,808732L + 0,331287L_{hex} \\ & + 6,36608D - 0,0719643P_iL + 0,052375P_iL_{hex} + 1,13062P_iD + 0,00479167T_{hex,i}L - 0,0643333T_{hex,i}D \\ & - 0,035625LL_{hex} - 1,08616LD - 0,6525L_{hex}D \end{aligned} \quad (4.4)$$



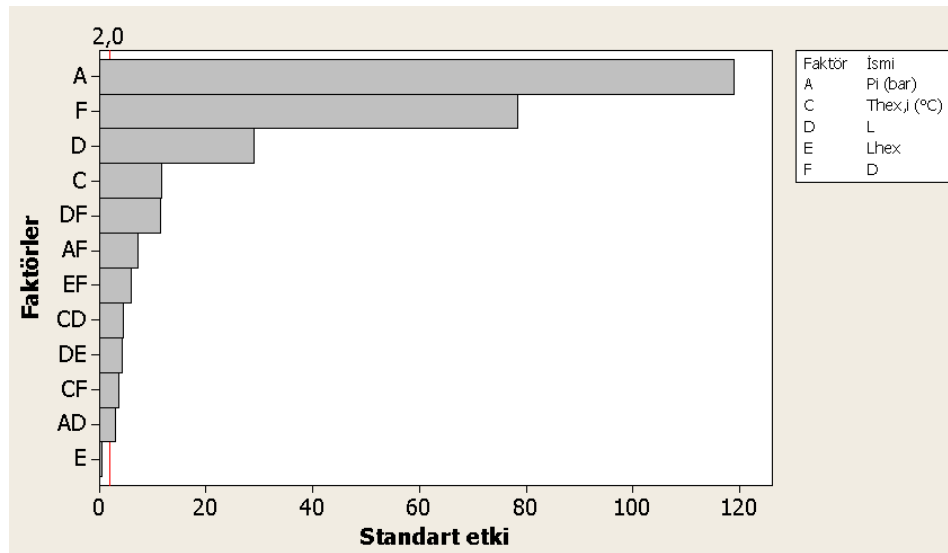
Şekil 4. 30 Deneyisel ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması



Şekil 4. 31 Kılcal boru giriş basıncı, çapı ve boyunun soğutkan debisine etkisi

Şekil 4.31’de kılcal boru giriş basıncı, çapı ve boyunun soğutma sistemi içinden akan soğutkan kütsel debisine etkisi paylaşılmıştır. Buna göre kılcal boru çapı veya kılcal boru giriş basıncı arttıkça kütsel debinin lineer olarak arttığı görülmüştür. Temel olarak kılcal boru giriş basıncı arttıkça soğutkanı iten kuvvet artmakta, bu da soğutkan debisini arttırmaktadır. Kılcal boru çapı arttıkça, soğutkanın tek fazlı akım boyu uzamakta ve soğutkanın iki fazlı akıma geçtiği yer kılcal boru sonuna yaklaşmaktadır. İki fazlı akım boyu kısaldıkça, kılcal boru içinde soğutkanın genişlediği bölge azalmakta ve soğutkanın basınç kaybı azalmaktadır. Bu da debinin daha yüksek akmasını sağlamaktadır.

Kılcal boru boyu azaldıkça, soğutkan debisi artmaktadır. Kılcal boru iki fazlı akım boyu kısaldığı için soğutkan hareketini etkileyen toplam kuvvetler azalmakta ve debi artmaktadır.



Şekil 4. 32 Basınç kaybını etkileyen faktörlerin etki grafiği

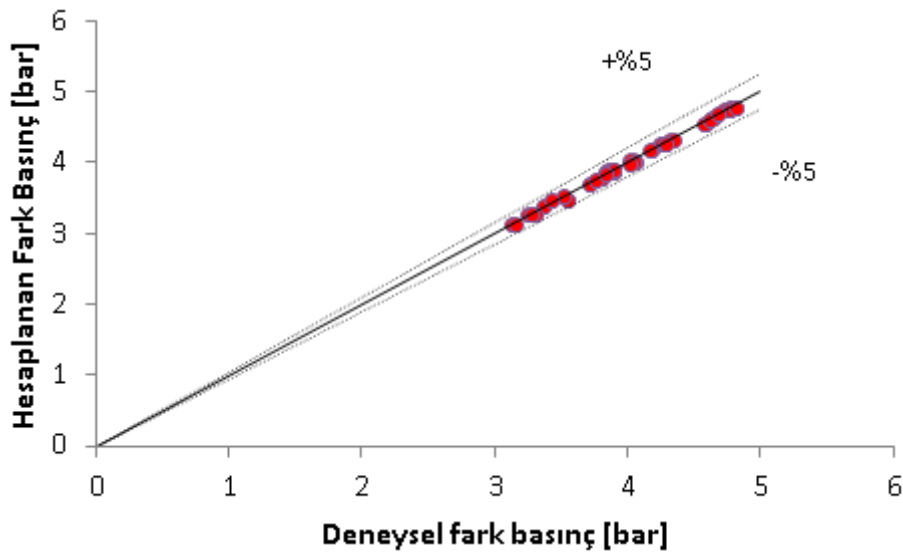
Şekil 4.32’de kılcal boru girişi ile çıkışı arasındaki basınç kaybını etkileyen faktörlerin standart etkileri görülmektedir. Kılcal boru içinde gerçekleşen basınç kaybında en baskın faktör kılcal boru giriş basıncıdır. Bunu sırasıyla kılcal boru boyu ve çapı takip etmektedir. İlk 3 faktöre kıyasla az da olsa eşanjör giriş sıcaklığı ve kılcal boru çapı ve boyunun ikili etkisi basınç kaybını etkilemektedirler. Eşanjör boyu ve aşırı soğuma miktarının düşük derecede etkili olduğu tespit edilmiştir.

DOE metodolojisi dikkate alınarak nicel deneysel veriler analiz edilmiş ve etkili parametrelere göre kılcal boru boyunca meydana gelen basınç kaybını hesaplayan ampirik bir korelasyon (Denklem 4.5) türetilmiştir. Bu korelasyona göre hesaplanan basınç kaybı değerleri ile

deneySEL olarak ölçülen basınç kaybı değerlerinin karşılaştırıldığı grafik Şekil 4.33'te görülmektedir. Buna göre hesaplanan veriler, deneySEL veriler ile %5 uyum içindedir. Türetilen bu korelasyon, küçük kapasiteli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde hedef yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcı basınçlarını sağlayacak diyabatik tipte kılcal boru ve çapı seçiminde kullanılabilir. Böylece kılcal boru seçimi için gereken deney sayısı minimize edilebilir.

Eşanjörün kılcal boru girişine yakın olduğu durum için türetilen kılcal boruda basınç kaybı korelasyonu;

$$\begin{aligned} \Delta P_{ampirik,i} = & 2,19518 + 1,06958P_i + 0,00300417T_{hex,i} - 0,432268L - 0,419170L_{hex} - 2,95025D \\ & + 0,0288393P_iL - 0,491875P_iD - 0,002875T_{hex,i}L + 0,0169583T_{hex,i}D + 0,0413393LL_{hex} \\ & + 0,565625LD + 0,408125L_{hex}D \end{aligned} \quad (4.5)$$



Şekil 4. 33 DeneySEL ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması

Şekil 4.34'te kılcal boru giriş basıncı, çapı ve boyunun kılcal boru içinde meydana gelen basınç düşüşüne etkisi paylaşılmıştır. Buna göre kılcal boru çapı daraldıkça, basınç kaybı artmaktadır. Kılcal boru girişi basıncı ve boru boyu arttıkça basınç kaybı artmaktadır. Noktalar arası eğimlerden de anlaşılacağı üzere en baskın parametre kılcal boru giriş basıncıdır.

Şekil 4.35'te eşanjör çıkış sıcaklığını etkileyen faktörlerin standart etkileri görülmektedir. Eşanjör çıkış sıcaklığını etkileyen en baskın faktör kılcal boru giriş basıncıdır. Bunu sırasıyla

Panel değişkeni: Kılcal boru çapı [mm]

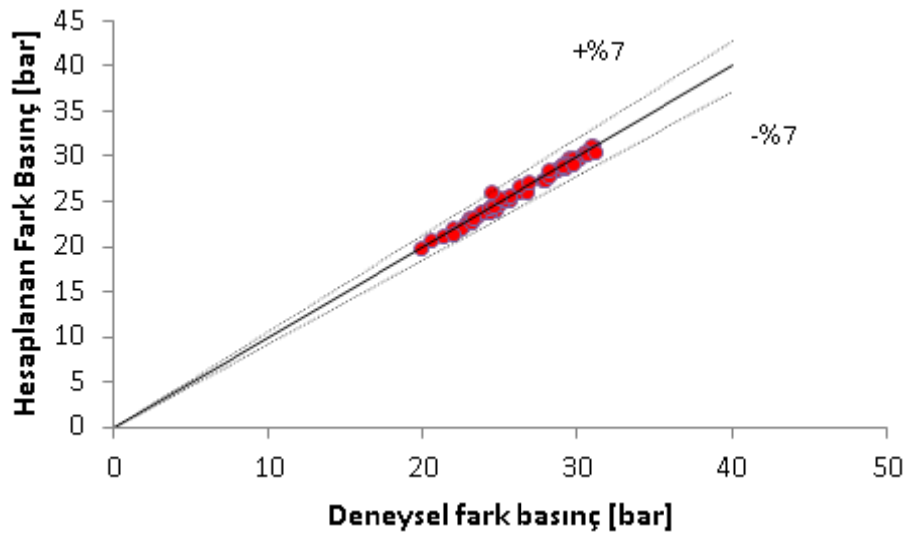
Faktör	İsmi
A	$\bar{P}_i$ (bar)
B	ΔT (K)
C	$Th_{ex,i}$ (°C)
D	L
E	L_{hex}
F	D

DOE metodolojisi dikkate alınarak nicel deneysel veriler analiz edilmiş ve etkili parametrelere göre eşanjör çıkış sıcaklığını hesaplayan ampirik bir korelasyon (Denklem 4.6) türetilmiştir. Bu korelasyona göre hesaplanan eşanjör çıkış sıcaklığı değerleri ile deneysel olarak ölçülen eşanjör çıkış sıcaklığı değerlerinin karşılaştırıldığı grafik Şekil 4.36’da görülmektedir. Buna göre hesaplanan veriler, deneysel veriler ile %7 uyum içindedir. Türetilen bu korelasyon, küçük kapasiteli buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kompresör dönüş borusu sıcaklığının hesaplanmasında kullanılabilir. Kompresör dönüş borusu sıcaklığının, dış ortam sıcaklığından

soğuk olması kompresör ömür süresi ve kompresör dönüş borusunda istenmeyen terleme veya karlanmalara yol açabilir. Bu nedenle diyabatik kılcal boru tasarımı ve seçimi önemlidir.

Eşanjörün kılcal boru girişine yakın olduğu durum için türetilen eşanjör çıkış sıcaklığı korelasyonu;

$$T_{hex,ampirik,i} = 24,0468 + 0,678125P_i - 0,657812\Delta T + 0,0377083T_{hex,i} + 1,04018L - 1,60446L_{hex} - 25,5906D + 1,03125P_iL_{hex} + 3,84375P_iD - 0,0962500T_{hex,i}L_{hex} + 0,289583T_{hex,i}D - 0,522321LL_{hex} + 1,71875L_{hex}D \quad (4.6)$$



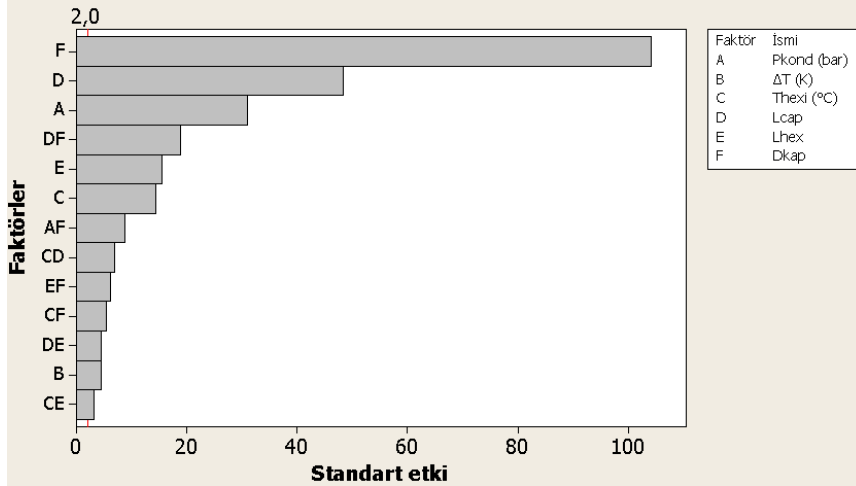
Şekil 4. 36 DeneySEL ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması

Not: Yukarıda paylaşılan ampirik korelasyonlar, deney tasarımında belirlenen faktörlerin minimum ve maksimum değerleri arasında geçerlidir. Kılcal boru ve eşanjör boru saf bakırdır.

4.5.5.2 Eşanjör Borunun Sonda Olduğu Diyabatik Kılcal Boru Analizleri

Kılcal borunun çıkış kısmına yakın olduğu eşanjör uygulamalarının analizleri tamamlanmıştır. Bu kapsamda öncelikle soğutkan kütle debisini etkileyen faktörler tespit edilmiştir (Şekil 4.37). Kılcal boru içinde akan soğutkan debisinde en baskın faktör kılcal boru çapıdır. Bunu sırasıyla kılcal boru boyu ve giriş basıncı ile eşanjör giriş sıcaklığı takip etmektedir. İkili etkiler bunların arkasında olup kılcal boru çapı ve boyunun beraber ikili etkisi kayda değer biçimde etkilidir. Eşanjör boyu ve eşanjör giriş sıcaklığı da orta derece etkili parametreler arasındadır. Aşırı soğuma miktarının ise düşük derecede etkili olduğu tespit edilmiştir.

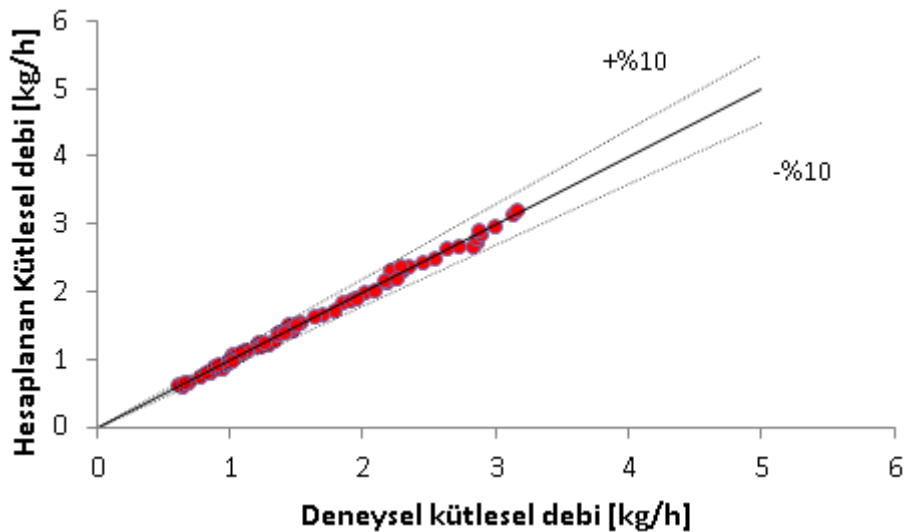
DOE metodolojisi dikkate alınarak nicel deneysel veriler analiz edilmiş ve etkili parametrelere göre soğutkan kütle debisini hesaplayan ampirik bir korelasyon (Denklem 4.7) türetilmiştir. Bu korelasyona göre hesaplanan kütleli debiler ile deneysel olarak ölçülen kütleli debilerin karşılaştırıldığı grafik Şekil 4.38’de görülmektedir. Buna göre hesaplanan veriler, deneysel veriler ile %10 uyum içindedir.



