

**Evaporatör Tasarımı ve Optimizasyonu için Mikrokanallarda
Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi
(Revize Rapor)**

Proje No: 107M504

Doç. Dr. Almila GÜVENÇ YAZICIOĞLU
Dr. Hüsnü KERPIÇÇİ
Aydın ÇELİK
Bilgehan TEKİN
Yiğit Ata AĞARTAN

HAZİRAN 2012
ANKARA

Önsöz

Bu projede buzdolaplarının evaporatör kısmında kullanılmak üzere bir miniboru ve üç farklı mikrokanalda iki fazlı soğutkan akışında ısı transferi ve basınç düşmesi deneysel olarak incelenmiştir. Proje çalışmaları sonucunda incelenen kanallar arasında en yüksek ısı transferi ve en az basınç düşmesini sağlayan kanal tespit edilmiştir. Projede bir öğretim üyesinin yanısıra Arçelik A.Ş.'den, biri doktoralı olmak üzere, iki araştırmacı, ve ODTÜ'den iki yüksek lisans öğrencisi çalışmış, öğrenciler yüksek lisans derecelerini alıp doktora eğitime başlamışlardır. Proje süresince iki uluslararası, bir ulusal konferansta tebliğ sunulmuştur. Ayrıca iki makale de hazırlık aşamasındadır. Proje TÜBİTAK tarafından desteklenmiştir.

İçindekiler

Önsöz	2
İçindekiler	3
Tablo Listesi	5
Şekil Listesi	7
Özet	10
Abstract	10
1. Giriş	11
2. Genel Bilgiler	13
2.1 Mikro- ve Minikanal Isı Transferi	13
2.2 Literatür Taraması	13
2.2 Araştırmanın Amacı	19
3. Gereç ve Yöntem	20
3.1. Miniboru	20
3.1.1 Düzenek Tasarımı	20
3.1.1.1 Sabit Duvar Sıcaklığı	22
3.1.1.2 Karşıt Akış Isı Değiştiricisi	22
3.1.2 Gereçler	22
3.1.3 Düzeneğin Hazırlanması	23
3.1.3.1 İskelet Yapı	24
3.1.3.2 Veri Toplama	25
3.1.3.3 Soğutkan (R134a) Çevrimi	26
3.1.3.4 Su Çevrimi	30
3.1.3.5 Test Kısmı	32
3.1.3.6 Sızdırmazlık ve Ön Testler	33
3.1.4 Değişiklikler	35
3.1.5 Kalibrasyonlar	39
3.1.6 İki Fazlı Akış Deneyleri	40
3.1.6.1 Yaklaşım	40
3.1.6.2 Şartlar	40
3.1.6.3 Akış Şeması	42
3.1.6.4 Veri Analizi	44
3.1.6.5 Hesaplamalar	45
3.1.6.5.1 Deneysel Hesaplamalar	45
3.1.6.5.2 Literatürdeki Eşilişkiler	46
3.2 Mikrokanallar	49
3.2.1 Düzenekteki Modifikasyonlar	49
3.2.2 Kalibrasyonlar	54
3.2.3 İki Fazlı Akış Deneyleri	54

3.2.3.1 Viskoz Isınma	54
3.2.3.2 Boyut Analizi	56
3.2.3.3 Şartlar	58
3.2.3.4 Akış Şeması	60
3.2.3.5 Veri Analizi	63
3.2.3.6 Hesaplamalar	63
4. Bulgular ve Tartışma	64
4.1 Miniboru	64
4.1.1 Isı Transferi Katsayısı	64
4.1.1.1 Sabit Kuruluk Derecesi	64
4.1.1.2 Sabit Kütle Akısı	66
4.1.1.3 Literatürle Karşılaştırma	69
4.1.2 Basınç Düşmesi	75
4.2 Mikrokanallar	78
4.2.1 Isı Transferi Katsayısı	78
4.2.1.1 Sabit Kuruluk Derecesi	78
4.2.1.2 Sabit Kütle Akısı.....	86
4.2.2 Basınç Düşmesi	94
4.2.2.1 Sabit Kuruluk Derecesi	94
4.2.2.2 Sabit Kütle Akısı	100
5. Sonuçlar ve Öneriler	108
6. Referanslar	110
7. Ekler	112
Ek A: Deney Düzeninde Kullanılan Cihazların Özellikleri	112
Ek B: Deney Düzeninin Ön Tasarım Taslağı	114
Ek C: Deney Düzeninin Ön Tasarım Bağlantıları	114
Ek D: Test Kısmında Kullanılan Parçaların Teknik Çizimi	118
Ek E: Miniboru Deneyleri İçin Kalibrasyon Çalışmaları	121
Ek F: Hacimsel Karışım Oranı 1:1 Olan Su-Etilen Glikol Karışımının Özellikleri	131
Ek G: Soğutkan (R-134a) Özellikleri	134
Ek H: Mikrokanal Enine Kesit Alan Çizimleri	142
Ek I: Mikrokanal Deneyleri İçin Kalibrasyon Çalışmaları	143
Ek J: Mikroboruda Örnek İki Fazlı Deney İçin Sonuçlar	148
Ek K: Belirsizlik Analizi	153
Proje Özet Bilgi Formu	155

Tablo Listesi

Tablo 1: Test kısmında iki fazlı akış deneylerinde soğutkan şartları	41
Tablo 2: İki fazlı akış deneyleri için soğutkan tarafı ortalama parametreleri	41
Tablo 3: İki fazlı akış deneyleri için su tarafı parametreleri	42
Tablo 4: İki fazlı deneyler için ön ısıtıcı ve test kısmı ısı transfer miktarları	42
Tablo 5: Miniboru akış şeması 1. kısım	43
Tablo 6: Miniboru akış şeması 2. kısım	44
Tablo 7: Test kısmı soğutkan tarafı geometrisi	45
Tablo 8: 3 mikrokanalın geometrik özellikleri	49
Tablo 9: Gövde geometrisi özellikleri	50
Tablo 10: Viskoz ısınma deneysel değerleri	55
Tablo 11: İki fazlı akış deneylerindeki test kısmındaki soğutkan koşulları	58
Tablo 12: İki fazlı akış deneyleri için ortalama soğutkan tarafı parametreleri	59
Tablo 13: İki fazlı akış deneyleri için su tarafı parametre aralıkları	60
Tablo 14: İki fazlı akış deneyleri için ön ısıtıcı ve test kısmındaki ısı transferi miktarları	60
Tablo 15: Mikrokanal akış şeması 1. kısım	61
Tablo 16: Mikrokanal akış şeması 2. kısım	62
Tablo 17: Isı transfer katsayısının sabit kuruluk derecesinde doyma basıncıyla değişimi	65
Tablo 18: Isı transfer katsayısının sabit kuruluk derecesinde kütle akısıyla değişimi	66
Tablo 19: Isı transfer katsayısının sabit kütle akısında doyma basıncıyla değişimi	67
Tablo 20: Isı transfer katsayısının sabit kütle akısında kuruluk derecesiyle değişimi	68
Tablo 21: %18 kuruluk derecesinde ısı transfer katsayısının kütle akısına göre değişiminin karşılaştırılması	69
Tablo 22: 200 kg/m ² s kütle akısında ısı transfer katsayısının kuruluk derecesine göre değişiminin karşılaştırılması	71
Tablo 23: Deneysel sonuçlarının Tibiriçá'nın (2010) ve Yan'ın (1998) sonuçlarıyla kuruluk derecesine bağımlılık açısından karşılaştırılması	72
Tablo 24: Deneysel sonuçların Shiferaw (2009) ile kuruluk derecesi bağımlılığında karşılaştırılması	74
Tablo 25: Sabit kuruluk derecesinde basınç düşmesinin kütle akısına göre değişimi ...	76
Tablo 26: Sabit kütle akısında basınç düşmesinin kuruluk derecesiyle değişimi	77
Tablo 27: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için ısı transferi katsayısı ve kütle akısı değerleri (Mikrokanal 1)	79
Tablo 28: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için ısı transfer katsayısı ve kütle akısı değerleri (Mikrokanal 2)	81
Tablo 29: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için ısı transferi katsayısı ve kütle akısı değerleri (Mikrokanal 3)	83
Tablo 30: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için ısı transferi katsayısı ve kütle akısı değerleri (Mikrokanal 1, 2 ve 3)	85

Tablo 31: Sabit kütle akıları için ısı transferi katsayıları ve kuruluk dereceleri (Mikrokanal 1)	86
Tablo 32: Sabit kütle akıları için ısı transferi katsayıları ve kuruluk dereceleri (Mikrokanal 2)	88
Tablo 33: Sabit kütle akıları için ısı transferi katsayıları ve kuruluk dereceleri (Mikrokanal 3)	89
Tablo 34: Sabit kütle akıları için ısı transferi katsayıları ve kuruluk dereceleri (Mikrokanal 1, 2 ve 3)	91
Tablo 35: Mikrokanallarda akış rejimi tahmini için deney verileri ve hesaplama sonuçları	93
Tablo 36: Sabit soğutkan kuruluk derecelerinde basınç düşmesi ve kütle akısı değerleri (Mikrokanal 1)	94
Tablo 37: Sabit soğutkan kuruluk derecelerinde kütle akısı ve basınç düşmesi değerleri (Mikrokanal 2)	96
Tablo 38: Sabit soğutkan kuruluk derecelerinde kütle akısı ve basınç düşmesi değerleri (Mikrokanal 3)	97
Tablo 39: Sabit soğutkan kuruluk derecesinde basınç düşmesi ile kütle akısı değerleri (Mikrokanal 1, 2 ve 3)	99
Tablo 40: Sabit kütle akılarında basınç düşmesi ile kuruluk derecesi değerleri (Mikrokanal 1)	101
Tablo 41: Sabit kütle akılarında basınç düşmesi ve kuruluk derecesi değerleri (Mikrokanal 2)	102
Tablo 42: Sabit kütle akılarında basınç düşmesi ve kuruluk derecesi değerleri (Mikrokanal 3)	104
Tablo 43: Sabit kütle akıları için basınç düşmesi ve kuruluk derecesi değerleri (Mikrokanal 1 , 2 ve 3)	105

Şekil Listesi

Şekil 1: Buhar sıkıştırırmalı bir soğutma döngüsü	11
Şekil 2: Düzeneğin ön tasarım aşamasında şematik gösterimi	21
Şekil 3: Düzeneğin hazırlanma aşamasında şematik çizimi	24
Şekil 4: İskelet yapının teknik çizimi	25
Şekil 5: Veri toplama ünitesinin fotoğrafları	25
Şekil 6: Isıl çift panelleri	26
Şekil 7: Soğutkan soğutma banyosu ve helis ısı değiştiricisi	27
Şekil 8: Soğutkan çevrimi (banyo kısmı)	28
Şekil 9: Soğutkan çevrimi (yan geçiş hattı eklenmeden önce dişli pompa ve mikro-akışölçer)	29
Şekil 10: Akışölçer ve yan geçiş hattının fotoğrafı	29
Şekil 11: Sarılmadan önce ve sonra ön ısıtıcı	30
Şekil 12: Ön ısıtıcı kontrol kutusu ve güç transdüseri	30
Şekil 13: Su çevrimi	32
Şekil 14: İlk kurulumda test kısmının fotoğrafı (tam yalıtımsız)	33
Şekil 15: Düzeneğin ön testler sonrasındaki görünümü	35
Şekil 16: Düzeneğin deneylerin yapıldığı durumunu gösteren şematik çizimi	36
Şekil 17: Bakır – cam geçişinden kullanılan adaptör parçalar	37
Şekil 18: Çevrime takılmış adaptör parça	37
Şekil 19: Dış gövdenin vida ve silikonla kapatıldıktan sonraki görünümü	37
Şekil 20: Test kısmı çıkışında yapıştırıcıyla kaplanmış adaptör parça	38
Şekil 21: Bakır borulu test kısmı	39
Şekil 22: İzolasyon sonrası bakır boru kullanılan test kısmı	39
Şekil 23: Birinci mikrokanalın gövdesi ile birlikte düzeneğe monte edilmiş hali	50
Şekil 24: İkinci mikrokanalın gövdesi ile birlikte düzeneğe monte edilmiş hali	51
Şekil 25: Üçüncü mikrokanalın gövdesi ile birlikte düzeneğe monte edilmiş, henüz su tarafı bağlantıları yapılmamış hali	51
Şekil 26: Birinci mikrokanal için yalıtımı tamamlanmış test bölgesi	51
Şekil 27: İkinci mikrokanal için yalıtımı tamamlanmış test bölgesi	52
Şekil 28: Üçüncü mikrokanal için yalıtımı tamamlanmış test bölgesi	52
Şekil 29: İki fazlı mikrokanal deneylerinin uygulandığı deney düzeneğinin şematik görünümü	53
Şekil 30: İki fazlı mikrokanal deneylerinin uygulandığı deney düzeneğinin şematik görünümü	54
Şekil 31: Su tarafında Reynolds sayısına bağlı viskoz ısınma karşı grafiği	56
Şekil 32: Isı transfer katsayısının sabit kuruluk derecesinde doyma basıncına göre değişimi	65
Şekil 33: Isı transfer katsayısının sabit kuruluk derecesinde kütle akısına göre değişimi	66

Şekil 34: Isı transfer katsayısının sabit kütle akısında doyma basıncına göre değişimi	67
Şekil 35: Isı transfer katsayısının sabit kütle akısında kuruluk derecesine göre değişimi	68
Şekil 36: Deneysel sonuçlarla literatürdeki eşilişkilerin sonuçlarının kütle akısına göre değişimlerinin karşılaştırılması, $x = \%18$	69
Şekil 37: Isı transfer katsayısı oranının kütle akısına göre değişimi, $x = \%18$	70
Şekil 38: Deneysel sonuçlarla literatürdeki eşilişkilerin sonuçlarının kuruluk derecesine göre değişimlerinin karşılaştırılması, kütle akısı $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$	71
Şekil 39: Deneysel sonuçlarla Tibiriçá'nın (2010) sonuçlarının kuruluk derecesine göre değişimi ($G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$)	73
Şekil 40: Deneysel ısı transfer katsayısının Shiferaw (2009) ile karşılaştırılması, $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$	75
Şekil 41: Basınç düşmesinin kütle akısına göre değişimi	76
Şekil 42: Basınç düşmesinin kuruluk derecesine göre değişimi ($G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$)	77
Şekil 43: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için ısı transfer katsayısının kütle akısıyla değişimi (Mikrokanal 1)	80
Şekil 44: Sabit soğutkan kuruluk derecesi için ısı transfer katsayısının kütle akısı ile değişimi (Mikrokanal 2)	82
Şekil 45: Sabit soğutkan kuruluk derecesi için ısı transfer katsayısının kütle akısı ile değişimi (Mikrokanal 3)	83
Şekil 46: Sabit soğutkan kuruluk derecesi için ısı transfer katsayısının kütle akısı ile değişimi (Mikrokanal 1, 2 ve 3)	85
Şekil 47: Sabit kütle akıları için ısı transfer katsayısının kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal1)	87
Şekil 48: Sabit kütle akıları için ısı transfer katsayısı-kuruluk derecesi değişimi (Mikrokanal 2)	88
Şekil 49: Sabit kütle akısı için ısı transfer katsayısına karşı kuruluk derecesi grafiği (Mikrokanal 3)	90
Şekil 50: Sabit kütle akıları için ısı transferi katsayısının kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal 1, 2 ve 3)	92
Şekil 51: Sabit soğutkan kuruluk derecesi için basınç düşmesine karşı kütle akısı grafiği (Mikrokanal 1)	95
Şekil 52: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için basınç düşmesinin kütle akısıyla değişimi (Mikrokanal 2)	97
Şekil 53: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için basınç düşmesinin kütle akısıyla değişimi (Mikrokanal 3)	98
Şekil 54: Sabit soğutkan kuruluk derecesi için basınç düşmesinin kütle akısıyla değişimi (Mikrokanal 1, 2 ve 3)	100
Şekil 55: Sabit kütle akıları için basınç düşmesinin kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal 1)	101
Şekil 56: Sabit kütle akıları için basınç düşmesinin kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal 2)	103

Şekil 57: Sabit kütle akıları için basınç düşmesinin kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal 3)	104
Şekil 58: Sabit kütle akıları için basınç düşmesinin kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal 1, 2 ve 3)	106

Özet

Bu çalışmada, buzdolaplarının evaporatör kısmında kullanılmak üzere çeşitli mikrokanallardaki iki fazlı soğutkan akışında ısı transferi ve basınç düşmesi deneysel olarak incelenmiştir. Literatürdeki çalışmalar buzdolabı uygulamalarında kullanılan düşük debi ve sabit duvar sıcaklığı yaklaşımının mikroboru ve mikrokanallardaki akışların incelenmesinde genel ilgi alanları arasında olmadığını göstermektedir. Bu sebeple, öncelikle 1.65 mm çaplı bakır bir miniborudaki iki fazlı R134a akışının sabit duvar sıcaklığı ve düşük debi yaklaşımıyla deneylerinin yapılması için bir deney düzeneği hazırlanmıştır. Deney düzeneğinin doğrulanmasından sonra aynı deney düzeneği 3 farklı geometrideki mikrokanalın ısı transferi ve basınç düşmesi performanslarının denemesi amacıyla kullanılmıştır. Değişen kuruluk dereceleri ve doyma sıcaklıkları için iki fazlı akışta soğutkanın zorlanmış taşınımıyla deneysel ısı transfer katsayısı hesaplanmış ve basınç düşmesi ölçülmüştür. İki fazlı akış ve farklı kuruluk dereceleri ayarlamaları doyma basıncındaki soğutkanın sarmal ön ısıtıcıyla ısıtılmasıyla yapılmış, düşük debilerde düzgün bir akış sağlayan dişli pompa ile farklı debilerde çalışılmış, sabit duvar sıcaklığı yaklaşımı ise akışkan olarak su-etilen glikol karışımı kullanılan ikincil bir çevrimle gerçekleştirilmiştir. Test kısmında karşıt akışlı ısı değiştiricisi kullanılarak iki çevrim arasında ısı transferi ve sabit duvar sıcaklığı yaklaşımı sağlanmıştır. Sabit kütle akısı ve sabit ortalama kuruluk dereceleri koşullarında iki fazlı ısı transfer katsayısı hesaplanmış, elde edilen verilerin analizi sonucu 7-kanallı, yivli mikrokanalın diğerlerinden daha iyi ısı transferi performansı olduğu, ve bunu daha düşük basınç düşmesiyle sağladığı görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Mikrokanal, zorlanmış taşınımıyla iki fazlı ısı transferi, soğutkan, R134a, sabit duvar sıcaklığı

Abstract

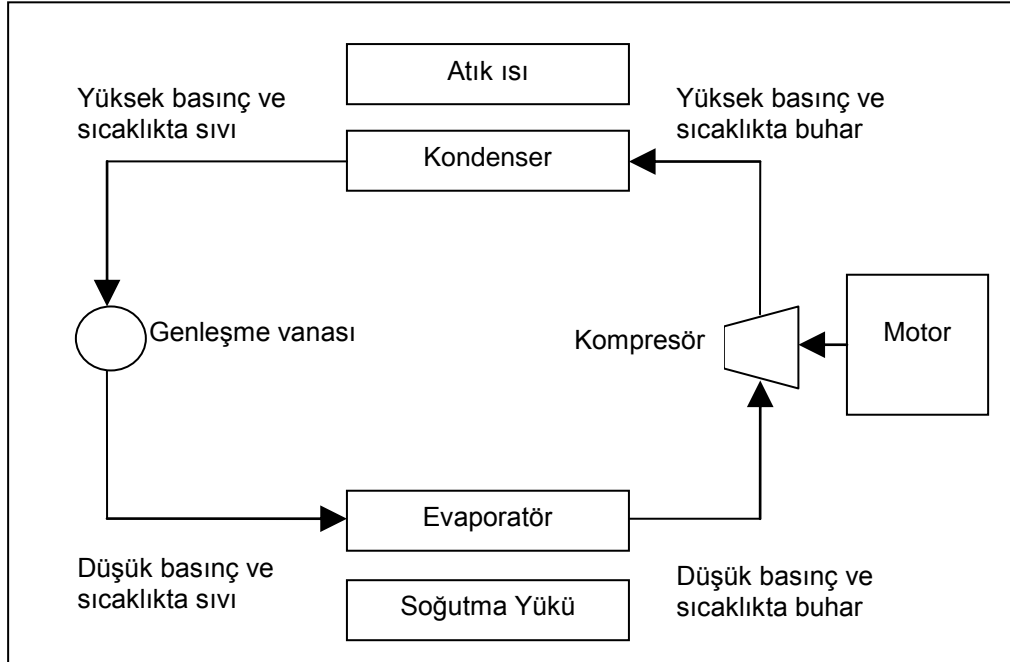
In this work, heat transfer and pressure drop for the two-phase refrigerant flow inside various microchannels has been experimentally investigated for use in evaporators of refrigerators. Current literature shows that the low mass flow rates and the constant wall temperature approach common to refrigerator applications is not of general interest in the investigation of flows in microtubes and microchannels. As a result of this observation, first, an experimental setup has been constructed to test the two phase flow of R134a in a 1.65 mm minitube under the low mass flow rate and the constant wall temperature approach. After the verification of the test setup, the heat transfer and pressure drop performance of three different microchannels has been tested. For different quality and saturation temperature conditions, the experimental two phase forced convection heat transfer coefficient of the refrigerant has been determined and its pressure drop has been measured. Two phase flow and quality values of the saturated refrigerant have been adjusted with the use of a winding cable preheater. A gear pump has been used to adjust the uniform low mass flow rates. A secondary cycle of water-ethylene glycol mixture has been used to keep the wall temperature of the test section constant. A concentric counter flow heat exchanger has been used in the test section to maintain the heat transfer to the refrigerant. For the three microchannels, the heat transfer coefficient for the refrigerant has been determined for constant mass flux and constant average quality conditions. As a result of data analysis, it has been seen that the 7-port grooved microchannel has the best heat transfer performance with the lowest pressure drop.