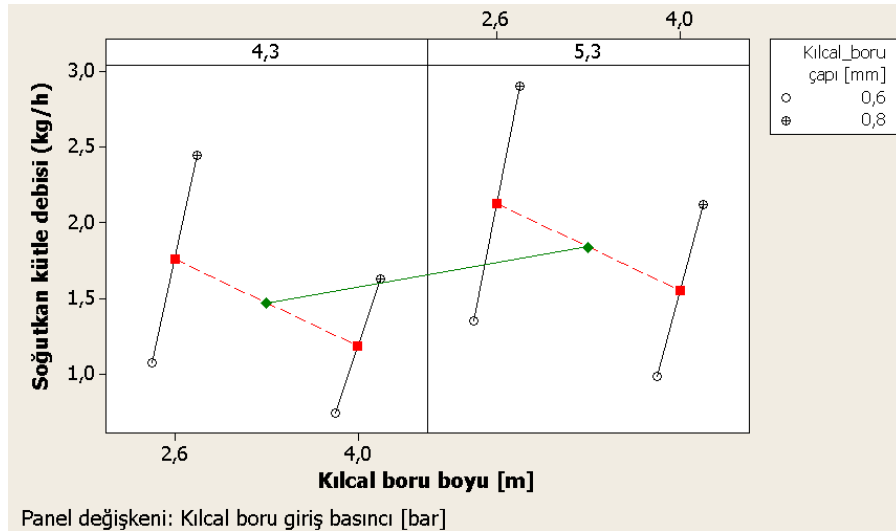
Şekil 4. 37 Faktörlerin etki grafiği

Eşanjörün kılcal boru çıkışına yakın olduğu durum için türetilen kütleli debi korelasyonu;

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ampirik,o} = & -2,60293 - 0,3605P_i + 0,0261719\Delta T + 0,00061488T_{hex,i} + 0,535982L - 0,53625L_{hex} \\ & + 5,69494D + 1,04031P_iD + 0,0078244T_{hex,i}L - 0,00514583T_{hex,i}L_{hex} - 0,0430208T_{hex,i}D \\ & + 0,0759375LL_{hex} - 1,59844LD + 0,725937L_{hex}D \end{aligned} \quad (4.7)$$



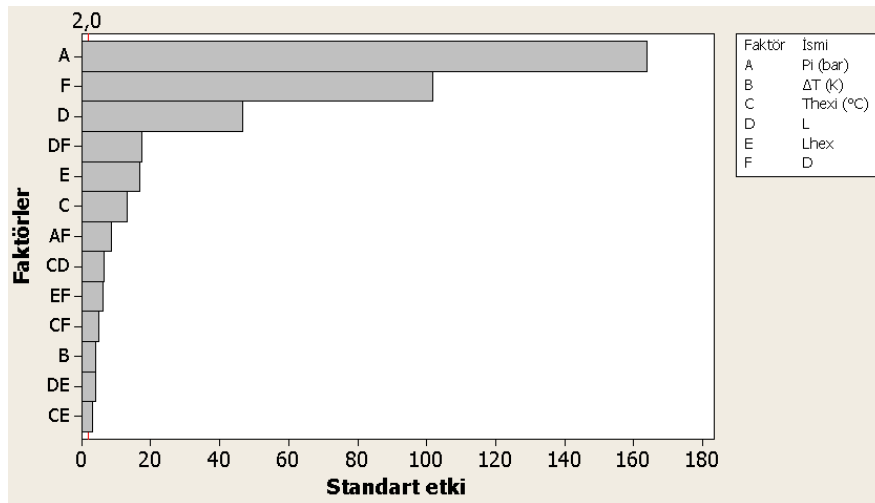
Şekil 4. 38 Deneysel ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması



Şekil 4. 39 Kılcal boru giriş basıncı, çapı ve boyunun soğutkan debisine etkisi

Şekil 4.39’da kılcal boru giriş basıncı, çapı ve boyunun soğutma sistemi içinden akan soğutkan kütledebisine etkisi paylaşılmıştır. Buna göre kılcal boru çapı veya kılcal boru giriş basıncı arttıkça kütledebisinin lineer olarak arttığı görülmüştür. Temel olarak kılcal boru giriş basıncı arttıkça soğutkanı iten kuvvet artmakta, bu da soğutkan debisini arttırmaktadır. Kılcal boru çapı arttıkça, soğutkanın tek fazlı akım boyu uzamakta ve soğutkanın iki fazlı akıma geçtiği yer kılcal boru sonuna yaklaşmaktadır. İki fazlı akım boyu kısaldıkça, kılcal boru içinde soğutkanın genişlediği bölge azalmakta ve soğutkanın basınç kaybı azalmaktadır. Bu da debinin daha yüksek akmasını sağlamaktadır.

Kılcal boru boyu azaldıkça, soğutkan debisi artmaktadır. Kılcal boru iki fazlı akım boyu kısaldığı için soğutkan hareketini etkileyen toplam kuvvetler azalmakta ve debi artmaktadır.



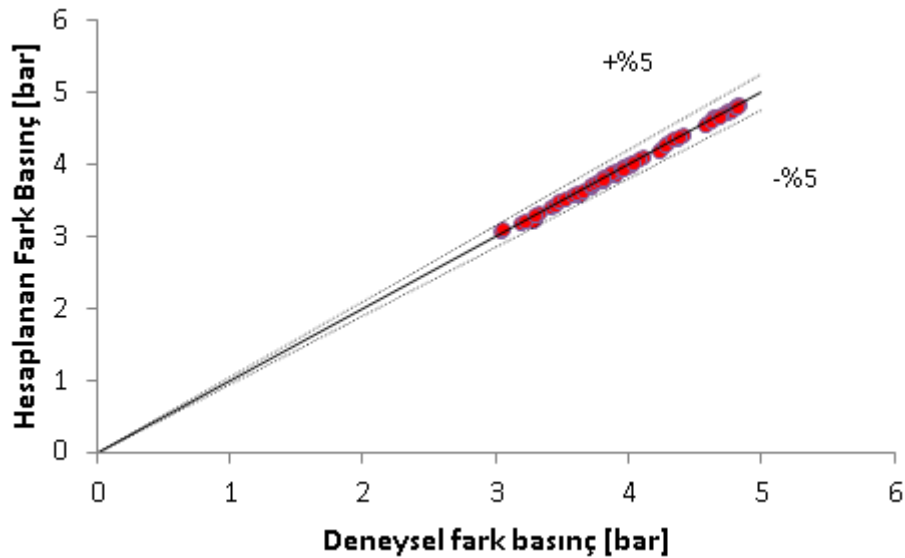
Şekil 4. 40 Basınç kaybını etkileyen faktörlerin etki grafiği

Şekil 4.40'da kılcal boru girişi ile çıkışı arasındaki basınç kaybını etkileyen faktörlerin standart etkileri görülmektedir. Kılcal boru içinde gerçekleşen basınç kaybında en baskın faktör kılcal boru giriş basıncıdır. Bunu sırasıyla kılcal boru boyu ve çapı takip etmektedir. İlk 3 faktöre kıyasla az da olsa eşanjör giriş sıcaklığı ve eşanjör uzunluğu basınç kaybını etkilemektedirler. Aşırı soğuma miktarının düşük derecede etkili olduğu tespit edilmiştir.

DOE metodolojisi dikkate alınarak nicel deneysel veriler analiz edilmiş ve etkili parametrelere göre kılcal boru boyunca meydana gelen basınç kaybını hesaplayan ampirik bir korelasyon (Denklem 4.8) türetilmiştir. Bu korelasyona göre hesaplanan basınç kaybı değerleri ile deneysel olarak ölçülen basınç kaybı değerlerinin karşılaştırıldığı grafik Şekil 4.41'de görülmektedir. Buna göre hesaplanan veriler, deneysel veriler ile %5 uyum içindedir.

Eşanjörün kılcal boru çıkışına yakın olduğu durum için türetilen kılcal boruda basınç kaybı korelasyonu;

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{ampirik},o} = & 1,02904 + 1,1275P_i - 0,00975\Delta T + 0,00014643T_{\text{hex},i} - 0,207768L + 0,208268L_{\text{hex}} - 2,217D \\ & - 0,431875P_i D - 0,00310119T_{\text{hex},i} L + 0,00209167T_{\text{hex},i} L_{\text{hex}} + 0,0162083T_{\text{hex},i} D - 0,0274107LL_{\text{hex}} \\ & + 0,628125LD - 0,310625L_{\text{hex}} D \end{aligned} \quad (4.8)$$

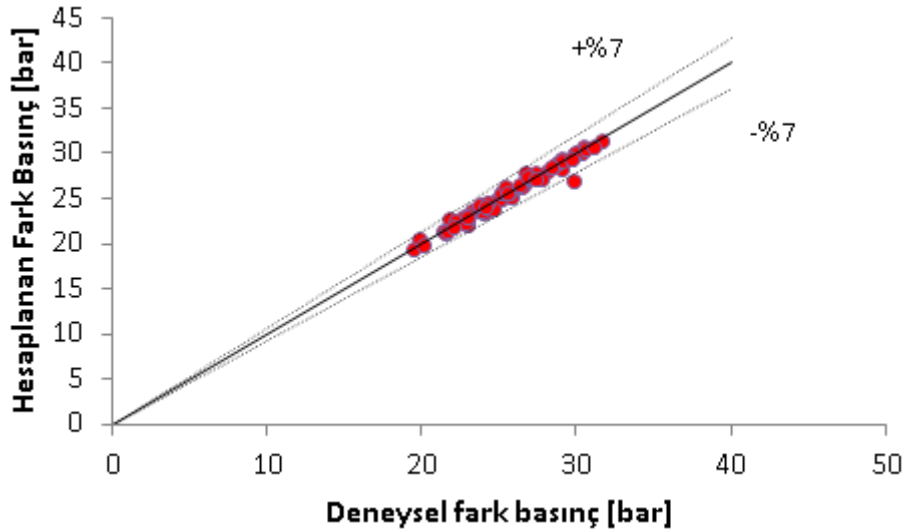


Şekil 4. 41 Deneysel ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması

Şekil 4.42'de kılcal boru giriş basıncı, çapı ve boyunun kılcal boru içinde meydana gelen basınç düşüşüne etkisi paylaşılmıştır. Buna göre kılcal boru çapı daraldıkça, basınç kaybı artmaktadır. Kılcal boru girişi basıncı ve boru boyu arttıkça basınç kaybı artmaktadır.

Eşanjörün kılcal boru çıkışına yakın olduğu durum için türetilen eşanjör çıkış sıcaklığı korelasyonu;

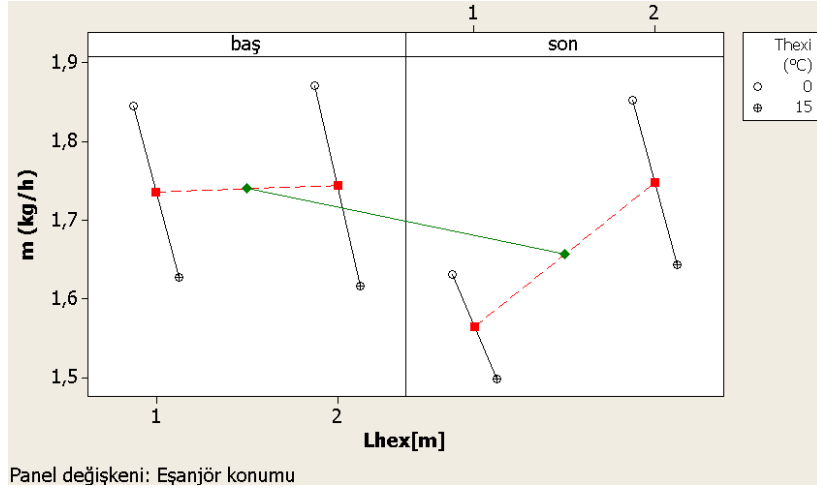
$$T_{hex,ampirik,o} = 27,6110 + 1,3875P_i - 0,61875\Delta T - 0,120417T_{hex,i} - 0,410714L - 2,41625L_{hex} - 29,7062D + 0,6375P_iL_{hex} + 3,8125P_iD - 0,0516667T_{hex,i}L_{hex} + 0,391667T_{hex,i}D + 3,43750L_{hex}D \quad (4.9)$$



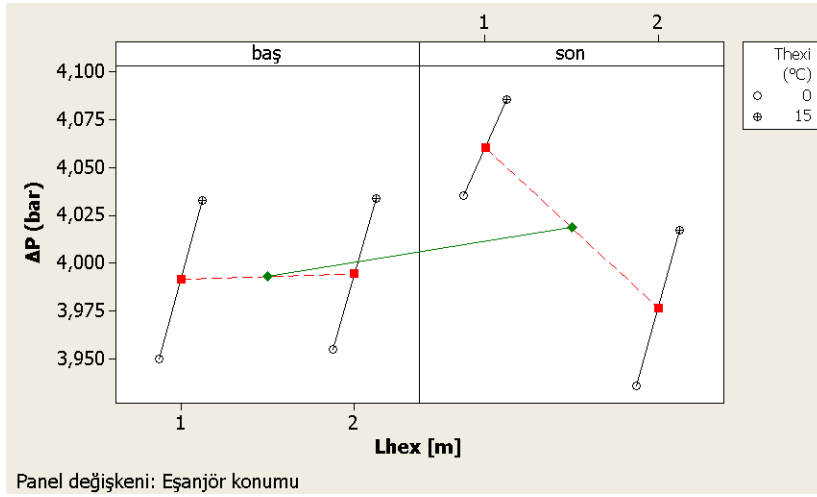
Şekil 4. 44 DeneySEL ve hesaplanan verilerin karşılaştırılması

Not: Yukarıda paylaşılan ampirik korelasyonlar, deney tasarımında belirlenen faktörlerin minimum ve maksimum değerleri arasında geçerlidir. Kılcal boru ve eşanjör boru saf bakırdır.

Şekil 4.45'te kılcal boruya bitişik bağlı eşanjör boyu ve konumu ile bu eşanjörün giriş soğutkan sıcaklığının kılcal boru içinde akan debiye etkisi görülmektedir. Buna göre eşanjör konumu fark etmeksizin, kılcal boru giriş sıcaklığı azaldıkça soğutkan debisi artmaktadır. Eşanjör giriş sıcaklığı düştüğünde, kılcal boru içinde tek fazlı akım boyu uzamaktadır. Bu da soğutkanın ivmelenen özgül hacim artışı ertelediğinden soğutkan debisinin artmasına neden olmuştur. Kılcal boru üzerinde eşanjör başta iken eşanjör boyunun artışı soğutkan debisini kayda değer etkilemezken, eşanjör sonda iken eşanjör boyunun artışı debi miktarını arttıran bir etken olarak dikkat çekmektedir. Eşanjör boyu kısa iken başta olması durumunda soğutkan debisi daha yüksektir. Eşanjör uzunken, eşanjör konumunun soğutkan debisine kayda değer bir etkisi yoktur. Bu bilgiler ışığında eşanjör giriş sıcaklığının düşük olduğu ve eşanjörün uzun olduğu kılcal boru uygulamalarının soğutma sistemi üzerinde daha avantajlı olacağını söylemek mümkündür.

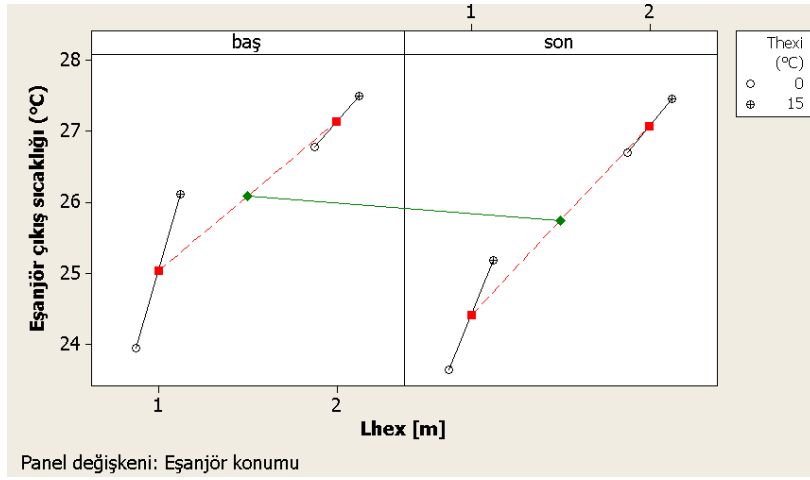


Şekil 4. 45 Eşanjör boyu ve konumu ile eşanjör giriş sıcaklığının kılcal boru içinde akan soğutkan debisine etkisi



Şekil 4. 46 Eşanjör boyu ve konumu ile eşanjör giriş sıcaklığının kılcal boru içinde basınç kaybına etkisi

Şekil 4.46'da eşanjör boyu ve konumu ile bu eşanjörün giriş sıcaklığının kılcal boru içinde basınç kaybına etkisi görülmektedir. Eşanjör kılcal boru girişine yakın olduğunda eşanjör uzunluğunun basınç kaybına etkisi önemsizdir. Eşanjör kılcal boru çıkışına doğru yakın olduğunda eşanjör uzadıkça basınç kaybı azalmaktadır. Bu durum kılcal boru içinde iki fazlı akım boyunun kısalması ile açıklanabilmektedir. Eşanjör giriş sıcaklığı azaldıkça, eşanjör konumu veya uzunluğu fark etmeksizin basınç kaybı azalmaktadır. Bu durum kılcal boru çıkışında kuruluk derecesinin daha düşük olduğuna işaret etmektedir. Bu da soğutma kapasitesini arttıran bir durumdur. Bu nedenle soğutma sistemi tasarımlarında eşanjör giriş sıcaklığının daha düşük olduğu durumlar dikkate alınmalıdır.



Şekil 4. 47 Eşanjör boyu ve konumu ile eşanjör giriş sıcaklığının, eşanjör çıkış sıcaklığına etkisi

Şekil 4.47’de eşanjör boyu ve konumu ile bu eşanjörün giriş sıcaklığının eşanjör çıkış sıcaklığına etkisi görülmektedir. Eşanjörün kılcal boru girişine ya da çıkışına yakın olması eşanjör çıkış sıcaklığını minör derecede etkilemektedir. Kılcal boru grubunun dışarı ile ısı transferi olmadığı düşünülürse, ısı değiştiriciler arasında benzer yüzey alanları ve ısı transfer katsayıları olduğundan eşanjör çıkış sıcaklığının pek etkilenmemesi beklenen bir durumdur. Eşanjör uzunluğu veya eşanjör giriş sıcaklığı arttıkça, eşanjör konumu fark etmeksizin eşanjör çıkış sıcaklığı artmaktadır. Bu durumda ısı değiştiricinin toplam ısı transferi arttığı için çıkış sıcaklığının artması beklenir.

TEORİK ÇALIŞMALAR**5. TEORİK ÇALIŞMALAR**

Deney düzeneği test bölgesindeki kapalı sistemdeki akışı çözümleyebilmek için boru içinde akış için kullanılan temel kütle, enerji ve momentum korunum denklemleri dikkate alınarak matematik model geliştirilmiştir.

5.1 Kütle Korunum Denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial z} = 0 \quad (5.1)$$

5.2 Momentum Korunum Denklemi

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u^2)}{\partial z} = -\frac{\partial(p)}{\partial z} + \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) + \rho \cdot g_z \quad (5.2)$$

5.3 Enerji Korunum Denklemi

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\left(\rho \cdot \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\rho \cdot u \cdot \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right) \right] = \frac{\partial}{\partial z} (-p \cdot u - q) + \rho \cdot u \cdot g_z + \dot{q} \quad (5.3)$$

Kütle, momentum ve enerji korunum denklemlerinin karmaşıklığını basitleştirmek ve nümerik çözümü daha kolay hale getirmek için hedef model aşağıdaki varsayımlara göre geliştirilmiştir.

- Kılcal boru boyunca iç çapın ve yüzey pürüzlülüğünün sabit olduğu varsayılmıştır.
- Kılcal boru düzdür.
- Karşı akışlı bitişik tipte ısı değiştirici düzeni dikkate alınmıştır.

- Sıkıştırılabilir viskoz akış aksenal yönde tek boyutludur.
- Tek faz durumunda sıkışamaz akış geçerlidir.
- Kılcal boru girişinde soğutkan sıvı fazdadır.
- Homojen iki fazlı akış kabulü yapılmıştır.
- Kararlı akış durumu mevcuttur.
- Kılcal boru grubuna dış ortamdan olan ısı transferi ihmal edilmiştir.
- R600a soğutkanı saftır ve içinde yağ karışımı yoktur.
- Yarı kararlı akış dikkate alınmamıştır.
- Emme hattı uzunluğu boyunca basınç düşümü ihmalidir.
- Kılcal boru giriş basınç kaybı ihmal edilmiştir.
- Kılcal boru yatayıdır.

Kılcal borudaki ve emme hattındaki akış kararlı haldedir. Bu nedenle kütleli debi sabit olup kılcal boru ve emiş hattı için kütle korunum denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

$$\dot{m} = \text{constant} \quad (5.4)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} = \text{constant} \quad (5.5)$$

$$G_c = \frac{\dot{m}}{A_c} = \text{constant} \quad (5.6)$$

Kılcal borunun momentum korunumu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$-\dot{m}dV_c = \tau_c \pi D_c dz + A_c dp_c + \dot{m}g \sin \theta \quad (5.7)$$

$$\tau_c = \frac{f_c \rho_c V_c^2}{8} = f_c \frac{G_c^2 v_c}{8} \quad (5.8)$$

5.7 ve 5.8 denklemleri birleştirilirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$-\frac{dp_c}{dz} = f_c \frac{G_c^2 v_c}{2D_c} + G_c^2 \frac{dv_c}{dz} + \frac{g \sin \theta}{v_c} \quad (5.9)$$

Kılcal boru içinde tek fazlı akım boyunca meydana gelen basınç kaybına neden olan yersel sürtünme katsayısı için Churchill'in denklemi (5.10) kullanılmıştır.

$$f_{sp} = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1.5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (5.10)$$

$$A = \langle 2,457 \ln \left[\frac{1}{(7/Re)^{0,9} + 0,27 \varepsilon/D} \right] \rangle^{16} \quad (5.11)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (5.12)$$

Kılcal boruda iki fazlı akış bölgesinde yersel sürtünme katsayısını hesaplamak için Lin'in korelasyonu kullanılmıştır.

$$f_{tp} = \phi_{lo}^2 f_{sp} \left(\frac{v_{sp}}{v_{tp}} \right) \quad (5.13)$$

$$\phi_{lo}^2 = \left[\frac{\left(\frac{8}{Re_{tp}} \right)^{12} + \frac{1}{(A_{tp} + B_{tp})^{1,5}}}{\left(\frac{8}{Re_{sp}} \right)^{12} + \frac{1}{(A_{sp} + B_{sp})^{1,5}}} \right]^{\frac{1}{12}} \left[1 + x \left(\frac{v_v}{v_l} - 1 \right) \right] \quad (5.14)$$

Tek ve iki fazlı durumda Re boyutsuzunun hesabı aşağıdaki gibidir.

$$Re = \frac{GD}{\mu_{sp}} \quad (5.15)$$

$$Re = \frac{GD}{\mu_{tp}} \quad (5.16)$$

İki fazlı akışta, Reynolds sayısını hesaplamak için iki fazlı akışın ortalama dinamik viskozitesine (μ_{tp}) ihtiyaç vardır. Bunun için en popüler olarak kullanılan model McAdam'ın modelidir (5.17).

$$\frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (5.17)$$

Kararlı akış durumunda termodinamiğin birinci yasası esas alınarak hem kılcal boru, hem de emiş hattı için enerjinin korunumu denklemleri aşağıda verilmiştir. Kılcal boru ile emiş borusu arasında iş akışı yoktur ($dw=0$).

$$\dot{m} d \left(h_c + \frac{V^2}{2} + gz \sin \theta \right) = dq + dw \quad (5.18)$$

5.18 denklemi aşağıdaki gibi düzenlenebilmektedir.

$$dh_c = - \frac{dq}{\dot{m}} - \frac{G_c^2 dv_c^2}{2} - g \sin \theta dz \quad (5.19)$$

$$C_p \dot{m} dT_s = dq \quad (5.20)$$

Kılcal boru ile emiş borusu arasındaki taşınım ile olan ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$dq = UA(T_c - T_s) \quad (5.21)$$

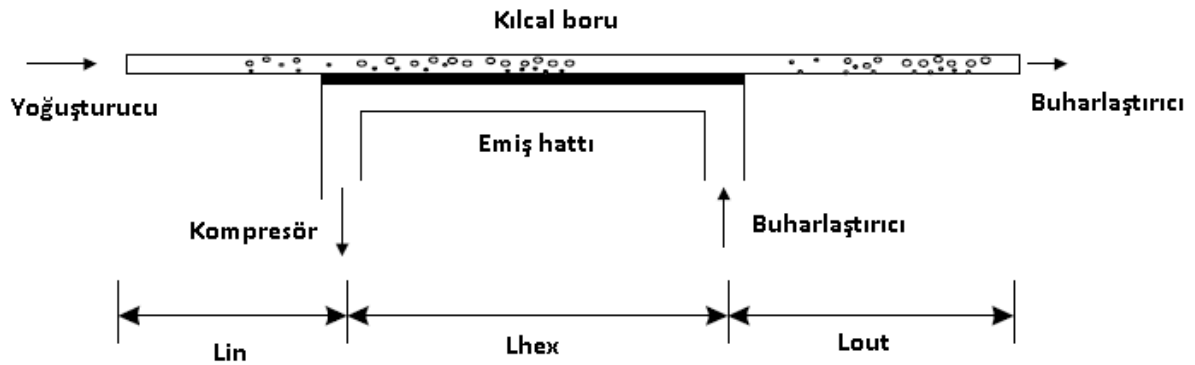
Bitişik tipte diyabatik kılcal boruda tek fazlı akım durumunda ısı transfer katsayısının hesaplanması aşağıdaki gibidir.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{cc} D_c \pi dz} + \frac{\ln(D_{c,o}/D_c)}{2\pi k_c dz} + \frac{\delta}{k_j w dz} + \frac{\ln(D_{s,o}/s)}{2\pi k_s dz} + \frac{1}{h_{sc} D_s \pi dz} \quad (5.22)$$

Tek fazlı akım için, soğutkan taşınım ısı transfer katsayısı Gnielinski denklemi (5.23) ile hesaplanmaktadır.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{hD}{k} \quad (5.23)$$

Literatürdeki nümerik model çalışmalarını referans alarak kılcal boru içinde iki fazlı akış olduğu durumda soğutkan ısı transfer katsayısı sonsuz olarak kabul edilmiştir.



Şekil 5. 1 Kılcal boru emiş borusu şematik görünüm

$$L = L_{in} + L_{hex} + L_{out} \quad (5.24)$$

Şekil 5.1’de kılcal boru-emiş borusu hattının şematik görünümü verilmiştir. Toplam kılcal boru boyu adyabatik giriş uzunluğu, diyabatik uzunluk ve adyabatik çıkış uzunluğundan oluşmaktadır. Soğutkanın aktığı bu 3 temel uzunluk için uygun bir algoritma kurulmuş ve yukarıdaki denklemler ışığında soğutkanın akışı nümerik olarak adım adım çözülmüştür.

NÜMERİK ÇALIŞMALAR

Diyabetik tipte kılcal boru içinde akışı teorik olarak çözümlmek için kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri esas alınarak hem literatürde kabul görmüş belirli basınç düşümü ve ısı transfer katsayısı denklemlerini kullanarak, hem de bir önceki bölümde sunulan kabuller yapılarak matlab veri tabanı kullanılarak nümerik çözüm ortaya konmuştur. Çözüm sırasında soğutkanın termo fiziksel özellikleri Refprop 9.0 yazılım programından adım adım sağlanmıştır.

Bu çalışmada soğutkanın kılcal boru içindeki davranışı adım adım iteratif bir şekilde çözülmüştür. Böylece kılcal boru boyunca soğutkanın değişen özellikleri görüntülenebilmiştir.

6.1. Nümerik Çözüm

Bölüm 5'deki denklemler kullanılarak diyabetik kılcal boru içindeki soğutkan akışını modelleyen nümerik çözümü sağlayan yazılım oluşturulmuştur. Bu modelde kılcal boru içindeki basınç kaybının ya da soğutkan debisinin bulunabilmesi için aşağıdaki parametrelerin kullanıcı tarafından girilmesi gerekmektedir. Nümerik çözümü sağlayan kod Ek C kısmında paylaşılmıştır.

- Kılcal boru iç ve dış çapı
- Emiş borusu iç ve dış çapı
- Aşırı soğuma miktarı
- Yoğuşturucu basıncı
- Soğutkan kütle debisi veya buharlaştırıcı basıncı
- Aşırı kızma miktarı

- Kılcal boru ve emiş borusu pürüzlülük değeri
- Kılcal boru adyabatik kısımların boyu
- Kılcal boru diyabatik kısmın boyu (eşanjör boyu uzunluğu)
- Soğutkanın termo fiziksel özellikleri (matlab içinde kurulan yazılımda Refprop v9.00 programı içinden veriler çekilmiştir.)
- Nümerik modelde kullanılan her bir kontrol hacmi uzunluğu
- Kılcal boru-emiş borusu arasındaki lehim ısı iletim katsayısı
- Kılcal boru-emiş borusu arasındaki lehim genişliği ve kalınlığı
- Kılcal boru eğimi

6.2. Nümerik Çözüm Sonuçları

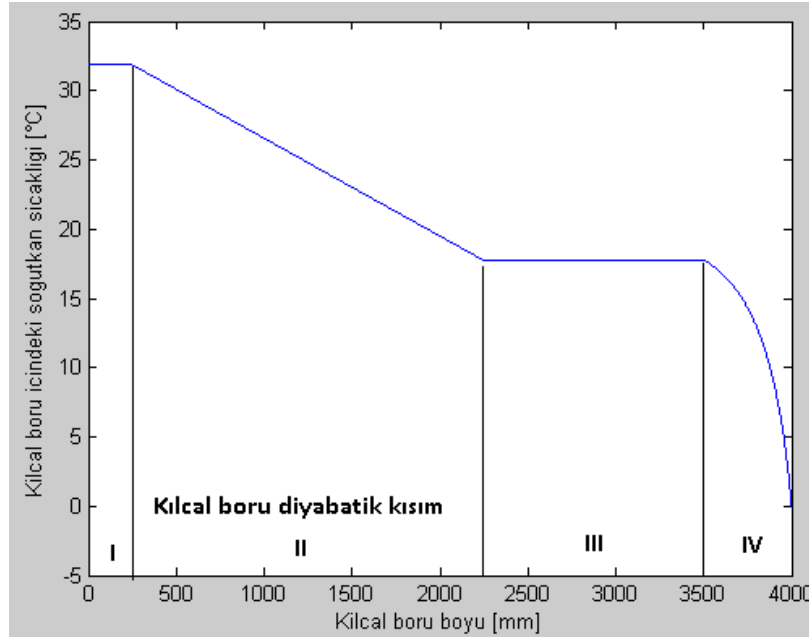
Girilen bilgiler ışığında nümerik çözüm sonucunda kılcal boru boyunca soğutkanın değişen termo fiziksel özellikleri (özellikler, entalpi, kuruluk derecesi), basınç ve sıcaklık değişimleri görülebilmektedir.

Giriş parametreleri Çizelge 6.1’de verilen deney numunelerinden 2 adet kılcal borunun nümerik çözüm sonuçları bu kısımda paylaşılmıştır.

Şekil 6.1’de modelin kılcal boru boyunca hesapladığı sıcaklık değişim grafiği görülmektedir. Buna göre kılcal boru sıcaklığı I bölgesinde adyabatik akış koşulu nedeni ile sabittir. II bölgesinde diyabatik tek fazlı akış koşulu mevcuttur. Bu bölgede kılcal boru ile dönüş borusu arasındaki ısı transferi etkisi ile kılcal boru içindeki soğutkanın sıcaklığı 31,9°C’den 18°C’ye gerilemiştir. III bölgesinde tek fazlı adyabatik akış mevcuttur. Dolayısı ile kılcal boru sıcaklığı sabittir. IV bölgesinde basınç değerinin doyma basıncının altına düşmesi ile iki fazlı akım bölgesine geçiş olmuştur. Burada soğutkanın düşen doyma basıncına bağlı olmak üzere kılcal boru yüzey sıcaklığı ivmelenerek düşmektedir.

Şekil 6.2’de modelin kılcal boru boyunca hesapladığı kuruluk derecesi değişimi görülmektedir. I bölgesinde kılcal boruya giriş sıvı fazında olduğu için kuruluk derecesi sıfırdır. II bölgesinde tek fazlı akış durumu devam etmektedir. III-IV arasında kılcal boru içinde ilk

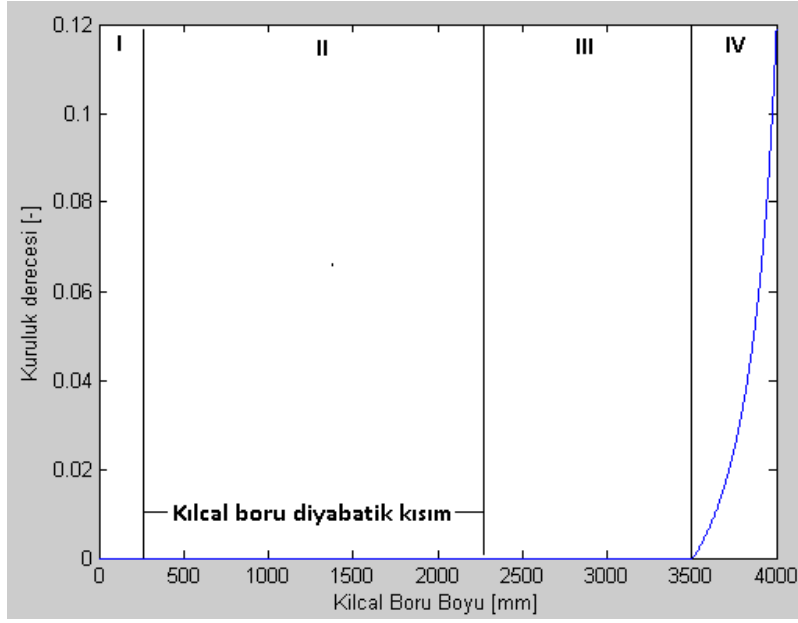
soğutkan kaynaması başlamıştır. IV bölgesinde iki fazlı akış devam etmekte olup, basınç düşüşünün de etkisi ile kuruluk derecesi ivmelenerek 0,12 seviyelerine kadar yükselmiştir.