Keywords: Microchannel, forced convection two phase heat transfer, refrigerant, R134a, constant wall temperature

1. Giriş

Günümüzde enerjiye olan ihtiyaç gelişen teknolojilerle birlikte katlanarak artmaktadır. Bu nedenle enerji kaynaklarının dikkatli kullanımı ve enerji aktarımında yüksek verim konuları önem kazanmıştır. Isı transferi konusu, enerji alanında başlıca konulardan biri olup günlük yaşantımızda ve endüstriyel uygulamalarda sıklıkla yer almaktadır. Isı transferi konusunun yer aldığı en yaygın alanlardan biri soğutma konusudur. Bu konu, gerek endüstriyel uygulamalarda gerek konutlarda kullanılan cihazlarda, direkt ya da dolaylı olarak kendini göstermektedir. Buzdolapları ve iklimlendirme cihazları, evlerde sıklıkla kullanılan soğutma teknolojisi içeren cihazlardır. Örneğin, konutlardaki enerji kullanımının yaklaşık %13'ünü buzdolaplarının oluşturduğu tahmin edilmektedir.

Buzdolaplarında buhar sıkıştırımlı soğutma döngüsü yer almaktadır. Şekil 1'de buhar sıkıştırımlı bir soğutma döngüsünün basitleştirilmiş çizimi verilmiştir. Evaporatör kısmında buzdolabının yiyecek kompartmanından ısı alınmakta, ve bu ısı düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutkanı, yaklaşık sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaştırma kullanılmaktadır.



Şekil 1: Buhar sıkıştırımlı bir soğutma döngüsü

Soğutma sistemlerinde ve özellikle buzdolaplarında borulu evaporatörler kullanılmaktadır. Konvansiyonel buzdolaplarında evaporatörler, sacların bükülmesi ile oluşturulan dikdörtgen kesitli bir gövde üzerine boruların sarılması ile oluşturulmaktadır. Bu tür evaporatörlerde ısı transferi doğal taşınım ile gerçekleşmektedir. Bunun dışında ısı değiştiricisi tipinde hazırlanan, borular üzerine kanatçıkların yerleştirildiği evaporatörler kullanılmaktadır. Isı değiştiricisi tipi evaporatörlerde hava tarafı ısı transfer katsayısının artırılması için bir fan kullanılarak zorlanmış taşınım sağlanmaktadır.

Mikroktüp ve mikrokanal uygulamaları kompakt özellikleri ve iç taraf ısı transfer katsayısında sağladıkları artıştan dolayı bir çok endüstride kullanılmaya başlanmıştır. Üretim tekniklerindeki gelişmeler mikrokanal uygulamalarının daha farklı sektörlerde de uygulanmasını gündeme

getirmektedir. Son yıllarda özellikle otomotiv ve klima teknolojisinde kullanılan ısı değiştiricilerinde mikrokanal uygulamalarına daha sık rastlanmaktadır. Otomotiv ve klima sistemlerinde debi değerleri oldukça yüksektir. Bu nedenle mikrokanallarda, kullanılan akışkanın düzgün dağıtılması için dağıtıcı ve toplayıcılara ihtiyaç duyulmaktadır. Literatürde mikrokanal uygulamalarında dağıtıcı ve toplayıcı tasarımlarına yönelik birçok çalışmaya rastlanmaktadır. Buzdolaplarında çalışma debileri endüstriyel soğutma ve klima sistemlerine kıyasla çok düşüktür. Bu nedenle buzdolaplarında kullanılan ısı değeritiricilerinin mikrokanallardan hazırlanması durumunda herhangi bir dağıtıcı ve toplayıcı tasarımına ihtiyaç duyulmayacaktır ve bu sayede konvansiyonel ve no-frost buzdolaplarında kullanılabilir, verimi artırılmış evaporatörler tasarlanabilecektir. Klima veya benzer uygulamalarda mikrokanal ısı değeritiricilerinin kullanılması, ısı değeritiricisi, dolayısıyla soğutma sistemi performansını önemli ölçüde artırmaktadır. Ayrıca kompakt yapıları sayesinde sistemlerde önemli bir kullanılabilir hacim artışı sağlanabilmektedir.

Bugüne kadar yapılan incelemelerde buzdolaplarında mikrokanal evaporatör uygulamalarına rastlanmamıştır. Ancak bu konuda yapılan teorik yaklaşımlar buzdolaplarında mikrokanal uygulamalarının soğutma sisteminde önemli verim artışı sağlayabileceğini göstermektedir. Buzdolabı çalışma debilerinde literatürde benzer bir çalışmaya rastlanmamış olması buzdolaplarına uygun mikrokanal geometrisinin belirlenmesini önemli kılmaktadır.

Buzdolaplarında mikrokanal uygulaması sayesinde buzdolabı soğutma çevrimi performansının artırılması buzdolabı enerji tüketimini azaltacaktır. Yurtiçinde yılda yaklaşık 2 milyon buzdolabı satışı gerçekteştiği düşünülecek olursa söz konusu buzdolaplarında mikrokanal evaporatör kullanımı ile enerji tüketiminin %10' azaltılması durumunda yıllık ortalama enerji tasarrufu 100 milyon KWh'te ulaşmaktadır. Bu ise Keban barajının yıllık enerji üretiminin %1.3'ü mertebesinde tasarruf sağlamaktadır. Mikrokanal uygulaması sayesinde buzdolaplarında kullanılan evaporatör boyutlarının küçülmesi buzdolaplarında önemli bir hacim artışı sağlayacaktır. Buzdolaplarında sağlanan hacim artışı buzdolabı üreticisi firmalar açısından rekabet artırıcı bir göstergedir. Bunun dışında proje kapsamında yapılan çalışmalar daha kompakt ve daha ekonomik evaporatör üretilmesine hizmet edecektir. Bu sayede mevcut ürünlerde aynı verimde ancak daha ucuza evaporatör kullanımı söz konusu olacaktır.

Bu çalışmada çok kanallı dikdörtgen kesitli mikrokanalların ısı transferi performansı ve basınç düşmeleri incelenerek buzdolabı evaporatörlerinde kullanılabilirlikleri için bir karşılaştırma yapılmıştır. Bu amaçla, öncelikle bir deney düzeği tasarlanıp kurulmuş ve düzeneğin doğruluğu düz bir bakır miniboruda soğutkan (R134a) akışıyla test edilmiştir (TEKİN, 2011). Daha sonra üç farklı geometride çoklu mikrokanalın akış ve ısı transferi deneyleri yapılarak performansları incelenmiştir.

2. Genel Bilgiler

2.1 Mikro- ve Minikanal Isı Transferi

Küçük boyutlarda ısı transferi konusu araştırmacıların ilgisini çeken göreceli olarak yeni bir alandır. Boyutlar küçüldükçe boru ve kanalların sınıflandırılmaları için farklı görüşler bulunmaktadır. Bu görüşlerden en yaygını Kandlikar tarafından önerilen, küçük boru ve kanalları hidrolik çaplarına göre (D_h) sınıflandıran sistemdir (KANDLIKAR, 2004). Bu sınıflandırmada, hidrolik çapı 3 mm'den büyük kanallar konvansiyonel (makro) kanallar, $3 \text{ mm} > D_h > 200 \text{ } \mu\text{m}$ aralığındakiler minikanallar, ve $200 \text{ } \mu\text{m} > D_h > 10 \text{ } \mu\text{m}$ aralığındakiler de mikrokanallar olarak adlandırılmaktadır. Her ne kadar Kandlikar'ın sistemi yaygın olarak kullanılsa da, literatürde bazı çalışmalarda ve özellikle endüstride tüm küçük kanalları mikrokanal olarak adlandırma eğilimi vardır. Bu nedenle, bu çalışmada, destekleyici firma olan Arçelik A.Ş.'nin de görüşleri doğrultusunda, incelenen kanallar ($D_h = 1.69$ ve 3.85 mm) mikrokanal olarak adlandırılmışlardır.

Son otuz yılda mikro- ve minikanallarda ısı transferi konusu iyice yaygınlaşmıştır. Bu konuda en öncelikli çalışmada bir mikrokanalda bilgisayar CPU soğutması amacıyla su akışı incelenmiş, ve mikrokanalda ısı transferinin makrokanallara göre daha yüksek olduğu, üstelik bu durumun laminer rejimde sağlandığı belirlenmiştir (TUCKERMAN, 1982). Bu çalışmadan sonra araştırmacılar konuyu derinlemesine incelemeye yönelmişlerdir. Ayrıca konvansiyonel kanallar için geçerli bazı eşilişkilerin mikro boyutta geçerli olmayışı konuyla ilgili deneysel, sayısal ve teorik çalışmaları hızlandırmıştır.

Giriş kısmında da belirtildiği gibi, evaporatörlerde iki fazlı soğutkan akışı mevcuttur. Soğutkanlar asıl olarak düşük kaynama sıcaklıkları ve yüksek ısı kapasiteleri nedeniyle evaporatörlerde kullanılmaktadır. İki fazlı akışta tek faz akışa oranla, mikrokanallarda da makrokanallara oranla ısı transferi ve ısı transferi katsayısının daha yüksek olmaları, araştırmacılar için mini- ve mikrokanallara iki fazlı soğutkan akışını ilginç bir araştırma alanı haline getirmiştir.

İç akışta ısı transferi konusunda problemin karakterizasyonu için bazı önemli parametreler bulunmaktadır. Bu parametreler; akışkanın sıcaklığı, basıncı, debisi/hızı ve özellikleri, kanal boyutları ve geometrisi (kanal yüksekliği, genişliği, uzunluğu ya da boru çapı ve uzunluğu; tekli/çoklu kanallar, yivli/kanatçıklı kanallar), akış rejimi (laminer/türbülanslı), akış fazı (tek/iki fazlı), sınır şartları (sabit duvar sıcaklığı/sabit duvar ısı akısı), basınç düşmesi ve zorlanmış taşınım ile ısı transferi katsayısıdır. Ayrıca bu parametrelerden bazılarının bir araya gelmesi sonucu boyutsuz parametreler oluşmaktadır: Reynolds sayısı (Re , hidrolik çap x ortalama hız / dinamik viskozite), sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı (Nu , zorlanmış taşınım ile ısı transferi katsayısı x hidrolik çap / ısı iletim katsayısı) gibi.

Yukarıda bahsi geçen parametrelerin özellikle iki fazlı soğutkanlar için, mikro boyutta akış ve ısı transferine etkilerini inceleyen birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmaların, bir sonraki kısımda özeti verilecek olan incelenmesi ve endüstri ihtiyaçlarının bir araya gelmesiyle mevcut çalışmanın amacı şekillenmiştir. Bölüm 2.3'te araştırmanın amacı özetlenecektir.

2.2 Literatür Taraması

1980'li yıllarda mikrokanallardaki tek fazlı laminar akışın konvansiyonel kanallarda türbülanslı akışa göre daha yüksek ısı transferi sağladığını gösteren çalışmaların yayınlanmasından itibaren mikrokanal ısı transferi konusundaki araştırmalar artmıştır.

Mini ve mikrokanallarda son on yıldan önce yapılan ısı transferi ve basınç düşmesi çalışmalarını özetleyen bir çalışma Kandlikar tarafından yapılmıştır (KANDLIKAR, 2002). Mikrokanallarla konvansiyonel kanallar karşılaştırılmış ve akış tipi kaynama karakteristikleri incelenmiştir. Yazar ayrıca tek ve çok girişli konfigürasyonların ısı transferine ve basınç düşmesine etkisinin önemini vurgulamıştır. Bu çalışmada farklı geometriler, farklı akışkanlar ve farklı ısı/kütle akıları için

literatürdeki çalışmalar özetlenip sunulmuştur. Sonuç olarak çok girişli mikrokanallarda basınç düşüşünün fazla olduğu ve konvasiyonel korelasyonların ısı transferini tespit etmede ilk tahmin olarak kullanılabileceğini belirtmiştir. Tek ve çok girişli mikrokanallardaki sapmaların akıştaki kararsızlıktan ve dalgalanmalardan olabileceği ifade edilmiştir.