Şekil 6. 1 Kılcal boru (N1) boyu boyunca soğutkan sıcaklık değişimi

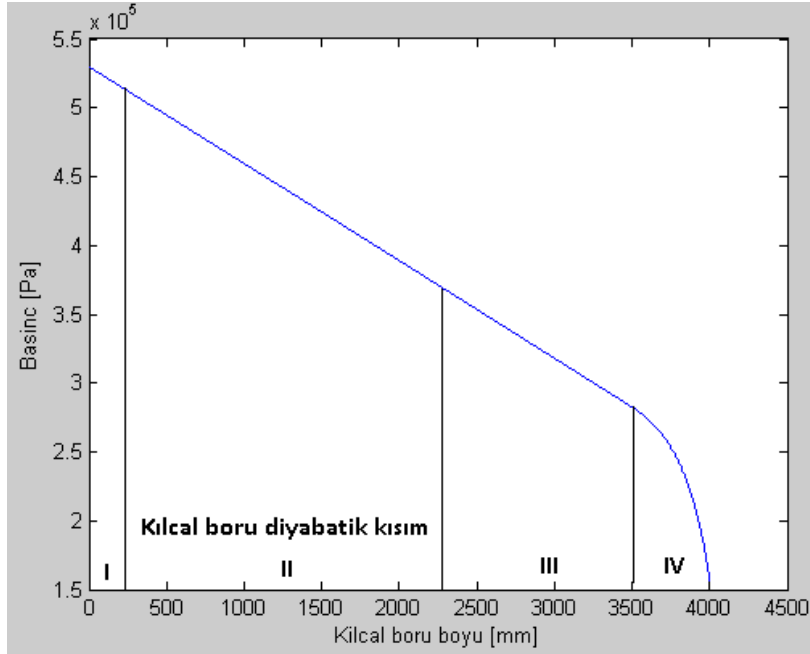
Çizelge 6. 1 Çözümü paylaşılan kılcal boruların giriş parametreleri

	N1	N2
Kılcal boru iç çapı [m]	6,00E-04	8,00E-04
Kılcal boru dış çapı [m]	2,00E-03	2,06E-03
Emiş borusu iç çapı [m]	5,00E-03	5,36E-03
Emiş borusu dış çapı [m]	6,34E-03	6,57E-03
Kılcal boru giriş sıcaklığı [°C]	31,9	26,2
Yoğuşturucu basıncı [bar]	5,3	4,3
Buharlaştırıcı basıncı [bar]	1,54	1,84
Eşanjör çıkış sıcaklığı [°C]	15	15
Kılcal boru pürüzlülük değeri [m]	4,60E-07	4,60E-07
Emiş borusu pürüzlülük değeri [m]	4,60E-07	4,60E-07
Kılcal boru adyabatik giriş kısmın boyu [m]	0,25	1,75
Kılcal boru adyabatik çıkış kısmın boyu [m]	1,75	0,25
Kılcal boru diyabatik kısmın boyu (eşanjör boyu uzunluğu) [m]	2	2
Her bir kontrol hacmi uzunluğu [m]	1,00E-03	1,00E-03
Kılcal boru-emiş borusu arasındaki lehim ısı iletim katsayısı [kW/m K]	6,00E-02	6,00E-02
Kılcal boru ısı iletim katsayısı [kW/m K]	3,85E-01	3,85E-01
Kılcal boru-emiş borusu arasındaki lehim genişliği [m]	1,40E-03	1,13E-03
Kılcal boru-emiş borusu arasındaki lehim kalınlığı [m]	2,28E-04	2,03E-04
Kılcal boru eğimi [°]	0	0

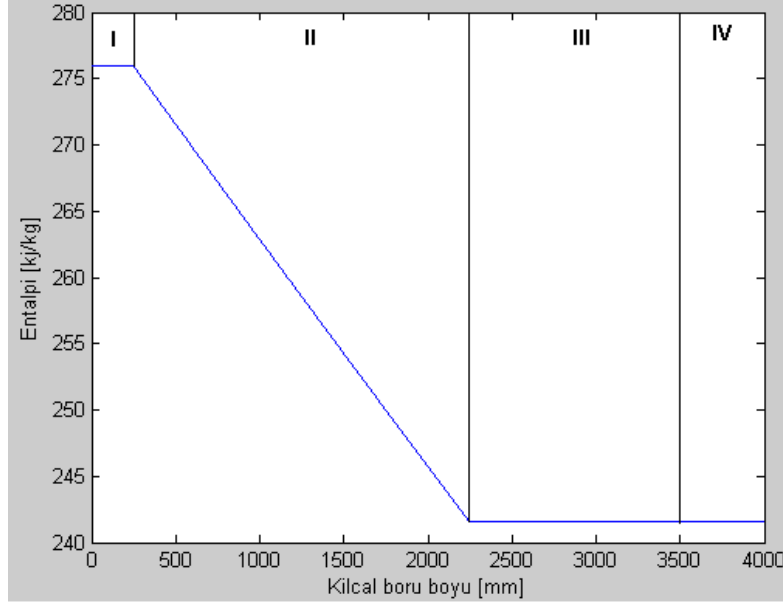


Şekil 6. 2 Kılcal boru (N1) boyu boyunca kuruluk derecesi değişimi

Şekil 6.3'te modelin kılcal boru boyunca hesapladığı basınç değişimi görülmektedir. III bölgesinin sonuna kadar tek fazlı akım akış şartları devam ettiğinden basınç kaybı yersel olup lineer olarak azalmıştır. IV bölgesinde adyabatik iki fazlı koşuluyla geçiş ile birlikte soğutkanın ivmelenmesi neticesinde basınç kaybı hızlanarak artmıştır.



Şekil 6. 3 Kılcal boru (N1) boyu boyunca basınç değişimi



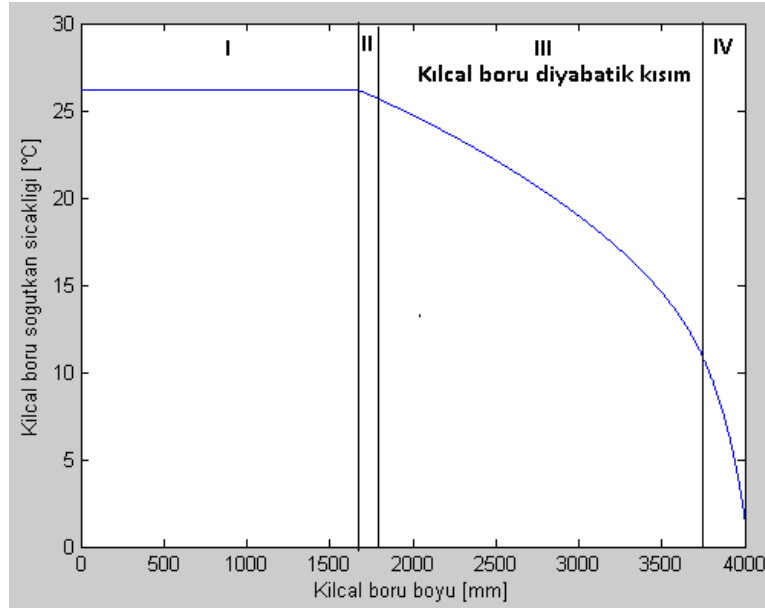
Şekil 6. 4 Kılcal boru (N1) boyu boyunca entalpi değişimi

Şekil 6.4'te modelin kılcal boru boyunca hesapladığı entalpi değişimi görülmektedir. I bölgesinde adyabatik giriş koşulunda dışarı ile ısı transferi olmadığı için entalpi sabittir. II bölgesinde kılcal boru içindeki sıvı soğutkandan, emiş borusu içindeki gaz soğutkana ısı geçişi olmaktadır ve kılcal boru içindeki soğutkanın entalpisi düşmektedir. III ve IV numaralı bölgelerde entalpi sabit kalmaktadır.

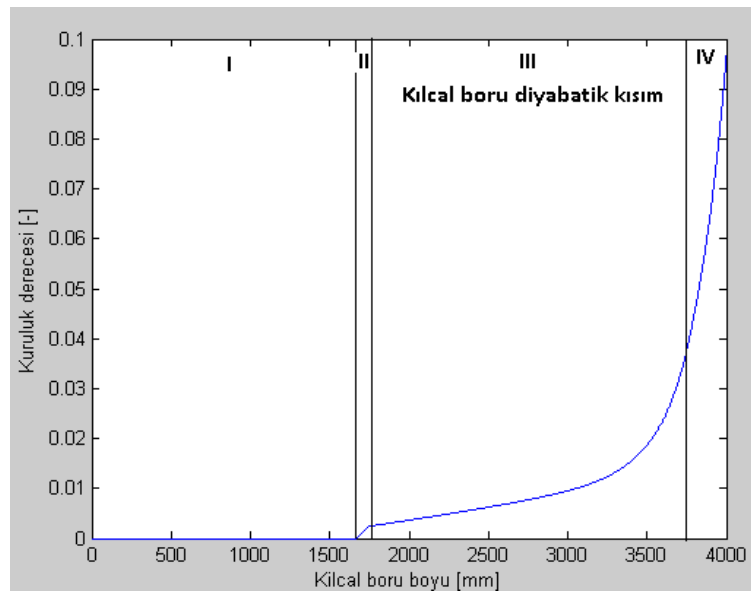
Şekil 6.5'te modelin kılcal boru (N2) boyunca hesapladığı sıcaklık değişim grafiği görülmektedir. Buna göre kılcal boru sıcaklığı I bölgesinde adyabatik akış koşulu nedeni ile sabittir. II bölgesinde basınç doyma basıncının altına inip soğutkanda ilk kabarcık patlamakta ve iki fazlı akıma geçmektedir. III bölgesinde diyabatik iki fazlı akış koşulu mevcuttur. Bu bölgede soğutkan sıcaklık düşüşü hem basınç düşüşü, hem de diyabatik koşulların etkisi ile ivmelenerek gerçekleşmiştir. IV bölgesinde adyabatik iki fazlı akım koşulları devam etmekte olup sıcaklık düşüşü hızlanarak devam etmektedir.

Şekil 6.6'da modelin kılcal boru (N2) boyunca hesapladığı kuruluk derecesi değişimi görülmektedir. I bölgesinde kılcal boruya giriş sıvı fazında olduğu için kuruluk derecesi sıfırdır. II bölgesinde soğutkan doyma basıncına ulaşmakta ve ilk kabarcık oluşumu ile birlikte kaynama başlamaktadır. III bölgesinde, II bölgesine kıyasla kuruluk derecesi yükselişi ilk

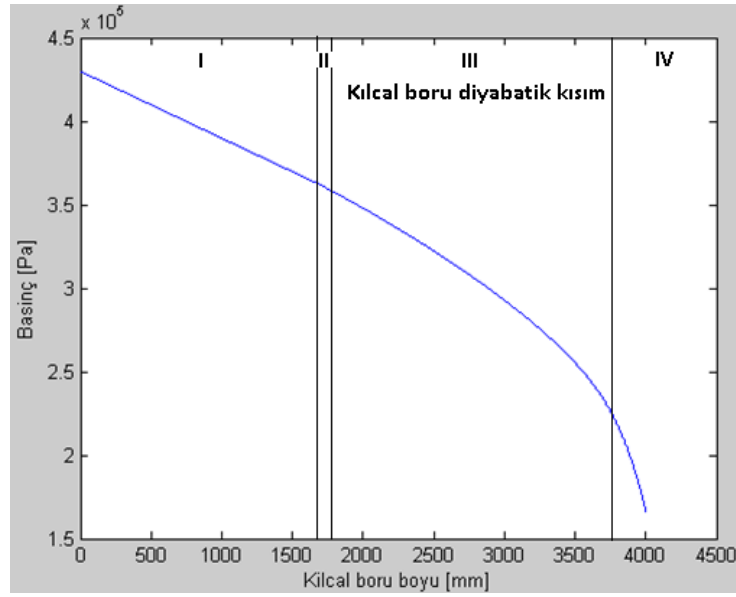
kısımda daha düşük eğimde yükselmektedir. Bunun nedeni diyabatik bölgeden dolayı soğutkanın entalpi değeri düşmektedir. III bölgesinin sonlarına doğru kuruluk derecesi artışı hız kazanmıştır. Kılcal boru içinde ilerledikçe basınç kaybı artışı hızlanmaktadır ve soğutkan entalpi düşüşüne kıyasla daha baskın hale gelmiştir. IV bölgesinde iki fazlı akış devam etmekte olup, basınç düşüşünün de etkisi ile kuruluk derecesi ivmelenerek 0,1 seviyelerine kadar yükselmiştir.



Şekil 6. 5 Kılcal boru (N2) boyu boyunca soğutkan sıcaklık değişimi

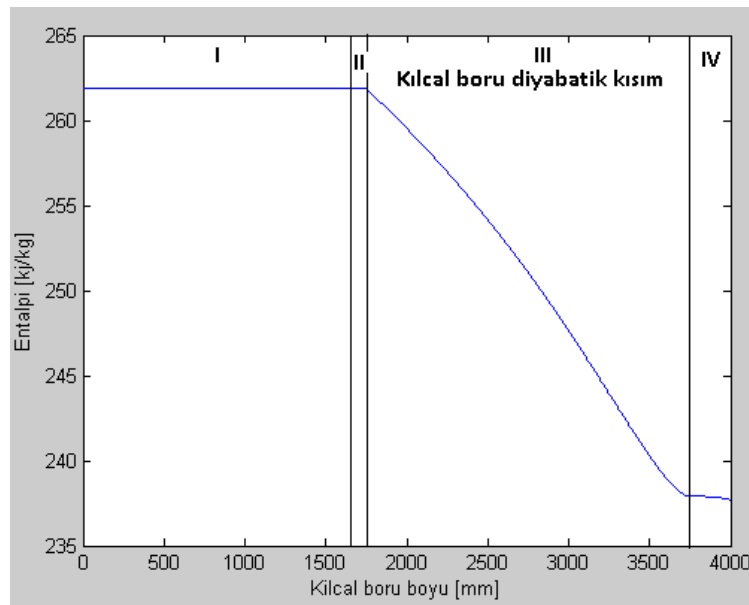


Şekil 6. 6 Kılcal boru (N2) boyu boyunca kuruluk derecesi değişimi



Şekil 6. 7 Kılcal boru (N₂) boyu boyunca basınç değişimi

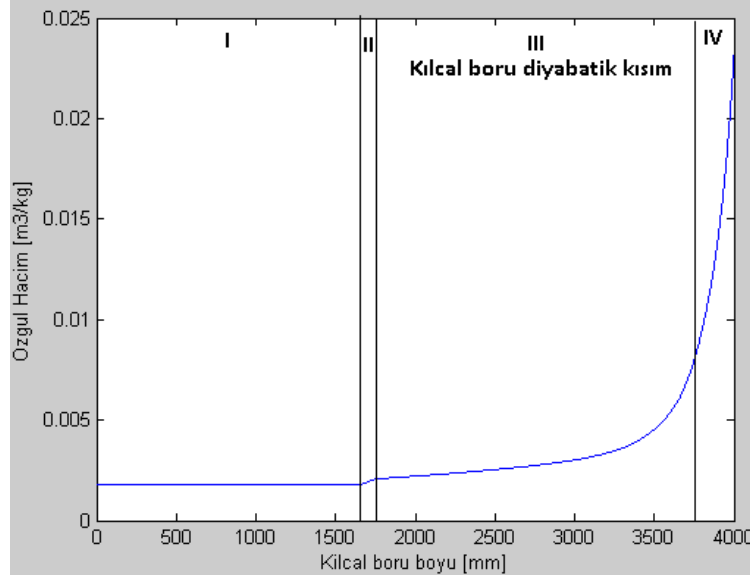
Şekil 6.7’de modelin kılcal boru (N₂) boyunca hesapladığı basınç değişimi görülmektedir. III bölgesinin ortasına kadar basınç lineere yakın düşmektedir. III nolu bölgenin ortalarına yakın basınç düşüşü ivmelenmeye başlamaktadır. Özellikle kuruluk derecesinin artışına paralel olarak soğutkan özgül hacmi artışı ve basınç kaybının boru içinde hızlanarak düşüşüne sebep olmuştur. IV nolu bölgeye geçişle birlikte basınç düşüşü aşırı hızlanmıştır.