Saitoh v.d., üç ayrı küçük çapta boruda (0.51, 1.12 ve 3.1 mm iç çaplarında) R-134a kullanarak deney yapmışlardır (SAITOH, 2005). Yazarlar, bu üç farklı çapta boru için yerel ısı transfer katsayısı ve basınç düşmesini farklı kütle akısı, ısı akısı, doyma sıcaklığı ve giriş kurulum dereceleri için incelemiştir. Deneylerin esas amacı boru çapının iki fazlı akış için ısı transferine etkisini araştırmaktır. Deneylerden, çap azaldıkça zorlanmış konveksiyonla evaporasyonun azaldığı sonucu çıkarılmıştır; ayrıca deneysel ısı transfer katsayısının artan ısı akısı değerleri için arttığı, artan kütle akısı değerlerinden etkilenmediği görülmüştür. Bunun yanı sıra, boru çapı azaldıkça daha düşük kurulum derecelerinde kuruma (dry-out) oluşmuştur. Öte yandan, yazarlar sürtünme basınç kaybını homojen model ve Lockhart-Martinelli korelasyonu ile hesaplamış, deneysel sonuçlarla karşılaştırdıklarında, çap küçüldükçe sürtünme basınç kaybında, Lockhart-Martinelli korelasyonuna göre homojen modelin daha iyi sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

Bertsch v.d. R-134a ve R-245fa soğutkanlarıyla çalışmışlar ve bakır mikrokanallı soğuk plaka evaporatörlerinde deneyler yapmışlardır (BERTSCH, 2008/11). En-boy oranları 2.5, hidrolik çapları 1.09 mm ve 0.54 mm olan iki farklı sıra mikrokanal için farklı kurulum dereceleri, doyma sıcaklıkları, kütle akıları ve ısı akıları için ısı transfer katsayısını bulmuşlardır. Deneyler sonucunda, ısı transfer katsayısının yüksek oranda ısı akısına ve kurulum derecesine bağlı olduğunu, ilgilenilen aralıkta doyma sıcaklıklarından ve kütle akısından etkilenmediği görülmüştür. Ayrıca R-134a'nın R-245fa'ya göre zorlanmış taşınım kaynağı rejiminde daha yüksek ısı transfer performansı verdiğini belirtmişlerdir. Buna ek olarak, kütle akısı arttıkça çekirdekli kaynağın yüksek ısı akısı değerlerindeki baskınlığı artmıştır. Isı transfer katsayısının kurulum derecesine göre değişimini de incelemiş ve sonuç olarak ısı transfer katsayısının kurulum derecesine güçlü bir şekilde bağlı olduğu ve %50'nin üzerinde kurulum derecelerinde keskin bir düşüş olduğu gözlenmiştir. Geometriye ve akış koşullarına bağlı olarak en yüksek ısı transfer katsayısının %10-%50 kurulum dereceleri arasında olduğu görülmüştür. Öte yandan, çaplar arasındaki fark ne kadar az olursa olsun, çap azaldıkça ısı transfer katsayısının arttığı bildirilmiştir. Yazarlar ayrıca sonuçları literatürdeki çeşitli korelasyonlarla karşılaştırmışlar ve sadece birkaç tanesinin deneylerde kullanılan mikrokanallara uygulanabileceğini ve yine de hata olduğunu söylemişlerdir.

Bertsch v.d., HFC-134a soğutkanın kullanarak önceki çalışmaları ile benzer şartlarda ve aynı en-boy oranında çalışmalar yapmışlardır (BERTSCH, 2008/04). Yazarlar 17 paralel kanallı ve 1.089 mm hidrolik çaplı mikrokanalları incelemişler ve ısı transfer katsayısının %20 kurulum derecesi için en yüksek değere çıktığını bulmuşlardır. Isı transfer katsayısının maksimum değere ulaştıktan sonra kurulum derecesinin artmasıyla hızla azaldığını belirlemişlerdir. Bu deneylerde doyma basıncının ısı transferine olan etkisinin ihmal edilebilir olduğu görülmüştür. Ayrıca diğer mikrokanal çalışmalarından farklı olarak ısı transfer katsayısının ısı akısının ve kütle debisinin artmasıyla arttığı tespit edilmiştir.

Küçük (2 mm çaplı) borularda buharlaşma ısı transferi katsayısını ve basınç düşmesini inceleyen Yan ve Lin, akışkan olarak R-134a'yı kullanmışlardır (YAN, 1998). Mikrokanallar düşünüldüğünde 2 mm büyük bir çaptır, fakat küçük çaplı borulardaki ısı transferinde olan sapmayı belirlemek için bu çalışma değerlidir. Yazarlar çalışılan boru için kaynama ısı transferi katsayısının ısı akısı ve kütle debisinin artırılmasıyla geleneksel borulara nazaran %30 – %80 oranında daha fazla arttığını fakat basınç düşmesinin daha fazla olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca yazarlar ısı transferi katsayısı ve sürtünme katsayısı için eşilişkiler önermişlerdir.

Yarin v.d., mikrokanallardaki iki fazlı laminer akış için sanki-bir-boyutlu bir model geliştirmişlerdir (YARIN, 2002). Çalışmanın amacı menisküs bölgesindeki faz değişimini ve kılcal akışı incelemektir. Menisküsün içindeki ve dışındaki akış modellenmiştir. Modelleme sürecinde temel karakteristikler dikkate alınmış ve farklı akış şartlarına uygulanılabilecek bir eşilişki geliştirilmiştir. Sonuç olarak belirlenen parametrelerde maksimum verimlilik için optimum mikrokanal çapı ve uzunluğu bulunabileceği belirtilmiştir.

Liu v.d., mikrokanallardaki ısı transferini teorik olarak incelemiş ve sayısal analizler yapmışlardır (LIU, 2006). 100 mikrometre hidrolik çaplı mikrokanalda, düşük Reynolds sayılı akış ve yerleştirilmiş ısı akısı şartlarında su akışının 2 boyutlu modellenmesiyle ilgilenmişlerdir. Yazarlar viskozitenin ve ısı iletim katsayısının değişiminin ısı transferine olan etkisine odaklanmışlardır. Çalışmaların sonunda viskozitenin değişimiyle ısı transferinin arttığı, ısı iletim katsayısının değişimiyle ise aksel ısı iletiminin çok düşük Reynolds sayıları dışında ihmal edilebilir olduğu bulunmuştur. Bu çalışmanın önemli sonuçları hız alanıyla sıcaklık dağılımının birbirine bağlı olduğu, hız alanının özelliklerin değişimiyle değiştiği ve sayısal analizde kullanılan çapraz akışın ısı taşınımını çok az etkilediğidir.

3 farklı hidrolik çaptaki, dikdörtgen kesitli 5 paralel kanallı mikrokanallarda su akışını inceleyen Jung ve Kwak, kanal uzunluklarını sabit tutmuş ve sürtünme katsayılarını ölçmüşlerdir (JUNG, 2007). Ölçülen değerlerin makroskopik eşilişiklerdeki teorik değerlere yakın olduğu gözlemlenmiş fakat Nusselt sayısı eşitliğinin saptığı ve Reynolds sayısına çok bağlı olduğu tespit edilmiştir. Sonuç olarak makro ölçekteki kanal ve borularda kullanılan sabit değer yerine yeni bir eşilişki önermişlerdir. Ayrıca ısı transfer katsayısının duvar sıcaklığına ve ısı transferini etkileyen viskozite gibi özelliklere doğrusal olarak bağlı olduğu gösterilmiştir.

Qu ve Mudawar paralel mikrokanallarda su için akışlı kaynama ısı transferini incelemişlerdir (QU, 2003). Her kanal $231 \mu\text{m} \times 713 \mu\text{m}$ kesit alanına sahiptir ve toplamda 21 kanal vardır. Farklı giriş ve sınır koşulları için deneyler yapmışlar ve makro ölçekteki akışın tersine ısı transferinin denge kurulum derecesinin artırılmasıyla azaldığı sonucuna varmışlardır. Literatürdeki birçok eşilişki analiz edilmiş ve hiçbirinin deneysel şartlardaki çalışma aralıklarını içermediği ve deneysel sonuçlarla uyumlu olmadığı bulunmuştur.

Park ve Punch diğer çalışmalardan farklı olarak mikrokanallarda tek faz akış üzerinde yoğunlaşmışlardır (PARK, 2008). Çalışmalarının amacı hidrolik çapı $106 \mu\text{m}$ ile $307 \mu\text{m}$ arasında değişen bir dizi mikrokanalda düşük Reynolds sayılarındaki ($69 < \text{Re} < 800$) ısı transferini ve sürtünme katsayısını incelemektir. Sürtünme katsayısının konvansiyonel kanallar için kullanılan eşilişkilerin sonuçlarıyla uyumlu olduğu fakat Nusselt sayısında ciddi sapmalar olduğu bulunmuştur. Sonuç olarak yazarlar Nusselt, Reynolds ve Brinkman sayılarını içeren bir eşilişki önermişlerdir.

Sun ve Mishima 18 makaleden, farklı akışkanlar, farklı hidrolik çaplı kanallar ve değişik şartlardaki mikrokanallarda basınç düşmesi için verileri toplamışlar ve farklı eşilişkilerin uygulanabilirliğini incelemişlerdir (SUN, 2008). Yazarlar hem laminer akışları hem de türbülanslı akışları incelemişler, deney sonuçları ve eşilişkileri içeren yararlı bir literatür derlemesi yapmışlardır.

Liu ve Garimella akışkan olarak su kullanılan mikrokanal deneyleri yapmışlardır (LIU, 2008). 275×636 ve $406 \times 1063 \mu\text{m}^2$ boyutlarında iki farklı geometrideki mikrokanalı kullanmışlardır. Farklı giriş sıcaklıklarındaki su için farklı kütle debisi ve en yükseği 129 W/cm^2 olan farklı ısı akılarında deneyler yapmışlardır. İki fazlı akışta deneyler yapmışlar fakat çıkış kurulum değerini en yüksek %20 olarak belirlemişlerdir. Deneylerden sonra ısı transferi katsayısını hesaplamışlar ve makrokanallar için kullanılan eşilişkilerle sonuçları karşılaştırmışlardır. Daha önceki çalışmalardaki gibi eşilişkilerin aşırı soğutulmuş bölge için doğru sonuçlar verdiği fakat doymuş akış ve akış tipi kaynama bölgeleri için kullanılamayacağı sonucuna varılmıştır. Yazarlar bunun

üzerine kaynama akışı bölgesi için deney sonuçlarıyla uyumlu analitik bir çözüm önerisi sunmuşlardır.

Optik ölçme yöntemleri kullanarak kaynama akışı rejimlerini deneysel olarak çalışan Revelline ve Thome 0.5 ve 0.8 mm çaplı camdan yapılmış test boruları kullanmışlardır (REVELLIN, 2007). Yazarlar çalışmalarını farklı doyma basınç ve sıcaklıklarındaki R-134a ve R-245fa akışkanlarıyla yapmışlardır. Deneyler geçiş bölgeleriyle birlikte 4 farklı akış haritası göstermiştir. İlginç bir sonuç olarak, mevcut çalışmada da akışkan olarak kullanılan R134a'nın ne makroölçekteki eşilişkilerle, ne de hava ve su için hazırlanan mikro ölçekteki eşilişkilerle uyum göstermemesidir. Giriş sıcaklıkları ve doyma basınçları performansı çok etkilememiştir. Ayrıca farklı kanallar akış haritaları dışında çok farklı sonuçlar vermemiştir. Tespit edilen en önemli farklılık R134a'nın akış rejimindeki geçişlerin kütle debisindeki değişimlere R-245a'dan daha fazla etkilendiğidir. Bu durum kütle debisinin mini ve mikrokanallarda iki fazlı akışlarda ele alınması gereken önemli bir nokta olduğunu göstermektedir.

De Rossi v.d., mevcut çalışmayla benzer koşullarda deneyler yapmışlardır (DE ROSSI, 2009). Yazarlar -8.8 ve 19.9°C doyma sıcaklıkları arasında akış tipi kaynama ısı transferi ve basınç düşmesi deneyleri yapmışlardır. Çalışmalarında farklı kütle debileri ve ısı akıları kullanmışlardır. Mevcut çalışmadan farklı olarak sabit duvar sıcaklığı sınır şartının yanı sıra sabit duvar ısı akısı sınır şartını da kullanmışlardır. Deneylerde 6mm çaplı paslanmaz çelik boru kullanmışlardır. Deneylerden sonra bahsedilen farklı parametrelerin ısı transferini ve basınç düşmesini nasıl etkilediğini yorumlamışlardır. Sonuçta ısı transferi katsayısının buhar kuruluk derecesinin, ısı akısının ve kütle debisinin artmasıyla arttığını fakat doyma basıncının ısıtma performansını ancak düşük buhar kuruluk derecelerinde etkilediğini belirtmişlerdir. Ayrıca basınç düşmesinin artan kütle debisi ve azalan doyma basıncıyla arttığını gözlemlemişlerdir.

Ong ve Thome 1.030 mm çaplı kanalda R-134a, R-236fa ve R-245fa akışkanlarıyla akış tipi kaynama deneyleri yapmışlardır (ONG, 2009). Akış tipi kaynama ısı transferi parametrelerini belirlemek ve akış haritaları çıkarmak için veri toplamışlardır. Diğer araştırmacılar gibi farklı ısı akısı ve kütle debilerinde deneyler yapmışlar ve sonuç olarak doymuş akış tipi kaynama ısı transferi için yerel ısı transferi katsayısının ısı akısı ve kütle debisine bağlı olduğunu fakat aşırı soğutulmuş artıklara bağlı olmadığını belirtmişlerdir. Yazarlar bu parametrelerdeki değişimlerin ısı transferine etkisinin akıştaki geçişler ile eşleştiğini ifade etmişler ayrıca mikrokanallarda çekirdek kaynamalı zorlanmış taşınımın henüz iyi anlaşılmadığını ve üzerine çalışılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Agostini ve Bontemps, R134a ile minikanallarda zorlanmış akışta kaynamayı deneysel olarak incelemişlerdir (AGOSTINI, 2005). Hidrolik çapı 2.01 mm olan ve 11 paralel dikdörtgen çoklu kanaldan oluşan alüminyum çekilmiş düz tüp kullanmışlardır. Kütle akısı 90 ve 295 kg/m²s ve ısı akısı 6.0 ve 31.6 kW/m² aralığında değiştirilmiştir. 405 ve 608 kPa olmak üzere iki farklı basınçta çalışmışlardır. Girişteki soğutma 1 K'den 17 K'e kadar değiştirilmiştir. Sonuçta, düşük kuruluk dereceleri meydana gelmesine rağmen ısı transferinin literatürdeki konvansiyonel tüpler için tespit edilen değerlerden daha büyük olduğu görülmüştür.

Djordjevic ve Kabelac, amonyak ve R134a'nın rütbe-modeli (Chevron) plaka ısı değiştiricilerindeki buharlaşma ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir (DJORDJEVIC, 2006). Doyma sıcaklığı amonyak için 268 ve 283 K arasında, R134a için 265 ve 283 K arasındadır. Isı değiştiricisi içinde kullanılan ikinci akışkan ise mevcut deneylerde de kullanılan su ve etilen glikol karışımıdır. Genel kanının aksine paralel akış performansının ters akışa göre daha iyi olduğu görülmüştür. Literatürle yapılan karşılaştırmalar iyi bir uyum göstermiş ve literatürdeki bazı eşilişkiler deneylerde kullanılan ısı değiştiricisi modeline adapte edilmiştir.

Başka bir çalışma, 1.5 mm ve 3.0 mm iç çapında, 2000 mm uzunluğundaki paslanmaz çelik yatay minikanallarda R-22, R-134a ve CO₂ kullanılarak zorlanmış taşınım kaynama ısı transferi üzerine yapılmıştır (CHOI, 2007). Yazarlar, 10'dan 40 kW/m²'ye kadar değişen ısı akılarında, 200'den 600 kg/m²'s'ye kadar değişen kütle akılarında ve 0-1.0 arası kuruluk derecelerinde laminer akış için ısı transfer katsayılarını elde etmişlerdir. Mevcut deneylerden farklı olarak sabit duvar sıcaklığı yerine test kısmına farklı sabit ısı akıları uygulayarak ısı transfer katsayılarını hesaplamışlardır. Sonuçta ısı transfer katsayısı için yeni bir eşilişki geliştirmişlerdir.

Shiferaw v.d., 1.1 mm iç çaplı paslanmaz çelik tüpteki akışta kaynama ısı transferi sonuçlarıyla üç bölgeli akış modelinden elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır (SHIFERAW, 2009). Deneylerde R134a kullanılmıştır. Değişen parametreler kütle akısı (100–600 kg/m²s), ısı akısı (16–150 kW/m²) ve doyma basıncıdır (6–12 bar). Deney sonuçlarına göre, ısı transfer katsayısı, düşük ısı ve kütle akılarında, kuruluk derecesi %50'den düşükken ısı akısı ve doyma basıncıyla değişmekte, ancak kuruluk derecesiyle değişmemektedir. Kütle akısının etkisinin ise önemsiz olduğu gözlemlenmiştir. Yüksek ısı akılarında ve %50'den büyük buhar kuruluk derecelerinde, ısı transfer katsayısı ısı akısıyla değişmezken kuruluk derecesi arttıkça azalmaktadır. Yüksek buhar oranının buna neden olduğu düşünülmektedir. Üç bölgeli akış modeli düşük basınçlarda deneysel verilerle uyum içinde bulunurken yüksek kuruluk derecesinin meydana geldiği bölüm için bu uyumdan söz etmek mümkün olmamaktadır.

Matkovic v.d, 0.96 mm çapında dairesel paslanmaz çelik bir miniboru içerisinde R134a ve R32'nin yoğuşması sırasında, yerel ısı akısı ve doyma ve duvar sıcaklıklarını ölçerek yerel ısı transfer katsayılarını elde etmişlerdir (MATKOVIC, 2009). Deneylerdeki kütle akısı 100'den 1200 kg/m²'s'ye kadar değişmekte olup deneyler sırasındaki doyma sıcaklığı 40°C'dir. Deney sonuçları makro boyuttaki düz tüpler için geliştirilmiş yoğuşma işlemleri için beklenen sonuçlarla tutarlıdır. Elde edilen sonuçlar kütle akısının oldukça yüksek olması ve kanalın dairesel bir kesit alanına sahip olması koşuluyla konvansiyonel tüpler için kullanılan eşilişkilerin minikanal yoğuşturucular için de kullanılabileceğini önermektedir.

Mini ve mikrokanaallarda kaynamada önemli bir konu olan doymuş kritik ısı akısı tespiti için kullanılan metotları kıyaslayan Revellin v.d., literatürdeki en iyi metodu bulmaya çalışmışlardır (REVELLIN, 2009). Oluşturdukları veritabanı, mevcut deneylerde de kullanılan R134a'yı da içeren 9 akışkanın farklı deney şartlarında incelenmesini içermektedir. Karşılaştırdıkları eşilişkiler ve metotlar arasından su için ve su bazlı olmayan akışkanlar için en iyilerini belirlemişlerdir.

In ve Jeong, 0.19 mm iç çapında paslanmaz çelik bir mikroborda deneysel olarak R123 ve R134a ile kaynama ısı transferini incelemişlerdir (IN, 2009). Deneyler sırasında değişken parametreler; ısı akısı (10, 15, 20 kW/m²), kütle hızı (314, 392, 470 kg/m²s), buhar kuruluk derecesi (%20-%85) ve doyma basıncıdır (R123 için 158 ve 208 kPa, R134a için 900 ve 1100 kPa). Kabarcıklı kaynamanın erken tükendiği R123 akışı için ısı transferinde uzamış kabarcıkların çevresindeki ince sıvı tabakaların buharlaşması etkin olurken, R134a akışı için yüksek kuruluk derecelerine kadar kabarcıklı kaynama rejimi ısı transferinde etkin rol oynamakta olup daha sonra iki fazlı zorlanmış konveksiyon ısı transferi baskın hale gelmektedir. R134a'daki bu durum, kabarcıklı kaynama gelişimi ve kısa zorlanmış konveksiyon alanı haricinde makrokanal karakteristiğine benzemektedir. Düşük ve orta kuruluk derecelerinde ısı transfer katsayısı ısı akısına ve doyma basıncına oldukça bağılıyken kütle hızının ve kuruluk derecelerinin önemli bir etkisi yoktur. Yüksek kuruluk derecelerinde ise ısı akısının ve doyma basıncının etkisi azken kütle hızının etkisi önemli boyuttadır.

Park ve Thome, bakırdan yapılmış iki farklı çoklu mikrokanaalda düşük basınçlı üç soğutkanla (R134a, R236fa, R245fa) deneysel olarak yeni doymuş kritik ısı akısı değerlerini elde etmişlerdir (PARK, 2010). Test bölümlerinden biri 20 paralel dikdörtgen kanaldan oluşmakta, 467 µm

genişliğinde ve 4052 μm derinliğindedir. Diğeri ise 29 kanaldan oluşmakta, 199 μm genişliğinde ve 756 μm derinliğindedir. Mikrokanallar 30 mm uzunluğunda olup ortalarından 20 mm boyunca elektrik direnciyle ısıtılmıştır. 100 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ 'den 4000 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ 'ye değişen kütle hızları için kritik ısı akısı 37 W/cm^2 'den 342 W/cm^2 'ye ölçülmüştür. Kütle hızındaki artışla kritik ısı akısı yükselirken, yüksek hızlarda ısı akısı artış oranının daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. 4052 μm derinlikli kanallarda giriş soğutmasıyla kritik ısı akısı kısmen artarken giriş soğutmasının kanal kesit alanı azaldıkça daha az rol oynadığı gözlemlenmiştir. Akış koşuluna ve kanal boyutuna bağlı olarak kritik ısı akısı, artan giriş doyma sıcaklığına ters bir eğilim göstermektedir. Deneysel veriler var olan bağıntılarla karşılaştırıldığında ısıtılmış eşdeğer çapını ve gerçek kütle hızını kullanan dairesel tüp bağıntılarıyla iyi bir uyum göstermiştir.