Şekil 6. 8 Kılcal boru (N₂) boyu boyunca entalpi değişimi

Şekil 6.8’de modelin kılcal boru (N₂) boyunca hesapladığı entalpi değişimi görülmektedir. I ve II bölgesinde adyabatik giriş koşulunda dışarı ile ısı transferi olmadığı için entalpi sabittir. III

bölgesinde kılcal boru içindeki sıvı soğutkandan, emiş borusu içindeki gaz soğutkana ısı geçişi olmaktadır ve kılcal boru içindeki soğutkanın entalpisi düşmektedir. IV numaralı bölgede adyabatik akış koşulları olmasına rağmen özellikle gaz fazındaki soğutkan parçacık hızlarının artışı etkisi ile entalpi az da olsa düşmüştür.



Şekil 6. 9 Kılcal boru (N2) boyu boyunca özgül hacim değişimi

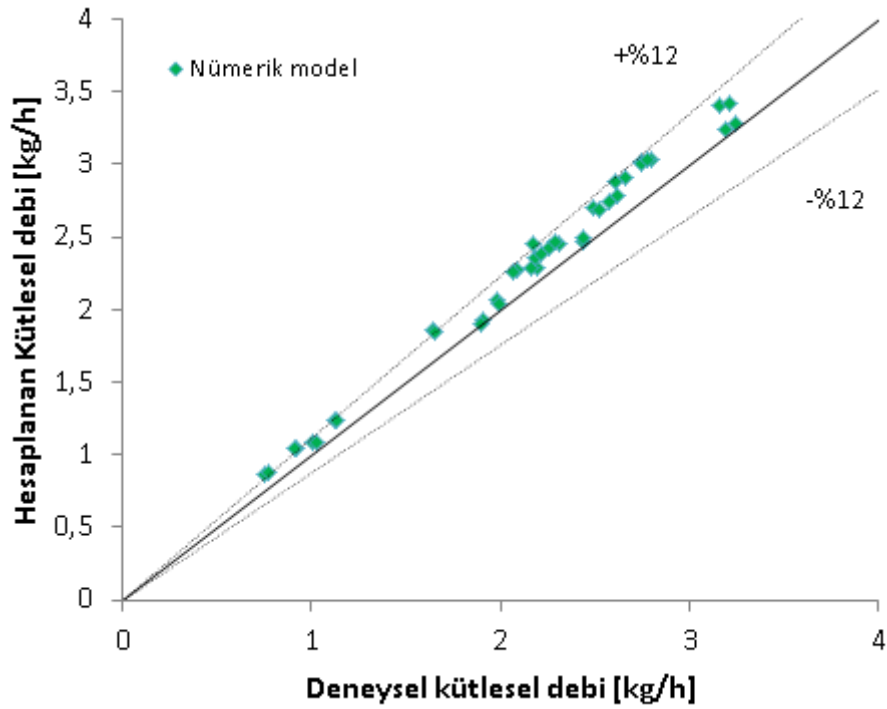
Şekil 6.9'da modelin kılcal boru (N2) boyunca hesapladığı özgül hacim değişimi görülmektedir. I bölgesinde tek fazlı adyabatik akış koşulları mevcuttur ve sıkışamaz akım kabulü yapıldığı için özgül hacim sabittir. II bölgesine geçiş ile birlikte kuruluk derecesi artmaya başlamıştır. Çok az oranda da olsa gaz miktarının artışı özgül hacimde ufak bir artışa neden olmuştur. III bölgesinde kuruluk derecesi artışı devam ettiğinden bir başka deyişle soğutkan içindeki gaz oranı arttığından özgül hacim artışı devam etmektedir. III nolu bölgenin sonu ile IV nolu bölgede özgül hacim artışı ivmelenerek devam etmiştir.

6.3. Modelin Doğrulaması

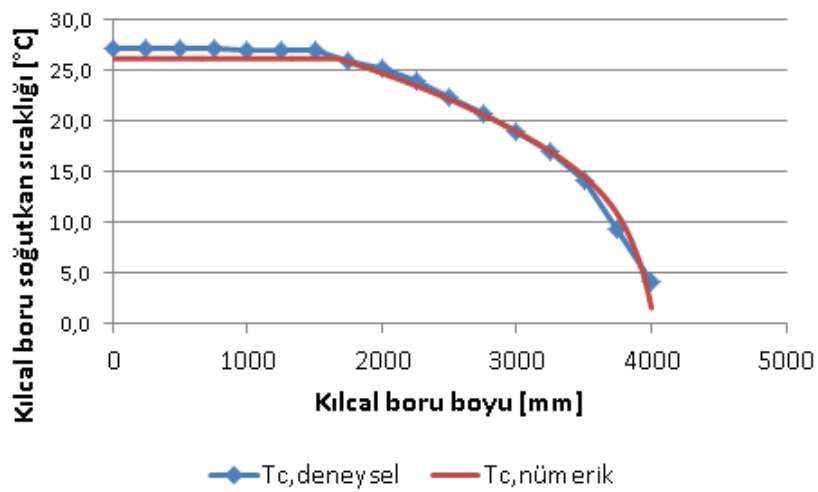
Şekil 6.10'da geliştirilen nümerik model çözümüne göre hesaplanan soğutkan kütle debileri ile deneysel olarak ölçülen debilerin yer aldığı grafik görülmektedir. Grafikten de görüldüğü üzere nümerik çözüm sonuçları, deneysel veriler ile iyi bir uyum (%12 bandı altında) içindedir.

Şekil 6.11’de kılcal boru (N2) soğutkan sıcaklığı model sonuçlarının doğrulama durumu paylaşılmıştır. Deneysel veriler ile numerik sonuçların iyi bir uyum içinde olduğu görülmektedir.

Sonuç olarak geliştirilen numerik model, deneysel verilere uyumlu bir şekilde çalışmaktadır. Bu nedenle emiş borusu, kılcal boruya bitişik olan diyabatik tipteki kılcal boru tasarımlarında modelin kullanılması mümkündür.



Şekil 6. 10 Soğutkan kütle debisinin model sonuçları ile karşılaştırılması



Şekil 6. 11 Kılcal boru (N2) soğutkan sıcaklığı model sonuçlarının doğrulaması

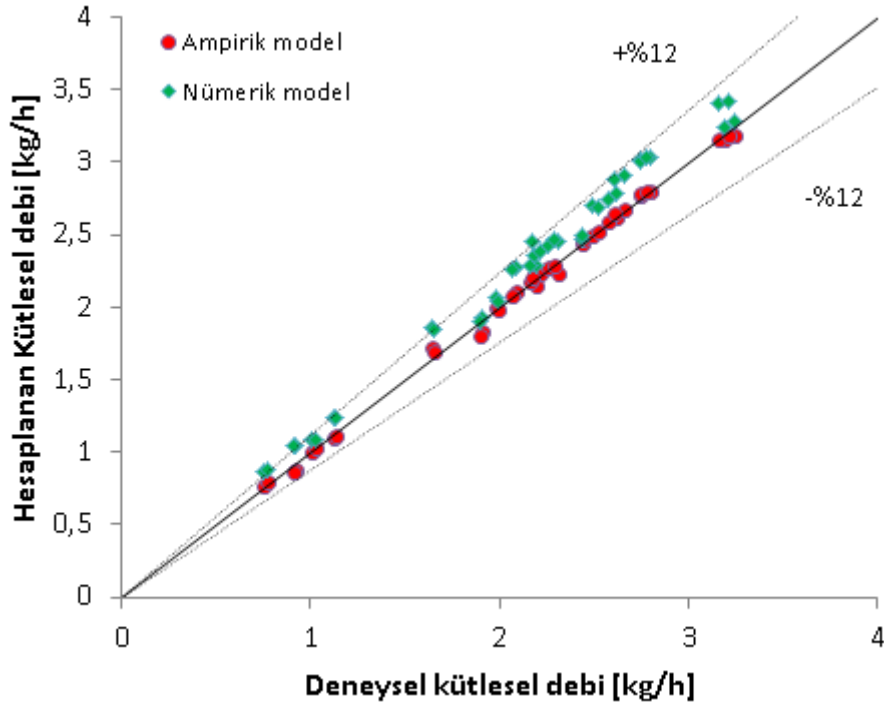
SONUÇ VE ÖNERİLER

21. yüzyılın başlarında ev tipi soğutucularda Avrupalı üreticiler arasında çevreye zararlı bir etkisi olmayan hidrokarbon esaslı R600a (izobütan) soğutkan kullanımı giderek yaygınlaşmış ve buna bağlı olarak R600a bulunan soğutma sistemlerinin kılcal boru tasarımı ve yeniden boyutlandırılması önemli hale gelmiştir. Ev tipi soğutucularda bu boyutlandırma işlemi için genellikle “deneysel” yaklaşım kullanılmaktadır. Deneysel yaklaşım, kılcal boru seçiminin deneme-yanılma metodu ile belirlenmesi şeklindedir. Bu yaklaşım, soğutucu tasarım sürelerinin ve maliyetlerinin ciddi olarak artmasına neden olmaktadır. Bu bilgiler ışığında literatür araştırması yapılmış ve sonrasında R600a soğutkan akan diyabatik tipte kılcal boru üzerine neredeyse hiç deneysel çalışma olmadığı tespit edilmiştir.

Bu doktora tez çalışmasında R600a kullanılan diyabatik tipte kılcal boruda yapılan parametrik deneylerle hem literatürün yoksun olduğu deneysel veriler elde edilmiş, hem de elde edilen bu veriler ışığında soğutkan kütle debisi, basınç düşümü ve eşanjör boru çıkış sıcaklığını hesaplayan ampirik denklemler türetilmiştir. Buna ek olarak kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri esas alınarak ve bunların çözümünü daha basit hale getirebilmek için yapılan bazı kabuller ile diyabatik tipte kılcal boruda R600a soğutkan akışı nümerik olarak çözülmüştür. Ampirik ve nümerik model çözüm sonuçları, deneysel sonuçlar ile valide edilmiş ve bunların iyi bir uyum içinde ($\pm\%12$) olduğu belirlenmiştir (Şekil 7.1). Elde edilen her iki model, ev tipi soğutucu kılcal boru tasarım çalışmaları için güçlü bir araç olup, verimli ürün tasarım süreçlerinin hızlandırılmasını sağlamıştır.

Diyabatik kılcal boru deney düzeneğinde 7 adet faktörün kılcal boru içindeki basınç kaybına ve soğutkan kütle debisine etkisi incelenmiştir. Diyabatik kılcal boru uygulamalarında soğutkan debisini, en şiddetli etkileyen parametreler kılcal boru çapı ve boyu ile kılcal boru

giriş basıncıdır. Buna ek olarak eşanjör giriş sıcaklığı ile kılcal boru boyu ve çapının ikili etkileri debiyi önemli derecede etkilemektedir. Buna göre kılcal boru çapı veya kılcal boru giriş basıncı arttıkça kütleli debinin lineer olarak arttığı görülmüştür. Temel olarak kılcal boru giriş basıncı arttıkça soğutkanı iten kuvvet artmakta, bu da soğutkan debisini arttırmaktadır.



Şekil 7. 1 Soğutkan kütle debisinin model sonuçları ile karşılaştırılması

Kılcal boru çapı arttıkça, soğutkanın tek fazlı akım boyu uzamakta ve soğutkanın iki fazlı akıma geçtiği yer kılcal boru sonuna yaklaşmaktadır. İki fazlı akım boyu kısaldıkça, kılcal boru içinde soğutkanın genişlediği bölge azalmakta ve soğutkanın basınç kaybı azalmaktadır. Bu da debinin daha yüksek seviyede akmasını sağlamaktadır. Kılcal boru boyu azaldıkça, soğutkan debisi artmaktadır. Kılcal boru iki fazlı akım boyu kısaldığı için soğutkan hareketini etkileyen toplam kuvvetler azalmakta ve debi artmaktadır. Kılcal boruya bitişik bağlı eşanjör boyu ve konumu ile bu eşanjörün giriş sıcaklığının kılcal boru içinde akan debiye etkisi incelenmiştir. Buna göre eşanjör konumu fark etmeksizin, kılcal boru giriş sıcaklığı azaldıkça soğutkan debisi artmaktadır. Eşanjör giriş sıcaklığı düştüğünde, kılcal boru içinde tek fazlı akım boyu uzamaktadır. Bu da soğutkanın ivmelenen özgül hacim artışını ertelediğinden soğutkan debisinin artmasına neden olmuştur. Kılcal boru üzerinde eşanjör başta iken soğutkan debisi pek değişmezken, eşanjör sonda iken eşanjör boyunun artışı debi miktarını arttıran bir etken olarak dikkat çekmektedir. Eşanjör boyu kısa iken başta olması durumunda soğutkan debisi

daha yüksektir. Eşanjör uzunken, eşanjör konumunun soğutkan debisine kayda değer bir etkisi yoktur. Bu bilgiler ışığında eşanjör giriş sıcaklığının düşük olduğu ve eşanjörün uzun olduğu kılcal boru uygulamalarının soğutma sistemi üzerinde daha avantajlı olacağını söylemek mümkündür.

Kılcal boru içinde gerçekleşen basınç kaybında en baskın faktörün kılcal boru giriş basıncı olduğu gözlemlenmiştir. Bunu sırasıyla kılcal boru boyu ve çapı takip etmektedir. Bu 3 faktöre kıyasla az da olsa eşanjör giriş sıcaklığı ve kılcal boru çapı ve boyunun ikili etkisi basınç kaybını etkilemektedirler. Eşanjör boyu ve aşırı soğuma miktarının düşük derecede etkili olduğu tespit edilmiştir.

Kılcal boru giriş basıncı arttığında soğutkan debisi artmaktadır. Soğutkan debi artışı, yersel basınç kayıplarını arttırdığı için iki fazlı akıma daha çabuk geçiş olmaktadır ve bu da soğutkanın iki fazlı akım boyunu arttırdığı için toplam basınç kaybı artmaktadır. Kılcal boru boyu arttığında ve/veya kılcal boru çapı azaldığında yersel basınç kayıpları artacağından toplam basınç kaybı doğal olarak artmaktadır.

R600a soğutkanı özelinde deneysel çalışma sayısının azlığı nedeni ile de aşağıdaki konuların çalışılmasının faydalı olacağı düşünülmektedir.

- Dikey diyabatik kılcal boruda soğutkan akış karakteristiklerinin incelenmesi,
- Eş eksenli diyabatik kılcal boru için deney düzeneklerinin geliştirilmesi,
- Diyabatik kılcal boru sarım çapının soğutkan kütleli debisine ve basınç düşüşüne etkisinin araştırılması,
- Dış ortam sıcaklığının yüksek ve düşük olduğu durumlarda kılcal borunun yalıtımlı olmaması durumunda kılcal boru içinde soğutkan akış karakteristiklerinin incelenmesi,
- Özellikle R600a kullanılan kompresörlerde farklı yağ çözünürlüklerinde kılcal boru içerisindeki akış davranışının araştırılması,
- R600a soğutkanı özelinde farklı giriş koşullarında yarı kararlı akışın mevcudiyeti deneysel olarak tespit edilmeli ve hatta buna uygun yarı kararlı akış boyu için literatüre yeni korelasyonlar kazandırılmalıdır.

KAYNAKLAR

-
- [1] WMO, World Meteorological Organization, (1991). "Scientific assessment of ozone depletion:. World meteorological organization global ozone research and monitoring Project", Report no. 25.,Geneva.
 - [2] Khan, M. Kumar, R., (2008). "Flow characteristics of refrigerants flowing through capillary tubes – A review", Applied Thermal Engineering, 29, 1426-1439.
 - [3] Arçelik A.Ş., (2004). Araştırma Raporu
 - [4] Bolstad M., Jordan R., (1948). "Theory and use of the capillary tube expansion device", Refrigerating Eng., 56 577–583.
 - [5] Cooper, Chu C.K., (1957). "Simple Selection method for capillaries derived from physical flow conditions", Refrigerating Eng., 37–41.
 - [6] Mikol, E.P, (1963). "Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes", ASHRAE J., 75–86.
 - [7] Yokoyama, K, Koizumi, H., (1980). "Characteristics of refrigerant flow in a capillary tube", ASHRAE Trans. , 19–27.
 - [8] Bansal, P.K., K Rupasinghe, A.S., (1996). "An empirical model for sizing capillary tubes", Int. J. Refrigeration. , 19, 497–505.
 - [9] Melo, C., Neto, C.B., (1999). "An experimental analysis of adiabatic capillary tubes", Appl. Thermal Eng. 19, 669–684.
 - [10] Motta, S.F.Y., Braga, S.L., (2002). "A visual study of R-404A/oil flow through adiabatic capillary tubes", , Int. J. Refrigeration 25, 586–596.
 - [11] Fiorelli, F.A.S., Huerta, O.M., (2002). "Experimental analysis of refrigerant mixtures flow through adiabatic capillary tubes", Exp. Thermal Fluid Sci. 26, 499–512.
 - [12] Choi, Y., Kim, H.Y., (2003). "Generalized correlation for refrigerant mass flow rate through adiabatic capillary tubes" , Int. J. Refrigeration 26, 881–888.
 - [13] Choi, Y., Kim, H.Y., (2004). "An empirical correlation and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative refrigerants", , Appl. Thermal Eng. 24, 29–41.
 - [14] Jabaraj, D.B., Lal, D.M., (2006). "Flow characteristics of HFC407C/ HFC600a/HC290 refrigerant mixture in adiabatic capillary tubes" , Appl. Thermal Eng. 26, 1621-1628.