2.3 mm iç çaplı paslanmaz çelik tüpte R134a ve R245fa akışkanlarıyla deneysel olarak kaynama ısı transferini inceleyen bir başka çalışmada, ayrıca akış modeli karakterizasyonu da görüntülenmiştir (TIBIRIÇÀ, 2010). Yazarlar 50'den 700 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ 'ye değişen kütle hızları, 5'ten 55 kW/m^2 'ye değişen ısı akıları ve %5'ten %99'a değişen kuruluk dereceleriyle deneysel veriler elde etmişlerdir. Hesapladıkları ısı transfer katsayıları 1-14 $\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$ aralığındadır. Sonuç olarak ısı transfer katsayısının ısı akısı, kütle hızı ve kuruluk derecesiyle sıkı bir ilişkisinin olduğunu görmüşlerdir.

Son olarak, Li ve Wu, tek ve çoklu kanal konfigürasyonları için mikro/minikanallardaki doymuş kaynamada ısı transferi deney sonuçlarını literatürden bulmuşlardır (LI, 2010). Hazırladıkları veritabanı, farklı çalışma akışkanları, operasyon şartları ve mikrokanal boyutlarını içeren 3700'den fazla veriyi içermektedir. Kaynama sayısını, Bond sayısını ve Reynolds sayısını kullanarak mikro/minikanallarda buharlaşmayla oluşan ısı transferi için genel bir eşilişki geliştirmişlerdir. Ayrıca ısı transfer katsayısını öngörmeye kullanılan Bond sayısının mikro ve makrokanalların ayırt edilmesinde kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Burada özeti verilen literatür taramasından çıkarılabilecek genel sonuçlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

1. Doyma basıncı iki fazlı akışta ısı transferini çok etkilememektedir. Bazı çalışmalarda artan doyma basıncının ısı transferi katsayısını hayli artırdığı gözlemlense de genel kanı etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğudur. Öte yandan birkaç çalışmada doyma basıncının sadece düşük kuruluk derecelerinde etkili olduğu vurgulanmıştır.
2. Mikrokanallarda düşük kuruluk derecesindeki iki fazlı akışın ısı transferi açısından avantajlı olduğu birçok çalışmada ortaya konulmuştur. Kuruluk derecesinin ısı transferine etkisi konusunda çalışmaların çoğunda ortak görüş mevcuttur: Orta düzeyde (yaklaşık %20 - %50) kuruluk derecelerine kadar ısı transferi katsayısı kuruluk derecesiyle artmaktadır. Ancak yüksek kuruluk dereceleri için iki farklı görüş saptanmıştır. Isı transferi katsayısı ya sürekli artmakta, ya da maksimum bir değere ulaşmış ve daha sonra azalmaktadır. Çalışmaların çoğu deneysel olduğundan deneysel hatalar da olması mümkündür.
3. Bazı araştırmacılar sayısal ya da deneysel çalışmaları sonucu eşilişkiler önermişlerdir. Bu eşilişkiler altyapı oluşturma, karşılaştırma yapma ve yeni çalışmalara yol gösterme açısından çok değerlidir. Öte yandan önerilen eşilişkilerin yalnızca yapılan çalışmadaki deneysel koşullarda geçerli olacağı unutulmamalıdır.
4. Çalışmaların bir kısmında yüksek kuruluk dereceleri elde etmenin zorluğu vurgulanmıştır.
5. Sıvı akışlarla karşılaştırıldığında iki fazlı akışta basınç düşmesinin arttığı gözlemlenmiştir.
6. Özellikle deneysel çalışmalarda ağırlıklı olarak sabit duvar ısı akısı sınır şartı kullanılmıştır.

7. İncelenen tüm akışkanlar için iki fazlı zorlanmış taşınım ile ısı transferi katsayısı tek faza nazaran daha yüksektir.
8. Literatürde rastlanan diğer bazı noktalar da kuruma problemi, düşey ya da yatay konfigürasyon ve yüksek ısı akısı ihtiyacı (yüksek kuruluk dereceleri için) olarak sıralanabilir.

2.3 Araştırmanın Amacı

Miniboruda çalışmanın esas amacı iki fazlı akış için deneysel ısı transfer katsayısını ve basınç düşmesini bulmak ve bunları literatürdeki mevcut çalışmalarla karşılaştırmaktır. Mevcut literatür, çalışmamızın orijinliliğini ve sonuçlarımızın nasıl değerlendirilmesi gerektiği noktasında yardımcı olacaktır. Bu şekilde deney düzeneğinin doğrulanması da yapılabilecektir. Bir dairesel boru içindeki tek fazlı laminer akış analitik olarak çözülebildiği için çok iyi bilinmektedir, ancak bu durum iki fazlı akış için geçerli değildir. Literatürdeki çalışmalar, iki fazlı akış analizlerinin, bir veritabanı oluşturmak ve bu alanda bir altyapı oluşturmak için sayısal ve deneysel çalışmalara odaklandığını göstermektedir. Mikrokanaallardaki çalışmanın temel amacı ise farklı geometride mikrokanaalları karşılaştırarak (iki fazlı akış için deneysel ısı transferi katsayıları ve basınç düşmelerini belirleyerek) aralarından en iyi performansı veren belirleyip Arçelik A.Ş.'ye önermektir. Bu amacın şekillenmesinde rol alan bir kaç etken vardır.

Bir önceki bölümde özeti verilen literatür araştırması, iki fazlı soğutkan akışında mikrokanaallarda zorlanmış taşınım ile ısı transferi konusunun çok ilgi çektiğini göstermektedir. Ancak bu araştırmalarda sıklıkla karşılaşılan çelişkili ya da yetersiz sonuçlar daha fazla araştırmanın gerekliliğini de ortaya koymaktadır. Bu nedenle günümüzde bu konuda deneysel, sayısal ve teorik çalışmalar sürdürülmekle birlikte, özellikle deneysel çalışmaların sayısal ve teorik çalışmalara yol göstereceği açıktır; bu nedenle deneysel çalışmalar çok değerlidir.

Sınır şartlarının modellenmesinde ve mikrokanal ısı transferi deneysel çalışmalarında iki yaklaşım vardır: Sabit duvar sıcaklığı ve sabit duvar ısı akısı. Literatür analizi, özellikle deneysel çalışmaların ağırlıklı olarak sabit duvar ısı akısı sınır şartına yöneldiğini göstermektedir. Bunun başlıca nedeni deneylerde sabit duvar ısı akısı sınır şartını sağlamanın oldukça kolay olmasıdır. Öte yandan buzdolaplarında (evaporatörlerde) karşılaşılan durum sabit duvar sıcaklığı sınır şartıdır; bu nedenle bu yaklaşımla da deneysel çalışmaların yapılması gerekmektedir.

Yapılan inceleme, iki fazlı akışta deneysel çalışmaların genellikle yüksek soğutkan doyma basınçlarında gerçekleştirildiğini göstermektedir. Bunun nedeni oda sıcaklığı koşulunda çoğu soğutkanın basıncının yüksek (6-7 bar) olması, ve deneylerin oda sıcaklığında gerçekleştirilmesidir. Öte yandan buzdolaplarında soğutkanlar daha düşük doyma sıcaklığı ve basıncı değerlerinde çalışmaktadırlar. Her ne kadar literatür analizinde birçok çalışma doyma basıncının mikrokanaallarda iki fazlı akışta ısı transferine etkisinin az olduğunu gösterse de endüstriyel uygulamalar açısından bu inceleme gereklidir.

Son olarak, yapılan çalışmaların büyük bir kısmı buzdolaplarında kullanılan soğutkan debilerinden daha yüksek değerlerde gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle, literatürdeki sonuçlar buzdolaplarına yönelik araştırmalarda verimli bir biçimde kullanılamamaktadır. Oysa konutlarda kullanılan buzdolaplarında yaklaşık 1 g/s mertebesinde soğutkan debileriyle çalışılmaktadır. Düşük debilerde deneylerin yapılması da önemli ve gereklidir.

Yukarıda özetlenen etkenler mevcut çalışmanın motivasyonunu oluşturmuş ve amacını şekillendirmiştir. Bir kez daha özetlenecek olursa, projenin amacı 1.65 mm çapındaki bakır boru içinde iki fazlı R134a akışının incelenmesi, bu vesileyle deney düzeneği doğrulandıktan sonra farklı geometrilerdeki mikrokanaallarda ısı transferi deneyleri yapılarak iki fazlı akışta en iyi performansı veren mikrokanaalın belirlenmesidir.

3. Gereç ve Yöntem

3.1 Miniboru

3.1.1 Düzenek Tasarımı

Düzenek iki fazlı R-134a akışı deneyleri yapmak için tasarlanmıştır. Sabit duvar sıcaklığı yaklaşımı iki çevrim tasarımı ihtiyacını doğurmuştur. Bu nedenle, iki çevrim ve R-134a akışının evaporasyon kısmında bu iki çevrim arasında bir ısı değiştiricisi planlanmıştır. Bu iki yaklaşım “Sabit Duvar Sıcaklığı” ve “Isı Değiştiricisi” alt başlıklarında verilecektir. Bu kısımda düzeneğin genel tasarımı anlatılacaktır. Deney düzeneğinin ilk tasarımında, test kısmının 1.8 mm iç, 3.0 mm dış çaplı cam tüp olması kararlaştırılmıştır. Bunun nedeni, cam tüp kullanıldığı takdirde akış görüntüleme imkanı olabileceğidir. Test kısmının değişikliği ile ilgili süreç “Değişiklikler” kısmında anlatılacaktır.

Her iki çevrim için, akışkanların şartlandırılması gerekeceğinden akışkanların sıcaklıklarını ayarlayabilecek ve rezervuar olarak adlandırılacak kaplara ihtiyaç duyulmuştur. Bu sebeple, iki adet soğutulmuş sirkülasyon banyosu – her çevrim için bir adet olmak üzere – düzeneğe sıcaklık ayarlamaları için konulmuştur.