- [15] Schenk, M., R. Oelrich, (2014). "Experimental investigation of the refrigerant flow of isobutane (R600a) through adiabatic capillary tubes" *Int. J. Refrigeration* 38, 275-280.
- [16] Marcy, G.P.,(1949). "Pressure drop with change of phase in a capillary tube" *Refrigerating Eng.*, 53–57.
- [17] Hopkins, N.E., (1950). "Rating the restrictor tube" , *Refrigerating Eng.*, 1087–1095.
- [18] Alamgir, M., Lienhard, G.H., (1981). "Correlation of pressure undershoot during hotwater depressurization" , *J. Heat Transf. Trans. ASME* 103, 52–55.
- [19] Sami, S.M., Duong, T., (1987). "An improved model for predicting refrigerant flow characteristics in capillary tubes", *ASHRAE Trans.* 3095, 682–699.
- [20] Kim, R.H., (1987). "Computer aided design of a capillary tube for the expansion valve of the refrigeration machine", *ASHRAE Trans.*, No. NT-87-08-5, 1362–1369.
- [21] Wong, T.N., Ooi, K.T., (1995). "Refrigerant flow in capillary tube: An assessment of the two phase viscosity correlations on model prediction", *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 22 (4),595–604.
- [22] Wong, T.N., Ooi, K.T., (1996). "Evaluation of capillary tube performance for CFC-12 and HFC-134a", *Heat Mass Transf.* 23 (7), 993–1001
- [23] Wong, T.N., Ooi, K.T., (1996). "Adiabatic capillary tube expansion devices: a comparison of the homogeneous flow and the separated flow models", *Appl. Thermal Eng.* 16 (7), 625–634.
- [24] Chung, Mo., Park, B., (1996). "A numerical procedure for simulation of Fanno flows of refrigerants or refrigerant mixtures in capillary tubes", *ASHRAE Trans.: Symposia*, No. TO-98-16-1, 1031–1042.
- [25] Bansal, P.K., Rupasinghe, A.S., (1998). "A homogenous model for adiabatic capillary tubes", *Appl. Thermal Eng.* 18 (3-4), 207–219.
- [26] Sami, S.M., Tribes, C., (1998). "Numerical prediction of capillary tube behaviour with pure and binary alternative refrigerants", *Appl. Thermal Eng.* 18 (6), 491–502.
- [27] Jung, D., Park, B., (1999). "Capillary tube selection for HCFC22 alternatives", *Int. J. Refrigeration* 22, 604-614
- [28] Wongwises, S., Songnetichaovallit, T., (2000). "A comparison of the flow characteristics of refrigerants flowing through adiabatic capillary tubes", *Heat Mass Transf.* 27 (5), 611–621.
- [29] Wongwises, S., Chan, P., (2000). "Two phase-separated flow model of refrigerants flowing through capillary tubes", *Heat Mass Transf.* 27 (3), 343–356.
- [30] Liang, S.M., Wong, T.N., (2001). "Numerical modeling of two-phase refrigerant flow through adiabatic capillary tubes", *Appl. Thermal Eng.* 21,1035–1048.
- [31] Zhang, C.L., Ding, G.L., (2001). "Modified general equation for the design of capillary tubes", *Trans. ASME* 123. 21, 914–919.
- [32] Wonnwises, S., Pirompak, W., (2001). "Flow characteristics of pure refrigerants and refrigerant mixtures in adiabatic capillary tubes", *Appl. Thermal Eng.*. 21, 845–861.

- [33] Kritsadathikaran, P., Wongwises, S., (2002). "Pressure distribution of refrigerant flow in an adiabatic capillary tube", *Sci. Asia* 28, 71–76.
- [34] Gu, Y.Li., Wang, B., (2003). "Analysis on the adiabatic flow of R-407C in capillary tube", *Appl. Thermal Eng.* 23, 1871–1880.
- [35] Valladares, O.G., (2004). "Review of numerical simulation of capillary tube using refrigerant mixtures", *Appl. Thermal Eng.* 24, 949–966.
- [36] Zhang, C.L., (2004). "Intensive parameter analysis of adiabatic capillary tube using approximate analytic solution", *Int. J. Refrigeration* 27, 456–463.
- [37] Zhang, C.L., Ding G.L., (2004). "Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube" *Int. J. Refrigeration* 27, 17–24.
- [38] Yang, C., (2004), Bansal, P.K. " Numerical investigation of capillary tube-suction line heat exchanger performance", *Applied Thermal Engineering* 25, 2014-2028.
- [39] Zhang, C.L., (2005). "Generalized correlation of refrigerant mass flow rate through adiabatic capillary tubes using artificial neural network" *Int. J. Refrigeration* 28, 506–514.
- [40] Paliwal, H.K., (2006). "Orifice flux model for adiabatic capillary tubes for refrigeration systems" 18th National & 7th ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer conference.
- [41] Staebler, L.A., (1948). "Theory and use of a capillary tube for liquid refrigerant control" *Refrigerating Eng.*, 55–59.
- [42] Bolstad, M.M., Jordan, R.C., (1949). "Theory and use of the capillary tube expansion device: part II – non-adiabatic" *Refrigerating Eng.* 57, 519–523.
- [43] Pate, M.B., Tree, D.R., (1984). "An analysis of pressure and temperature measurements along a capillary tube – suction line heat exchanger" *ASHRAE Trans.* 90, 291–301.
- [44] Melo, C., Vieira, R.H., (2002). "Non-adiabatic capillary tube flow with isobutane" *Appl. Thermal Eng.* 22, 1661–1672.
- [45] Pate, M.B., Tree, D.R., (1984). "A linear quality model for capillary tube-suction line heat exchangers" *ASHRAE Trans.* 90, 3–17.
- [46] Escanes, F., Perez-Segarra, C.D., (1995). "Numerical Simulation of capillary tube expansion devices" *Int. J. Refrigeration* 18 (2), 113–122.
- [47] Valladares, G., Perez-Segarra, C.D., (2002). "Numerical simulation of capillary expansion devices behaviour with pure and mixed refrigerants considering metastable region. Part I: mathematical formulation and numerical model" *Appl. Thermal Eng.* 22, 173–182.
- [48] Valladares, G., Perez-Segarra, C.D., (1984). "Numerical simulation of capillary expansion devices behaviour with pure and mixed refrigerants considering metastable region. Part II: experimental validation and parametric studies" *Appl. Thermal Eng.* 22, 379–391.

- [49] Sinpi boon, J., Wongwis es, S., (2002). "Numerical investigation of refrigerant flow through non-adiabatic capillary tubes" Appl. Thermal Eng. 22, 2015–2032.
- [50] Xu, B., Bansal, P.K., (2002). "Non-adiabatic capillary tube flow: a homogeneous model and process description" Appl. Thermal Eng. 22, 1801–1819.
- [51] Xu, B., Bansal, P.K., (2003). "A parametric study of refrigerant flow in non-adiabatic capillary tube" Appl. Thermal Eng. 23, 397–408.
- [52] Bansal, P.K., Yang, C., (2005). "Numerical investigation of capillary tube-suction line exchanger performance" Appl. Thermal Eng. 25, 2014–2028.
- [53] Islamoglu, Y., Kurt, A., (2005). "Performance prediction for non-adiabatic capillary tube-suction line heat exchanger: an artificial neural network approach" Energy Conversion Manag. 46, 223–232.
- [54] Bansal, P.K., Yang, C., (2005). "Reverse heat transfer and re-condensation phenomena in non-adiabatic capillary tubes" Appl. Thermal Eng. 25, 3187–3202.
- [55] G.E.P. Box, W.J. Hunter, J.S. Hunter,(1978). "Statistics for Experimenters—An Introduction to Design, Data Analysis and Model Building", John Wiley & Sons, New York.
- [56] Khan, M.K., Kumar, R., (2009). "Experimental investigation on diabatic flow of R-134a through spiral capillary tube" Int. Refrigeration 32, 261–271.
- [57] Hermes, L., Melo, C., (2008). "Modeling of non-adiabatic capillary tube flows: A simplified approach and comprehensive experimental validation" Int. Refrigeration 31, 1358–1367.
- [58] Sarker, D., Jeong, H., (2012). "Development of empirical correlations for non-adiabatic capillary tube based on mechanistic model" Int. Refrigeration 35, 974–983.
- [59] Mezavila, M., Melo, C., (1996). "Capheat-An Homogeneous Model to Simulate Refrigerant Flow Through Non Adiabatic Capillary Tubes" Purdue university.
- [60] Churchill, S.W.,(1977). "Friction Factor Equation Spans All Fluid Regimes", Chemical Engineering, Vol. 84, pp. 91-92.
- [61] Gnielinski, V., (1962). "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", International Chemical Engineering, Vol. 16, pp. 359-368.
- [62] Erth, R. A, (1970). "Two-Phase Flow in Refrigeration Capillary Tubes", Ph. D. Thesis, Purdue University.
- [63] S. Lin et al, (1991). "Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes", International Journal of Multiphase Flow 17 (1) 95–10.
- [64] Dean, V. ve Voss, D., (1999). "Design and analysis of experiments", pp. 8-14, Springer, New York.
- [65] Forrest W. Breyfogle III, (2003). "Implementing Six Sigma", Wiley

AKIŞ GÖRSELLEME DENEY SONUÇLARI

3000 RPM 3750 MM * 0,84 MM KAPİLERİ								
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPÇIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
269-271	0,701	4,80	4,099	4,86	1,711	36,2	28	8,2
309-311	0,681	4,80	4,119	4,86	1,655	36,2	29	7,2
360-364	0,662	4,80	4,138	4,85	1,598	36,2	29,9	6,3
460-464	0,656	4,80	4,144	4,85	1,580	36,2	30,2	6
484-490	0,643	4,80	4,157	4,85	1,545	36,2	30,8	5,4
510-513	0,628	4,80	4,172	4,85	1,503	36,2	31,6	4,6
1230-1232	0,615	4,80	4,185	4,84	1,470	36,2	32,2	4
1404-1406	0,597	4,80	4,203	4,84	1,419	36,2	33,4	2,8
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPÇIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
4336-4330	0,731	5,30	4,569	5,37	1.764	39,9	33,9	6
4327-4329	0,728	5,30	4,572	5,36	1.757	39,9	34,1	5,8
4365-4369	0,708	5,30	4,592	5,35	1.703	39,9	35	4,9
4441-4444	0,696	5,30	4,604	5,35	1.670	39,9	35,9	4
4460-4462	0,683	5,30	4,617	5,35	1.628	39,9	36,8	3,1
4474-4479	0,68	5,30	4,620	5,35	1.622	39,9	36,9	3
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPÇIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
5854-5856	0,619	4,29	3,671	4,34	1.500	32,2	26,1	6,1
5860-5862	0,614	4,30	3,686	4,34	1.486	32,2	26,3	5,9
5876-5880	0,597	4,30	3,703	4,35	1.438	32,2	27,1	5,1
7083-7086	0,593	4,30	3,707	4,35	1.425	32,2	27,3	4,9
7190-7195	0,570	4,30	3,730	4,34	1.361	32,2	28,3	3,9
7278-7280	0,550	4,30	3,750	4,34	1.308	32,2	29,3	2,9

3000 RPM 3250 MM * 0,84 MM KAPİLERİ								
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPCIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
8703-8705	0,737	4,80	4,063	4,88	1,818	36,2	29,9	6,3
9745-9746	0,728	4,80	4,072	4,88	1,780	36,2	30,4	5,8
360-364	0,73	4,80	4,070	4,88	1,795	36,2	30,3	5,9
9824-9827	0,701	4,80	4,099	4,87	1,701	36,2	31,4	4,8
9890-9891	0,689	4,80	4,111	4,87	1,672	36,2	31,8	4,4
9963-9964	0,664	4,80	4,136	4,86	1,607	36,2	32,8	3,4
10047-10049	0,66	4,80	4,140	4,87	1,591	36,2	33,1	3,1
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPCIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
1152-1156	0,689	4,30	3,611	4,37	1,696	32,2	25,6	6,6
1285-1289	0,676	4,30	3,624	4,37	1,655	32,2	26,2	6
1389-1390	0,664	4,30	3,636	4,36	1,625	32,2	26,8	5,4
1429-1431	0,653	4,30	3,647	4,36	1,592	32,2	27,5	4,7
1456-1457	0,641	4,30	3,659	4,36	1,558	32,2	28,2	4
1460-1462	0,638	4,30	3,662	4,36	1,548	32,2	28,4	3,8
1485-1487	0,621	4,30	3,679	4,36	1,502	32,2	29,5	2,7
1524-1525	0,613	4,30	3,687	4,36	1,481	32,2	30,1	2,1
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPCIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
4062-4065	0,819	5,30	4,481	5,38	2,019	39,9	32,7	7,2
4107-4109	0,808	5,30	4,492	5,38	1,981	39,9	33,3	6,6
4131-4133	0,799	5,30	4,501	5,38	1,954	39,9	33,8	6,1
4171-4174	0,791	5,30	4,509	5,38	1,929	39,9	34,1	5,8
4284-4285	0,771	5,30	4,529	5,37	1,871	39,9	35	4,9
4313-4314	0,755	5,30	4,545	5,37	1,833	39,9	35,9	4
4326-4328	0,744	5,30	4,556	5,37	1,797	39,9	36,6	3,3
4360-4362	0,736	5,30	4,564	5,36	1,774	39,9	37,2	2,7

3000 RPM 2750 MM * 0,84 MM KAPİLERİ								
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPÇIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
15420-15422	0,789	4,80	4,011	4,88	1,969	36,2	30,1	6,1
15604-15605	0,765	4,80	4,035	4,88	1,891	36,2	31,3	4,9
15704-15705	0,749	4,80	4,051	4,87	1,842	36,2	32,2	4
15756-15757	0,728	4,80	4,072	4,87	1,782	36,2	33,2	3
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPÇIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
9600-9602	0,768	4,30	3,532	4,4	1,927	32,2	25,4	6,8
9786-9787	0,743	4,30	3,557	4,41	1,852	32,2	26,1	6,1
9940-9941	0,727	4,30	3,573	4,39	1,801	32,2	26,8	5,4
9978-9980	0,708	4,30	3,592	4,39	1,750	32,2	27,6	4,6
10036-10038	0,693	4,30	3,607	4,39	1,704	32,2	28,2	4
10142-10144	0,668	4,30	3,632	4,38	1,634	32,2	29,4	2,8
10185-10187	0,658	4,30	3,642	4,38	1,602	32,2	30,1	2,1
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPÇIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
16906-16908	0,843	5,30	4,457	5,39	2,099	39,9	33,9	6
17026-17026,5	0,834	5,30	4,466	5,39	2,074	39,9	34,4	5,5
17172-17174	0,795	5,30	4,505	5,37	1,950	39,9	36,1	3,8
17228-17230	0,776	5,30	4,524	5,37	1,896	39,9	36,9	3

3000 RPM 2250 MM * 0,84 MM KAPİLERİ								
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPÇIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
3874-3876	0,898	4,80	3,902		2,285	36,2	30	6,2
4105-4107	0,876	4,80	3,924		2,216	36,2	30,5	5,7
4136-4138	0,864	4,80	3,936		2,176	36,2	31	5,2
4191-4195	0,85	4,80	3,950		2,137	36,2	31,5	4,7
4232-4234	0,829	4,80	3,971		2,078	36,2	32	4,2
5318-5321	0,815	4,80	3,985		2,042	36,2	32,3	3,9
5680-5684	0,788	4,80	4,012		1,953	36,2	33,3	2,9
5680-5684	0,782	4,80	4,018		1,932	36,2	33,5	2,7
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPÇIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
19833-19833,5	0,877	4,30	3,423	4,4	2,258	32,2	25,4	6,8
19950-19952	0,851	4,30	3,449	4,39	2,172	32,2	26	6,2
19981-19982	0,822	4,30	3,478	4,38	2,082	32,2	26,7	5,5
20026-20028	0,786	4,30	3,514	4,37	1,975	32,2	27,5	4,7
20074-20076	0,742	4,30	3,558	4,36	1,843	32,2	28,7	3,5
20151-20152	0,716	4,30	3,584	4,35	1,768	32,2	29,6	2,6
ZAMAN	PKAPCIK	PKAPGIR	deltaP	PKOMPÇIK	DEBİ	tKOND	TKAPGIR	SUBCOOL
21391-21396	0,932	5,30	4,368	5,41	2,351	39,9	33,9	6
21463,5-21464	0,909	5,30	4,391	5,4	2,282	39,9	34,6	5,3
21488-21489	0,893	5,30	4,407	5,39	2,233	39,9	35	4,9
21532-21532,5	0,877	5,30	4,423	5,39	2,185	39,9	35,7	4,2
21567-21569	0,859	5,30	4,441	5,38	2,134	39,9	36,4	3,5
	0,836	5,30	4,464	5,38	2,062	39,9	37,3	2,6

DİYABATİK KILCAL BORU DENEY SONUÇLARI

Pkond (bar)	Tkond (°C)	Tkapi (°C)	ΔT (K)	Thexi (°C)	Lcap	Lhex	Hexkonu	Dkap		Po (bar)	Thexo (°C)	m (kg/h)	ΔP (bar)
5,3	39,9	33,8	6	0	4	2	son	0,8		1,06	29,7	2,289	4,24
5,3	39,9	31,9	8	0	4	2	son	0,8		1,08	28,2	2,345	4,22
5,3	39,9	33,9	6	15	4	2	son	0,8		1,02	30,5	2,171	4,28
5,3	39,9	31,9	8	15	4	2	son	0,8		1,03	29,1	2,205	4,27
4,3	32,2	24,2	8	0	4	2	son	0,8		0,89	23	1,934	3,41
4,3	32,2	26,3	6	0	4	2	son	0,8		0,86	24,3	1,850	3,44
4,3	32,2	24,2	8	15	4	2	son	0,8		0,83	23,8	1,780	3,47
4,3	32,2	26,2	6	15	4	2	son	0,8		0,79	25,2	1,687	3,51
5,3	39,9	33,9	6	0	4	1	son	0,8		0,941	25,2	2,005	4,359
5,3	39,9	31,9	8	0	4	1	son	0,8		0,967	24,2	2,084	4,333
5,3	39,9	33,9	6	15	4	1	son	0,8		0,894	27,4	1,900	4,406
5,3	39,9	31,9	8	15	4	1	son	0,8		0,922	26,6	1,950	4,378
4,3	32,2	24,2	8	0	4	1	son	0,8		0,717	19,4	1,532	3,583
4,3	32,2	26,2	6	0	4	1	son	0,8		0,677	19,9	1,443	3,623
4,3	32,2	24,2	8	15	4	1	son	0,8		0,691	21,4	1,462	3,609
4,3	32,2	26,2	6	15	4	1	son	0,8		0,651	21,8	1,367	3,649
4,3	32,2	24,2	8	0	2,6	2	son	0,8		1,26	22,7	2,856	3,04
4,3	32,2	26,2	6	0	2,6	2	son	0,8		1,25	24,2	2,816	3,05
4,3	32,2	26,2	6	15	2,6	2	son	0,8		1,01	25,4	2,213	3,29
4,3	32,2	24,2	8	15	2,6	2	son	0,8		1,03	23,9	2,277	3,27
5,3	39,9	33,9	6	0	2,6	2	son	0,8		1,4	30,3	3,123	3,9
5,3	39,9	31,9	8	0	2,6	2	son	0,8		1,41	28,8	3,159	3,89
5,3	39,9	33,9	6	15	2,6	2	son	0,8		1,29	31,6	2,847	4,01
5,3	39,9	31,9	8	15	2,6	2	son	0,8		1,31	30	2,890	3,99
4,3	32,2	24,2	8	0	2,6	1	son	0,8		1,12	20,1	2,536	3,18
4,3	32,2	26,2	6	0	2,6	1	son	0,8		1,09	21,5	2,447	3,21
4,3	32,2	26,2	6	15	2,6	1	son	0,8		0,98	24	2,167	3,32
4,3	32,2	24,2	8	15	2,6	1	son	0,8		1,01	22,9	2,249	3,29
5,3	39,9	33,9	6	0	2,6	1	son	0,8		1,28	26,4	2,869	4,02
5,3	39,9	31,9	8	0	2,6	1	son	0,8		1,32	24,9	2,986	3,98
5,3	39,9	33,9	6	15	2,6	1	son	0,8		1,19	29,1	2,621	4,11

5,3	39,9	31,9	8	15	2,6	1	son	0,8		1,23	27,8	2,720	4,07
4,3	32,2	24,2	8	0	4	2	son	0,6		0,45	23,9	0,887	3,85
4,3	32,2	26,2	6	0	4	2	son	0,6		0,43	25	0,849	3,87
4,3	32,2	26,2	6	15	4	2	son	0,6		0,41	25,8	0,775	3,89
4,3	32,2	24,2	8	15	4	2	son	0,6		0,43	24,7	0,823	3,87
5,3	39,9	33,9	6	0	4	2	son	0,6		0,56	29,8	1,082	4,74
5,3	39,9	31,9	8	0	4	2	son	0,6		0,56	28,7	1,103	4,74
5,3	39,9	33,9	6	15	4	2	son	0,6		0,52	29,9	1,001	4,78
5,3	39,9	31,9	8	15	4	2	son	0,6		0,53	28,8	1,022	4,77
4,3	32,2	24,2	8	0	4	1	son	0,6		0,36	21,7	0,677	3,94
4,3	32,2	26,2	6	0	4	1	son	0,6		0,35	22,2	0,644	3,95
4,3	32,2	26,2	6	15	4	1	son	0,6		0,34	23,2	0,613	3,96
4,3	32,2	24,2	8	15	4	1	son	0,6		0,35	22,8	0,650	3,95
5,3	39,9	33,9	6	0	4	1	son	0,6		0,49	29,8	0,936	4,81
5,3	39,9	31,9	8	0	4	1	son	0,6		0,5	25,7	0,957	4,8
5,3	39,9	33,9	6	15	4	1	son	0,6		0,47	26,7	0,885	4,83
5,3	39,9	31,9	8	15	4	1	son	0,6		0,48	26,3	0,905	4,82
4,3	32,2	24,2	8	0	2,6	2	son	0,6		0,59	23,8	1,211	3,71
4,3	32,2	26,2	6	0	2,6	2	son	0,6		0,58	25,1	1,197	3,72
4,3	32,2	26,2	6	15	2,6	2	son	0,6		0,5	25,5	0,982	3,8
4,3	32,2	24,2	8	15	2,6	2	son	0,6		0,50	24,3	1,003	3,8
5,3	39,9	33,9	6	0	2,6	2	son	0,6		0,718	30,6	1,458	4,582
5,3	39,9	31,9	8	0	2,6	2	son	0,6		0,728	29,1	1,491	4,572
5,3	39,9	33,9	6	15	2,6	2	son	0,6		0,65	31,1	1,289	4,65
5,3	39,9	31,9	8	15	2,6	2	son	0,6		0,67	29,7	1,332	4,63
4,3	32,2	24,2	8	0	2,6	1	son	0,6		0,55	22	1,125	3,75
4,3	32,2	26,2	6	0	2,6	1	son	0,6		0,52	23,1	1,07	3,78
4,3	32,2	26,2	6	15	2,6	1	son	0,6		0,49	24,1	0,98	3,81
4,3	32,2	24,2	8	15	2,6	1	son	0,6		0,50	23	1,019	3,8
5,3	39,9	33,9	6	0	2,6	1	son	0,6		0,67	26,9	1,367	4,63
5,3	39,9	31,9	8	0	2,6	1	son	0,6		0,68	25,4	1,412	4,62
5,3	39,9	33,9	6	15	2,6	1	son	0,6		0,61	28,4	1,224	4,69
5,3	39,9	31,9	8	15	2,6	1	son	0,6		0,62	27,4	1,260	4,68
4,8	36,2	29,2	7	7,5	3,3	1,5	son	0,7		0,77	25,6	1,632	4,03

Pkond (bar)	Tkond (°C)	Tkapi (°C)	ΔT (K)	Thexi (°C)	Lcap	Lhex	Hexkonu	Dkap		Po (bar)	Thexo (°C)	m (kg/h)	ΔP (bar)
5,3	39,9	33,9	6	0	4	2	baş	0,8		1,06	30,1	2,442	4,24
5,3	39,9	31,9	8	0	4	2	baş	0,8		1,05	28,6	2,436	4,25
5,3	39,9	33,9	6	15	4	2	baş	0,8		0,98	31	2,197	4,32
5,3	39,9	31,9	8	15	4	2	baş	0,8		0,95	29,5	2,160	4,35
4,3	32,2	24,2	8	0	4	2	baş	0,8		0,75	23,1	1,983	3,55
4,3	32,2	26,2	6	0	4	2	baş	0,8		0,76	24,6	1,992	3,54
4,3	32,2	24,2	8	15	4	2	baş	0,8		0,78	24,2	1,647	3,52
4,3	32,2	26,2	6	15	4	2	baş	0,8		0,78	25,6	1,658	3,52
5,3	39,9	33,9	6	0	4	1	baş	0,8		1,12	26,7	2,493	4,18
5,3	39,9	31,9	8	0	4	1	baş	0,8		1,14	25,3	2,519	4,16
5,3	39,9	33,9	6	15	4	1	baş	0,8		1,01	29,5	2,180	4,29
5,3	39,9	31,9	8	15	4	1	baş	0,8		1,02	28,1	2,219	4,28
4,3	32,2	24,2	8	0	4	1	baş	0,8		0,94	20,5	2,091	3,36
4,3	32,2	26,2	6	0	4	1	baş	0,8		0,93	21,9	2,071	3,37
4,3	32,2	24,2	8	15	4	1	baş	0,8		0,87	23	1,914	3,43
4,3	32,2	26,2	6	15	4	1	baş	0,8		0,87	24,4	1,896	3,43
4,3	32,2	24,2	8	0	2,6	2	baş	0,8		1,16	22,8	2,617	3,14
4,3	32,2	26,2	6	0	2,6	2	baş	0,8		1,16	24,1	2,582	3,14
4,3	32,2	26,2	6	15	2,6	2	baş	0,8		0,99	25,2	2,173	3,31
4,3	32,2	24,2	8	15	2,6	2	baş	0,8		1,05	23,9	2,312	3,25
5,3	39,9	33,9	6	0	2,6	2	baş	0,8		1,43	30,1	3,192	3,87
5,3	39,9	31,9	8	0	2,6	2	baş	0,8		1,45	28,5	3,244	3,85
5,3	39,9	33,9	6	15	2,6	2	baş	0,8		1,26	30,8	2,750	4,04
5,3	39,9	31,9	8	15	2,6	2	baş	0,8		1,28	29,7	2,797	4,02
4,3	32,2	24,2	8	0	2,6	1	baş	0,8		1,17	19,9	2,661	3,13
4,3	32,2	26,2	6	0	2,6	1	baş	0,8		1,15	21,3	2,607	3,15
4,3	32,2	26,2	6	15	2,6	1	baş	0,8		1,02	24	2,259	3,28
4,3	32,2	24,2	8	15	2,6	1	baş	0,8		1,03	22,7	2,289	3,27
5,3	39,9	33,9	6	0	2,6	1	baş	0,8		1,4	26,2	3,161	3,9
5,3	39,9	31,9	8	0	2,6	1	baş	0,8		1,42	24,9	3,210	3,88
5,3	39,9	33,9	6	15	2,6	1	baş	0,8		1,24	29,2	2,743	4,06

5,3	39,9	31,9	8	15	2,6	1	baş	0,8		1,26	27,8	2,779	4,04
4,3	32,2	24,2	8	0	4	2	baş	0,6		0,47	23,7	0,921	3,83
4,3	32,2	26,2	6	0	4	2	baş	0,6		0,46	25	0,912	3,84
4,3	32,2	26,2	6	15	4	2	baş	0,6		0,4	25,5	0,756	3,9
4,3	32,2	24,2	8	15	4	2	baş	0,6		0,40	24,4	0,772	3,9
5,3	39,9	33,9	6	0	4	2	baş	0,6		0,57	30,4	1,128	4,73
5,3	39,9	31,9	8	0	4	2	baş	0,6		0,58	28,9	1,141	4,72
5,3	39,9	33,9	6	15	4	2	baş	0,6		0,53	30,5	1,014	4,77
5,3	39,9	31,9	8	15	4	2	baş	0,6		0,54	29,1	1,027	4,76
4,3	32,2	24,2	8	0	4	1	baş	0,6		0,42	22,4	0,808	3,88
4,3	32,2	26,2	6	0	4	1	baş	0,6		0,41	23,5	0,801	3,89
4,3	32,2	26,2	6	15	4	1	baş	0,6		0,4	24,9	0,755	3,9
4,3	32,2	24,2	8	15	4	1	baş	0,6		0,40	24,2	0,764	3,9
5,3	39,9	33,9	6	0	4	1	baş	0,6		0,53	27,9	1,030	4,77
5,3	39,9	31,9	8	0	4	1	baş	0,6		0,53	26,7	1,040	4,77
5,3	39,9	33,9	6	15	4	1	baş	0,6		0,49	29,3	0,928	4,81
5,3	39,9	31,9	8	15	4	1	baş	0,6		0,49	28,1	0,942	4,81
4,3	32,2	24,2	8	0	2,6	2	baş	0,6		0,59	23,8	1,211	3,71
4,3	32,2	26,2	6	0	2,6	2	baş	0,6		0,58	25,1	1,197	3,72
4,3	32,2	26,2	6	15	2,6	2	baş	0,6		0,5	25,5	0,982	3,8
4,3	32,2	24,2	8	15	2,6	2	baş	0,6		0,50	24,3	1,003	3,8
5,3	39,9	33,9	6	0	2,6	2	baş	0,6		0,718	30,6	1,458	4,582
5,3	39,9	31,9	8	0	2,6	2	baş	0,6		0,728	29,1	1,491	4,572
5,3	39,9	33,9	6	15	2,6	2	baş	0,6		0,65	31,1	1,289	4,65
5,3	39,9	31,9	8	15	2,6	2	baş	0,6		0,67	29,7	1,332	4,63
4,3	32,2	24,2	8	0	2,6	1	baş	0,6		0,54	21,9	1,115	3,76
4,3	32,2	26,2	6	0	2,6	1	baş	0,6		0,54	23,1	1,101	3,76
4,3	32,2	26,2	6	15	2,6	1	baş	0,6		0,46	24,5	0,925	3,84
4,3	32,2	24,2	8	15	2,6	1	baş	0,6		0,47	23,2	0,946	3,83
5,3	39,9	33,9	6	0	2,6	1	baş	0,6		0,68	26,2	1,397	4,62
5,3	39,9	31,9	8	0	2,6	1	baş	0,6		0,68	24,9	1,414	4,62
5,3	39,9	33,9	6	15	2,6	1	baş	0,6		0,62	28,1	1,236	4,68
5,3	39,9	31,9	8	15	2,6	1	baş	0,6		0,62	26,9	1,254	4,68
4,8	36,2	29,2	7	7,5	3,3	1,5	baş	0,7		0,78	24,4	1,667	4,02

NÜMERİK ÇÖZÜM KOD

```

clear, clc, close all, format long
P1=530000; % "kapileri giriş basıncı (Pa)"
dz=0.001;% "kontrol hacmi uzunluk(m)"
T1=33.9;% "kapileri giriş sıcaklığı (C)"
Ts2=29.4; %"eşanjör çıkış sıcaklığı (C)"
Dc=0.60*0.001;% "kapileri iç çapı (m)"
Dco=1.986*0.001; %"kapileri dış çapı"(m)
Ds=5.03*0.001; % "eşanjör iç çapı"(m)
Dso=6.329*0.001; %"eşanjör sıış çapı"(m)
delta=228*10^-6; %"lehim kalınlığı"(m)
w=1.399*0.001; %"lehim genişliği"(m)
g=9.8107;% "yer çekimi ivmesi (m/s2)"
teta=0; %"kapileri yatay" derece
kcu=385*0.001; %"bakır ısı iletim katsayısı "kW/mK
kj=60*0.001; % "lehim ısı iletim katsayısı "kW/mK
m=0.93/3600; %"Soğutkan debisi (kg/s)"
A=0.25*pi*Dc^2; %"Kapileri iç kesit alanı (m2)"
As=0.25*pi*Ds^2; %"eşanjör iç kesit alanı"
Gc=m/A;% "Birim alandan geçen soğutkan debisi (kg/s m2)"
Gs=m/As;
epsilon=0.46*10^(-6);% "bakır boru pürüzlülük katsayısı (m)"
epsilons=0.46*10^(-6);% "bakır boru pürüzlülük katsayısı (m)"
Lin=1.750; %"adyabatik giriş uzunluğu "(m)
Lhex=2.000; %"diyabatik uzunluğu"(m)
Lout=0.250; %"adyabatik çıkış uzunluğu"(m)
L=Lin+Lhex+Lout; %"kapileri boyu"(m)
PP=P1;
xx=[];
TT=[];MM=[];VV=[];RR=[];hh=[];SS=[];QQ=[];UU=[];ZZ=[];CC=[];
Pdoyma=1000*refpropm('P','T',273.15+T1,'Q',0,'isobutan');
x1=0;
h1=(refpropm('H','T',273.15+T1,'Q',x1,'isobutan'))/1000;
h2=h1;
for i=1:L/dz
    i
    if i*dz<Lin
    if (PP(end)>Pdoyma)
    display('A formül')
    T2=T1;
    mu=refpropm('V','T',273.15+T1,'P',P1*1e-3,'isobutan'); % Pa sn
    Resp=Gc*Dc/mu;