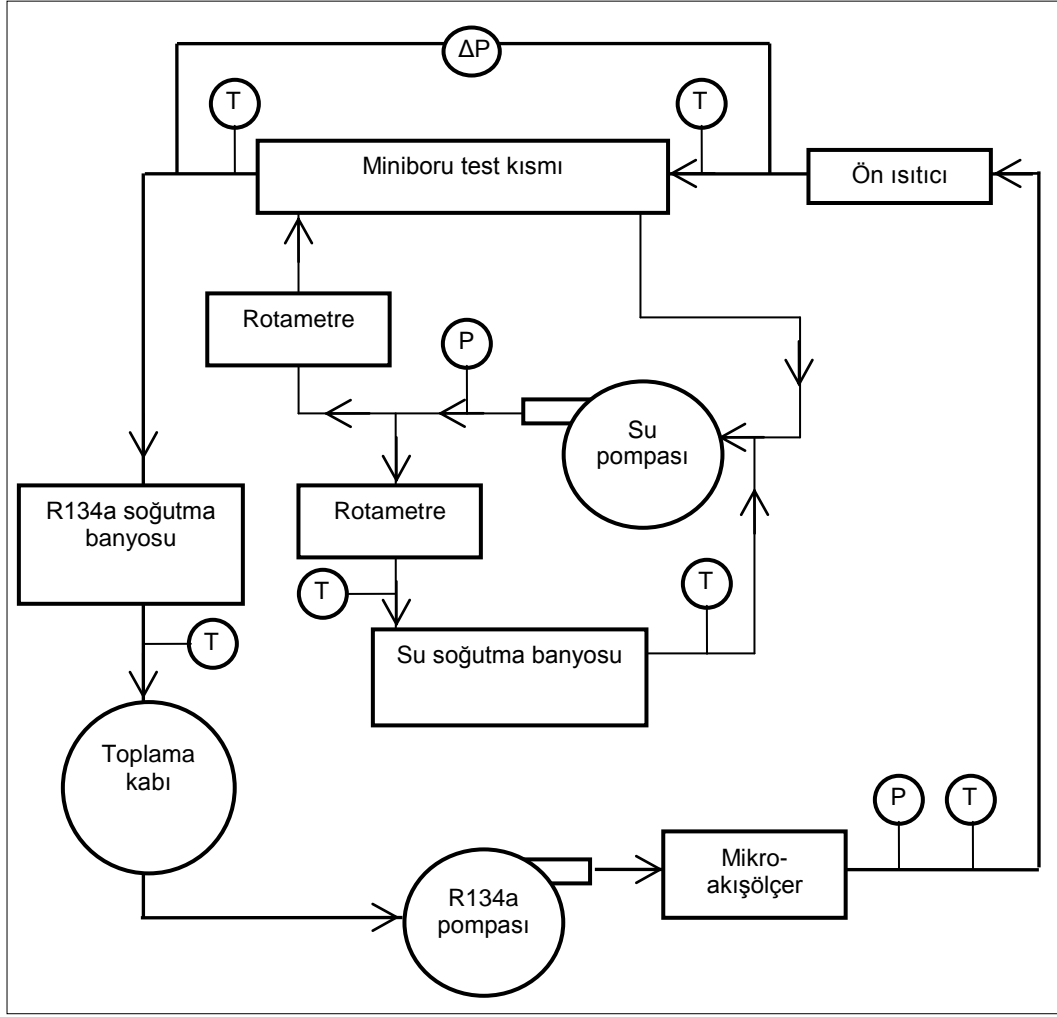
Akışkanların sistem içinde sirkülasyonu için pompalar kullanılmıştır. Pompaları kullanma amacı sürekli akış rejiminde sabit basınç ve sabit akış miktarını – mümkün olan en düşük salınımlarla – sağlamaktır.

Deneylerin esas amacı iki fazlı akış deneyleridir, bu yüzden test kısmında soğutkanın kuruluk derecesinin bilinmesi gerekmektedir. Bu yüzden, test kısmının hemen öncesine kuruluk derecesini belirlemek ve bilmek için bir ön ısıtıcı konulmuştur.

Veri toplama deneysel çalışmalar için en önemli kısım olarak değerlendirilebilir. Soğutma banyolarında şartlandırılan (soğutulan ya da ısıtılan) ve pompalarla tahrik verilen akışkanların debileri bilinmelidir. Ölçümlerin önemi sadece debilerin bilinmesi için değil, ayrıca deneylerde kullanılan değerlerde olacak şekilde ayarlanmasıdır. Soğutkan çevrimi için bir mikro- akışölçer seçilmiştir. Bunun nedeni ana çevrim – soğutkan çevrimi ana çevrim olarak değerlendirilebilir, çünkü çalışmanın ilgisi bu çevrimde yoğunlaşmıştır – debilerin göreceli olarak çok düşük değerlerde olmasıdır. İkincil çevrim – su çevrimi – için test kısmında ve yan geçiş (by-pass) hattında ölçüm yapmak üzere, tasarım aşamasında iki adet rotametre olmasına karar verilmiştir.

Akış debilerine ek olarak, akış boyunca akışkanların termodinamik özellikleri ölçülen sistem basınç ve sıcaklıklarında kaydedilmelidir. Bu değerler, hem cihazların istenen test noktalarına ulaşmak için ayarlanmaları, hem de belirlenen noktalardaki hallerinin belirlenmesi için gerekmektedir.

Bahsi geçen parçaların düzenekte yerleşimleri tasarlanmış ve Şekil 2’de gösterilmiştir. Dış çevrim R-134a, iç çevrim su çevrimidir. İkincil çevrimde kullanılan akışkan ön tasarımda su olarak düşünülmüş, ancak suyun donma sıcaklıklarının altında da çalışılma ihtimalinden dolayı su – etilen glikol karışımı olarak değiştirilmiştir.



Şekil 2: Düzeneğin ön tasarım aşamasında şematik gösterimi

Soğutkan çevriminde test kısmı çıkışından sonra soğutkan, sıcaklığın belirlenmesi için sirkülasyon pompasına gitmektedir. Banyo çıkışında sıcaklık ölçümü yapılmakta ve akış buradan bir toplama kabına yönelmektedir. Bu toplama kabı, soğutkan pompasına girmeden önce akışkanın sıvı fazda olmasını sağlamaktır, çünkü pompalar sıvı fazda iki fazlı ya da buhar fazında akışa göre çok daha iyi ve verimli çalışmaktadır. Toplama kabından sonra soğutkanın sistemde sirkülasyonunu yapan ve sürekli akış rejimini sağlayan dişli pompa gelmektedir. Akış miktarı pompadan sonraya konulan bir mikro-akışölçer ile sağlanmaktadır. Akışölçer çok düşük debileri ölçmelidir, çünkü deneylerin amacı düşük debileri incelemektir. Akışölçerden çıktıktan sonra soğutkanın sıcaklık ve basıncı ölçülmektedir. Yerleşimin bu şekilde yapılmasının nedeni soğutkan halinin bütün cihazlardan sonra ve ön ısıtıcıdan önce belirlenmesidir. Bir akışkanın termodinamik hal durumunun bilinmesi için iki bağımsız veri gerektiğinden soğutkan bu aşamada tek (sıvı) fazlı olmalıdır. Soğutkanın hal bilgisi elde edildikten sonra, evaporasyon deneyleri için iki fazlı duruma ısıtılmalıdır. Bu sebeple test kısmından önce bir ön ısıtıcı konulmuştur. Test girişindeki soğutkan halinin bulunması için ön ısıtıcıdan verilen ısı da ölçülmüştür. Test kısmı “Karşıt Akışlı Isı Değişiricisi” kısmında anlatılacaktır.

Su-etilen glikol çevrimi sistemin ikincil çevrimidir. Kolaylık amacıyla raporda bu çevrime su çevrimi denilecektir. Su tarafında test çıkışında akışkan pompaya gelmekte ve pompa çıkışında da basınç ölçümü yapılmaktadır. Buradan sonra akış ikiye ayrılmakta, bir hat test kısmına diğer hat ise yan geçiş hattı aracılığıyla pompaya geri dönmektedir. Bunun nedeni pompanın gücünden ve çevrim boyunca küçük çaplı hortum ve boru kullanılacağından oluşabilecek olası geri basınç etkisini kaldırmak ve pompanın gereksiz ısınmasını önlemektir. Akışın bölünmesinden sonra, yan geçiş tarafında bir rotametre gelmektedir. Rotametre suyun pompaya dönen kısmının debisinin ölçümü için konulmuştur. Rotametre çıkışından sonra akış şartlandırılması için su soğutma banyosuna, oradan da pompaya gitmektedir. Banyonun giriş ve çıkışından sıcaklık ölçümü alınmaktadır. Ayrıca pompa çıkışında da basınç ölçümü yapılmaktadır. İkiye bölünen akışın test kısmına giden hattında da test kısmına giden debi miktarının ölçülmesi için bir rotametre bulunmaktadır. Test kısmındaki su akışı "Karşıt Akışlı Isı Değiştiricisi" kısmında anlatılacaktır.

3.1.1.1 Sabit Duvar Sıcaklığı

Sabit duvar sıcaklığı yaklaşımı sisteme ikincil bir çevrim – su çevrimi – ekleyerek ve ana çevrimi test kısmında ikincil çevrimin içinden geçirerek sağlanmıştır. Amaç test kısmında sabit duvar sıcaklığını yakalamaktır. İkincil çevrimde yüksek özgül ısıya sahip olan su-etilen glikol sirkülasyonu yapılması düşünülmüştür. Ayrıca akış da mümkün olan en hızlı şekilde ayarlanarak sudan soğutkana düşük sıcaklık farkıyla yüksek ısı transferi sağlanması amaçlanmıştır. Deneyler sırasında sabit duvar sıcaklığının kontrolü ve onayı sağlanması gerektiğinden boru yüzeyinden çeşitli noktalardan sıcaklık ölçümü yapılması planlanmıştır.

3.1.1.2 Karşıt Akışlı Isı Değiştiricisi

Ön tasarımlarda test kısmı karşıt akışlı bir ısı değiştiricisi olarak tasarlanmıştır. Bunun nedeni karşıt akışta düzeltme faktörünün tek tarafta faz değişimi için en yüksek değer olan 1 olmasıdır. Ayrıca bu akış düzeni, paralel akıştan daha yüksek bir etkinliğe sahiptir. İki fazlı akışta karşıt ve paralel akış arasında bir fark yoktur, ancak ilerleyen aşamalarda olası tek fazlı akış deneyleri düşünüldüğünde bu şekilde tasarlanması daha uygun görülmüştür. Isı değiştiricisi boru tarafından soğutkan, gövde tarafından su akışı olan eşmerkezli çift borulu (concentric) ısı değiştiricisidir. Soğutkan akışı boru tarafında olduğu için bu taraftan dışarıya herhangi bir kayıp olmayacaktır, bu yüzden su tarafından gelen net ısı transferi soğutkana aktarılan ısı transferidir. Isı transfer katsayısının ve basınç düşmesinin hesaplanması için, her iki akışkan için de giriş ve çıkışta sıcaklık, soğutkan tarafı için de giriş ve çıkıştaki basınç farkı ölçümü yapılmaktadır.

3.1.2 Gereçler

Tasarımın tamamlanmasıyla, düzenek kurulumunda kullanılacak cihazlar belirlenmiş ve alınmıştır. Bu cihazlar deneyler ihtiyaçları karşılayacak şekilde ve ekonomik sebepler de düşünülerek seçilmiştir.

Şematik gösterimde ve tasarım kısmında bahsedildiği şekilde, soğutkan çevrimi için bir sirkülasyon banyosu, pompa ve mikro-akışölçer seçilmiştir. Toplama kabı projeye teknik destek veren firma Arçelik A.Ş. tarafından temin edilmiştir. Ön ısıtıcı kısmı için ön tasarımda ısı bantları düşünülmüştür. Ancak silindirik yapıdan kaynaklanabilecek problemler düşünülerek tasarım değiştirilmiştir. Bu yüzden, sarmal yapıda bir elektrik dirençli ısıtıcı ön ısıtıcı olarak seçilmiştir. Bu ısıtıcı, ODTÜ Teknokent'te bulunan Yenel Ltd. tarafında manuel ve otomatik olarak çalışabilecek şekilde üretilmiştir. Test borusu ilk tasarımda 1.8 mm iç çaplı cam tüp olarak düşünülmüş, ancak daha sonra bölüm laboratuvarında mevcut olan 1.65 mm iç çaplı bakır boruyla değiştirilmiştir. Soğutkan çevrimi basınç ölçümü için akışölçer çıkışına bir basınç transdüseri konulmuştur. Sıcaklık ölçümleri için, hem RTD (Dirençli Sıcaklık Detektörü) hem de ısı çifti (thermocouple) kullanılmıştır. RTD'ler ısı çiftilere göre çok daha hassas ölçüm yapabildiklerinden, kritik sıcaklık ölçümleri için konumlandırılmışlardır. Sistemde kullanılan iki tip RTD bulunmaktadır. Bunlardan

biri 0.093” (2.36 mm) çaplı probu olan, diğeri 1.8 mm çaplı probu olan RTD’lerdir. Küçük çaplı olanlar daha hassas olduğundan soğutkan akışölçer çıkışında kullanılmıştır. Büyük uçlu olan ise soğutkanın banyo çıkışındaki sıcaklığını ölçmek için konulmuştur. Ayrıca RTD ölçümlerinin doğrulanması için birçok ısı çifti kullanılmıştır. Isıl çiftler T tipi olarak seçilmiştir.