```

```

Asp=((log(((7/Resp)^0.9+0.27*epsilon/Dc)^(-1)))*2.457)^16;
Bsp=(37530/Resp)^16;
fsp=((((8/Resp)^12)+((Asp+Bsp)^(-1.5)))^(1/12))*8;
v1=1/refpropm('D','T',273.15+T1,'P',P1*1e-3,'isobutan'); %m^3/kg
v2=v1;
P2=P1+((g*sind(teta)/v1)-((Gc^2)*(v2-v1)/dz)-
(fsp*(Gc^2)*v1*0.5/Dc)*dz);
Pdoyma=1000*refpropm('P','T',273.15+T1,'Q',0,'isobutan');
P1=P2;
PP=[PP,P1];MM=[MM,mu];VV=[VV,v1];RR=[RR,Resp];
xx=[xx,0];TT=[TT,T1];hh=[hh,h1];
else
display('B formül')
Tdoyma=refpropm('T','P',PP(end)*1E-3,'Q',0,'isobutan')-273.15;%C
x2=refpropm('Q','P',PP(end)*1e-3,'H',hh(end)*1000,'isobutan');
vsp2=1/refpropm('D','T',273.15+Tdoyma,'Q',x1,'isobutan');
musp2=refpropm('V','T',273.15+Tdoyma,'Q',x1,'isobutan'); %mu Pa sn
Resp2=Gc*Dc/musp2; Asp2=((log(((7/Resp2)^0.9+0.27*epsilon/Dc)^(-1)))*2.457)^16;
Bsp2=(37530/Resp2)^16;
fsp2=((((8/Resp2)^12)+((Asp2+Bsp2)^(-1.5)))^(1/12))*8;
vtp2=1/refpropm('D','P',PP(end)*1e-3,'H',hh(end)*1000,'isobutan');
muv2=refpropm('V','T',273.15+Tdoyma,'Q',1,'isobutan'); %muv Pa sn
mul2=refpropm('V','T',273.15+Tdoyma,'Q',0,'isobutan'); %mul Pa sn
mutp2=1/(x2/muv2+(1-x2)/mul2); %mutp
Retp2=Gc*Dc/mutp2;% "tek faz durum i?in Re say?s? (-)"
Atp2=((log(((7/Retp2)^0.9+0.27*epsilon/Dc)^(-1)))*2.457)^16; "
Btp2=(37530/Retp2)^16;
vv2=1/refpropm('D','T',273.15+Tdoyma,'Q',1,'isobutan'); %m^3/kg
vl2=1/refpropm('D','T',273.15+Tdoyma,'Q',0,'isobutan'); %m^3/kg
term1=(8/Retp2)^12+(Atp2+Btp2)^(-1.5);
term2=(8/Resp2)^12+(Asp2+Bsp2)^(-1.5);
term3=(1+x2*((vv2/vl2)-1));
fi2=(term1/term2)^(1/12)*term3;
ftp2=fi2*(fsp2)*(vsp2/vtp2);% "p?r?z1?1?k fakt?r? (-)"
save data.mat
P3=fsolve(@root2d,PP(end));
vtp3=1/refpropm('D','P',P3*1e-3,'H',hh(end)*1000,'isobutan'); %vtp
% m^3/kg
h2=h1-(0.0005*(Gc^2)*((vtp3^2)-(vtp2^2)));
h1=h2;
x3=refpropm('Q','P',P3*1e-3,'H',h2*1000,'isobutan');

PP=[PP,P3]; xx=[xx,x3]; TT=[TT,Tdoyma]; VV=[VV,vtp3]; hh=[hh,h1];
end
elseif i*dz>=Lin&&i*dz<(Lin+Lhex)
if xx(end)<0, xx(end)=0; end
h1=(refpropm('H','T',273.15+TT(end),'Q',xx(end),'isobutan'))/1000;
Pdoyma=1000*refpropm('P','T',273.15+TT(end),'Q',0,'isobutan');
if (PP(end)>Pdoyma)
%C
display('c formül')
mu=refpropm('V','T',273.15+TT(end),'P',PP(end)*1e-3,'isobutan'); % Pa
sn
Resp=Gc*Dc/mu;
Asp=((log(((7/Resp)^0.9+0.27*epsilon/Dc)^(-1)))*2.457)^16;
Bsp=(37530/Resp)^16;
fsp=((((8/Resp)^12)+((Asp+Bsp)^(-1.5)))^(1/12))*8;
Prc=refpropm('^','T',273.15+TT(end),'Q',0,'isobutan');

```

```

term10=fsp/8;
term11=Resp-1000;
term12=(fsp/8)^0.5;
term13=((Prc^(2/3))-1);
Nu=(term10*term11*Prc)/(1+12.7*term12*term13);
krefc=(refpropm('L','T',273.15+TT(end),'Q',xx(end),'isobutan'))/1000;
hc=Nu*krefc/Dc;
mus=refpropm('V','T',273.15+Ts2,'Q',1,'isobutan'); % Pa sn
Res=Gs*Ds/mus; %"tek faz durum icin Re sayisi (-)"
Asps=((log((7/Res)^0.9+0.27*epsilons/Ds)^(-1)))*2.457)^16;
Bsps=(37530/Res)^16;
fs=((8/Res)^12)+((Asps+Bsps)^(-1.5))^(1/12))*8;
Prs=refpropm('P','T',273.15+Ts2,'Q',1,'isobutan');
term13=fs/8;
term14=Res-1000;
term15=(fs/8)^0.5;
term16=((Prs^(2/3))-1);
Nu=(term13*term14*Prs)/(1+12.7*term15*term16);
krefs=(refpropm('L','T',273.15+Ts2,'Q',1,'isobutan'))/1000;
hs=Nu*krefs/Ds;
term4=(hc*Dc*pi*dz)^-1;
term5=((log(Dco/Dc))/(2*pi*kcu*dz));
term6=delta/(kj*w*dz);
term7=((log(Dso/Ds))/(2*pi*kcu*dz));
term8=(hs*Ds*pi*dz)^-1;
UA=(term4+term5+term6+term7+term8)^-1;
dq=UA*(TT(end)-Ts2);
cp=(refpropm('C','T',273.15+Ts2,'Q',1,'isobutan'))/1000; % Pa sn
Ts1=Ts2-dq/(cp*m);
Tc2=(dq/UA+((Ts1+Ts2)/2)-(TT(end)*0.5))*2;
Ts2=Ts1;
v1=1/refpropm('D','T',273.15+TT(end),'P',PP(end)*1e-3,'isobutan');
v2=v1;
h2=h1-dq/m-0.0005*(Gc^2)*((v2^2)-(v1^2));
P1=PP(end)+((g*sind(teta)/v1)-((Gc^2)*(v2-v1)/dz)-
(fsp*(Gc^2)*v1*0.5/Dc)*dz);
Pdoyma=1000*refpropm('P','T',273.15+TT(end),'Q',0,'isobutan');
PP=[PP,P1];MM=[MM,mu];VV=[VV,v1];RR=[RR,Resp];
xx=[xx,0]; TT=[TT,Tc2]; SS=[SS,Ts1]; hh=[hh,h2];
QQ=[QQ,dq];UU=[UU,UA];
else
%D
display('d formül')
Tdoyma=refpropm('T','P',PP(end)*1E-3,'Q',0,'isobutan')-273.15 ;%C
x2=refpropm('Q','P',PP(end)*1e-3,'H',hh(end)*1000,'isobutan');
mus=refpropm('V','T',273.15+Ts2,'Q',1,'isobutan'); % Pa sn
Res=Gs*Ds/mus; %"tek faz durum icin Re sayisi (-)"
Asps=((log((7/Res)^0.9+0.27*epsilons/Ds)^(-1)))*2.457)^16;
Bsps=(37530/Res)^16;
fs=((8/Res)^12)+((Asps+Bsps)^(-1.5))^(1/12))*8;
Prs=refpropm('P','T',273.15+Ts2,'Q',1,'isobutan');
term13=fs/8;
term14=Res-1000;
term15=(fs/8)^0.5;
term16=((Prs^(2/3))-1);
Nu=(term13*term14*Prs)/(1+12.7*term15*term16);
krefs=(refpropm('L','T',273.15+Ts2,'Q',1,'isobutan'))/1000;
hs=Nu*krefs/Ds;

```

```

term4=0;
term5=((log(Dco/Dc))/(2*pi*kcu*dz));
term6=delta/(kj*w*dz);
term7=((log(Dso/Ds))/(2*pi*kcu*dz));
term8=(hs*Ds*pi*dz)^-1;
UA=(term4+term5+term6+term7+term8)^-1;
dq=UA*(Tdoyma-Ts2);
cp=(refpropm('C','T',273.15+Ts2,'Q',1,'isobutan'))/1000; % Pa sn
Z=dq/(cp*m);
Ts1=Ts2-(Z);
Ts2=Ts1;
vtp2=1/refpropm('D','P',PP(end)*1e-3,'H',hh(end)*1000,'isobutan');
vsp2=1/refpropm('D','T',273.15+Tdoyma,'Q',0,'isobutan');
musp2=refpropm('V','T',273.15+Tdoyma,'Q',0,'isobutan');
Resp2=Gc*Dc/musp2;
Asp2=((log((7/Resp2)^0.9+0.27*epsilon/Dc)^(-1)))*2.457)^16;
Bsp2=(37530/Resp2)^16;
fsp2=((8/Resp2)^12+((Asp2+Bsp2)^(-1.5)))^(1/12)*8;
muv2=refpropm('V','T',273.15+Tdoyma,'Q',1,'isobutan'); %muv Pa sn
mul2=refpropm('V','T',273.15+Tdoyma,'Q',0,'isobutan'); %mul Pa sn
mutp2=1/(x2/muv2+(1-x2)/mul2); %mutp
Retp2=Gc*Dc/mutp2;% "tek faz durum i?in Re say?s? (-)"
Atp2=((log((7/Retp2)^0.9+0.27*epsilon/Dc)^(-1)))*2.457)^16;
Btp2=(37530/Retp2)^16;
vv2=1/refpropm('D','T',273.15+Tdoyma,'Q',1,'isobutan'); %m^3/kg
vl2=1/refpropm('D','T',273.15+Tdoyma,'Q',0,'isobutan'); %m^3/kg
term1=(8/Retp2)^12+(Atp2+Btp2)^(-1.5);
term2=(8/Resp2)^12+(Asp2+Bsp2)^(-1.5);
term3=(1+x2*((vv2/vl2)-1));
fi2=(term1/term2)^(1/12)*term3;
ftp2=fi2*(fsp2)*(vsp2/vtp2);
save data.mat
P3=fsolve(@root2d,PP(end));
save data.mat
h3=fsolve(@root3d,hh(end));
vtp3=1/refpropm('D','P',P3*1e-3,'H',h3*1000,'isobutan'); %vtp
x3=refpropm('Q','P',P3*1e-3,'H',h3*1000,'isobutan');
x2=x3;
if x2<0, x2=0; Tdoyma=(dq/UA+((Ts1+Ts2)/2)-(TT(end)*0.5))*2; end
PP=[PP,P3]; xx=[xx,x3]; TT=[TT,Tdoyma]; VV=[VV,vtp3];
hh=[hh,h3]; SS=[SS,Ts1]; QQ=[QQ,dq]; UU=[UU,UA]; ZZ=[ZZ,Z]; CC=[CC,cp];
Pdoyma=1000*refpropm('P','T',273.15+TT(end),'Q',0,'isobutan');
end
elseif i*dz>=(Lin+Lhex)&&i*dz<=L
if PP(end)>=Pdoyma
%A2
display('A2 formül')
h1=hh(end);
x2=0;
T2=TT(end);
mu=refpropm('V','T',273.15+TT(end),'P',PP(end)*1e-3,'isobutan');
Resp=Gc*Dc/mu;
Asp=((log((7/Resp)^0.9+0.27*epsilon/Dc)^(-1)))*2.457)^16;
Bsp=(37530/Resp)^16;
fsp=((8/Resp)^12+((Asp+Bsp)^(-1.5)))^(1/12)*8;
v1=1/refpropm('D','T',273.15+TT(end),'P',PP(end)*1e-3,'isobutan');
%m^3/kg
v2=v1;

```

```

P2=P1+((g*sind(teta)/v1)-((Gc^2)*(v2-v1)/dz)-
(fsp*(Gc^2)*v1*0.5/Dc)*dz);
Pdoyma=1000*refpropm('P','T',273.15+TT(end),'Q',0,'isobutan');
P1=P2;
PP=[PP,P1];MM=[MM,mu];VV=[VV,v1];RR=[RR,Resp];
xx=[xx,x2];
TT=[TT,T2];
hh=[hh,h1];
else
%B2
display('B2 formül')
Tdoyma=refpropm('T','P',PP(end)*1E-3,'Q',0,'isobutan')-273.15;%C
x2=refpropm('Q','P',PP(end)*1e-3,'H',hh(end)*1000,'isobutan');
vsp2=1/refpropm('D','T',273.15+Tdoyma,'Q',x1,'isobutan');
musp2=refpropm('V','T',273.15+Tdoyma,'Q',x1,'isobutan');%mu Pa sn
Resp2=Gc*Dc/musp2;
Asp2=((log((7/Resp2)^0.9+0.27*epsilon/Dc)^(-1)))*2.457)^16;
Bsp2=(37530/Resp2)^16;
fsp2=((8/Resp2)^12+((Asp2+Bsp2)^(-1.5)))^(1/12)*8;
vtp2=1/refpropm('D','P',PP(end)*1e-3,'H',hh(end)*1000,'isobutan');
muv2=refpropm('V','T',273.15+Tdoyma,'Q',1,'isobutan');%muv Pa sn
mul2=refpropm('V','T',273.15+Tdoyma,'Q',0,'isobutan');
mutp2=1/(x2/muv2+(1-x2)/mul2);%mutp
Retp2=Gc*Dc/mutp2;% "tek faz durum i?in Re say?s? (-)"
Atp2=((log((7/Retp2)^0.9+0.27*epsilon/Dc)^(-1)))*2.457)^16;
Btp2=(37530/Retp2)^16;
vv2=1/refpropm('D','T',273.15+Tdoyma,'Q',1,'isobutan');%m^3/kg
vl2=1/refpropm('D','T',273.15+Tdoyma,'Q',0,'isobutan');%m^3/kg
term1=(8/Retp2)^12+(Atp2+Btp2)^(-1.5);
term2=(8/Resp2)^12+(Asp2+Bsp2)^(-1.5);
term3=(1+x2*((vv2/vl2)-1));
fi2=(term1/term2)^(1/12)*term3;
ftp2=fi2*(fsp2)*(vsp2/vtp2);% "p?r?zl?l?k fakt?r? (-)"
save data.mat
P3=fsolve(@root2d,PP(end));
vtp3=1/refpropm('D','P',P3*1e-3,'H',hh(end)*1000,'isobutan');
h2=h1;
h1=h2;
x3=refpropm('Q','P',P3*1e-3,'H',h2*1000,'isobutan');
PP=[PP,P3];
xx=[xx,x3];
TT=[TT,Tdoyma];
VV=[VV,vtp3];
hh=[hh,h2];
end
else
PP(end)=PP(end-1);
end
end
plot(xx)
figure,plot(TT)
figure,plot(PP)
figure,plot(SS)
figure,plot(hh)
pause

```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	:Tolga APAYDIN
Doğum Tarihi ve Yeri	:16.03.1985 / Gaziantep
Yabancı Dili	:İngilizce
E-posta	:apaydin85@yahoo.com / tolga.apaydin@arcelik.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2009
Lisans	İnşaat Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2008
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2007
Lise	Fen	Gaziantep Anadolu Lisesi	2003

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2007 – Devam ediyor	Arçelik AŞ	Ar-Ge Kıdemli Uzmanı

YAYINLARI

Makale

1. Apaydin, T. , Heperkan, H.,(2006), "" Experimental Investigation of R600a Refrigerant Flow Inside Adiabatic Capillary Tube", Sigma J Eng & Nat Sci, 34 (2):241-252