Su tarafında, bir pompa, iki rotametre ve rezervuar olarak da kabul edilecek bir sirkülasyon banyosuna ihtiyaç vardır. Pompa 373 W bir pompadır. Soğutma banyosu soğutkan tarafındaki ile aynıdır. Su tarafında tek fazlı akış olacağından akışölçer yerine rotametre seçilmiştir. Sıcaklık ve basınç ölçümleri de soğutkan tarafına benzerdir. Banyo giriş çıkışında sıcaklık ölçümü alınmaktadır. Bu noktalarda sıcaklık hassasiyeti çok önemli olmadığından kalın uçlu RTD’ler – soğutkan çevrimiyle aynı – kullanılmıştır. Pompa çıkışında da basınç, soğutkan çevrimiyle eş bir basınç transdüseriyle ölçülmektedir. Isıl çift sıcaklık ölçümlerinin de aynı şekilde ve aynı ısı çiftleriyle yapılması planlanmıştır.

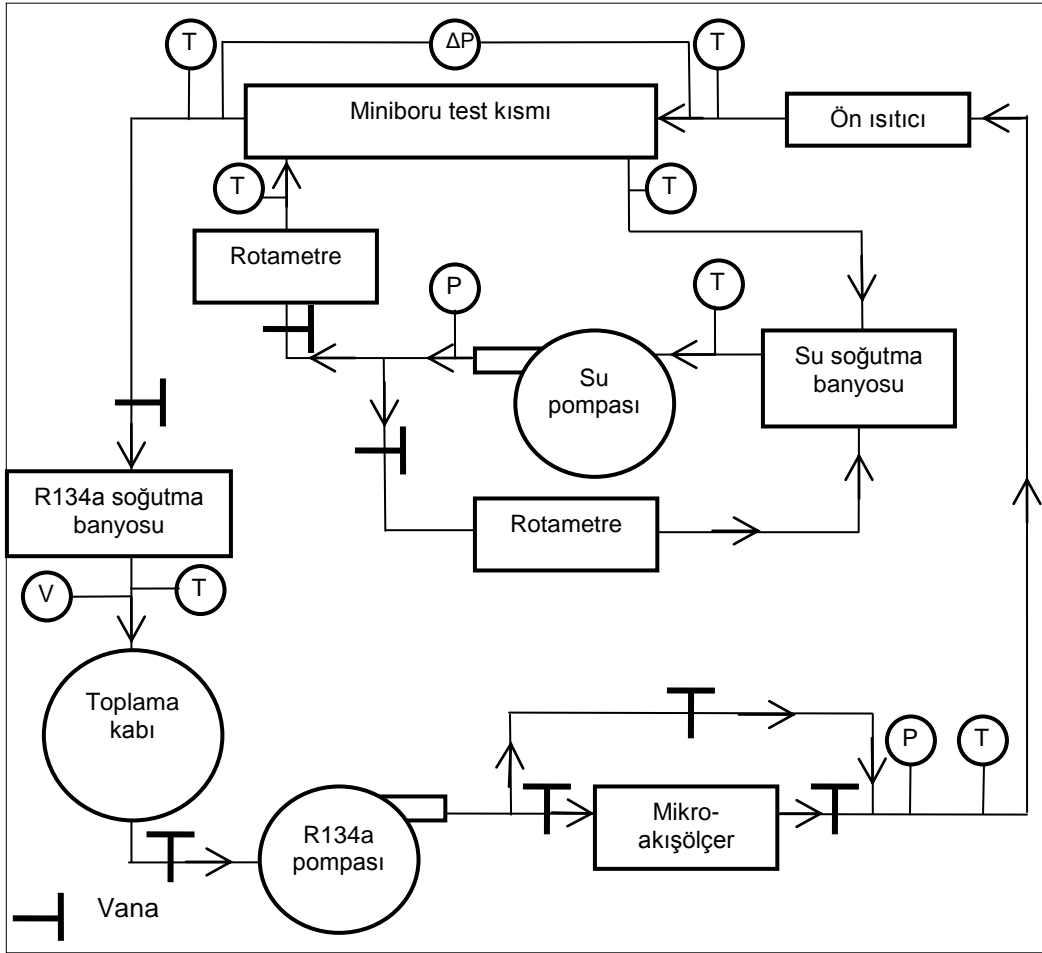
Test kısmında her iki çevrim için giriş ve çıkışta sıcaklık okumaları büyük önem taşımaktadır. Bu noktalardaki sıcaklık ölçümleri daha doğru ölçümler almak için RTD’ler ile yapılmaktadır. Kritik taraf soğutkan tarafı olduğundan ince uçlu RTD’ler bu tarafa kullanılmış, kalın uçlular ise su tarafı giriş – çıkışına takılmıştır. Soğutkan akışı boyunca basınç düşmesi deneysel çalışma için çok önemli bir hedef olduğundan, bir fark basınç transdüseri alınmıştır. Su tarafı için basınç düşmesi amaçlar arasında yer almamaktadır. Öte yandan duvar sıcaklığının akış boyunca değişimi ölçülmelidir ve bu yüzden soğutkanın içinden aktığı borunun yüzeyinde akış boyunca yedi noktadan ısı çiftle sıcaklık ölçümü yapılmıştır.

Basınç transdüserleri için gereken DC voltaj, bir DC güç kaynağı tarafından sağlanmıştır. Sıcaklık ve basınç ölçümleri ile ön ısıtıcı güç girişi volt (milivolt) ve amper (miliamper) birimlerindeki voltaj ve akım cinsinden olmaktadır. Bu voltaj ve akım değerlerinin uygun kalibrasyonlarla deneysel verileri almak için gerekli birimlere çevrilmesi gerektiğinden bir veri toplama sistemi kullanılmasına ve bu sistemle okunan verilerin bir bilgisayar arayüzüne transfer edilmesine karar verilmiştir.

Kullanılan cihazların özellikleri Ek A’da verilmiştir. Deney düzeneğinden bu cihazların hortumlar, borular ve bağlantı elemanları ile birleştirilmesi gerekmektedir. Ön tasarımda Key-Creator teknik çizim programında düzenek çizilmiş; boru ve hortumların çapları, uzunlukları ve malzemeleri; bağlantı parçalarının çapları, tipleri ve malzemeleri; ve birleşim ve bağlantı noktalarının yerleşimleri belirlenmiştir. Taslak olarak çizim programında hazırlanan ön tasarım Ek B’de, bağlantı parçalarının tabloları ise Ek C’de verilmiştir. Ön tasarım ve kullanılması düşünülen bağlantı elemanları düzenek kurulumunda ve kurulum sonrasında gerektikçe değiştirilmiştir.

3.1.3 Düzeneğin Hazırlanması

Düzenek temin edinilen cihazlarla hazırlanmıştır. Bu bölümde düzeneğin ilk tasarıma göre ve su çevriminde cihazların yerleşimlerinde yapılan birkaç değişiklikle kurulması ve yerleşimi anlatılmaktadır, ve bu aşamada düzeneğin şematik çizimi Şekil 3’te verilmektedir.



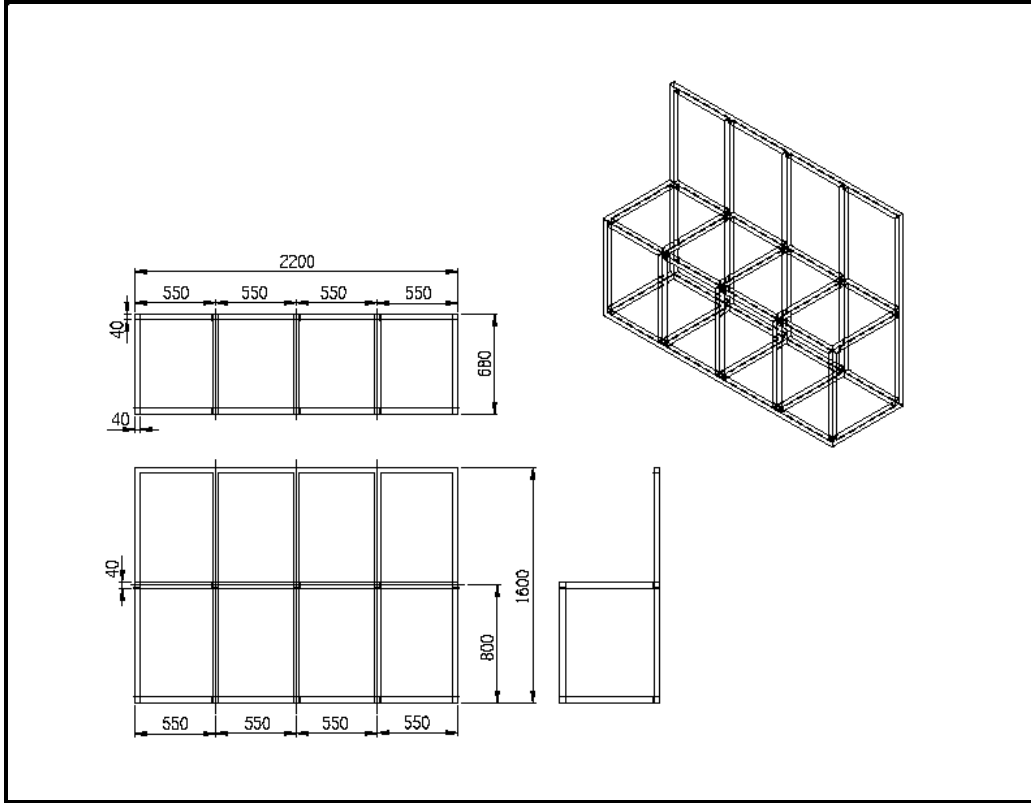
Şekil 3: Düzeneğin hazırlanma aşamasında şematik çizimi

3.1.3.1 İskelet Yapı

Düzenek oluşturulmaya başlanmadan önce cihazları ve sistemi bir arada tutacak bir iskelet yapı tasarlanmıştır. Bu yapının teknik çizimi Şekil 4'te verilmiştir. Uzunluklar mm cinsindedir.

İskelet için 40 mm L köşebentler kullanılmış ve teknik çizim doğrultusunda ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Atölyesi'nde üretilmiştir. Sistemde iki çevrim olduğundan iskelet yapı iki yatay bölüm olarak tasarlanmıştır. Çevrimler için ortak olan test kısmında alt tarafta olan su çevrimi üst kısma yönlendirilmiş ve test kısmı da üst tarafta olan soğutkan çevrimiyle birlikte konumlandırılmıştır.

İskelet yapının üretilmesinden sonra, cihazların üzerlerine konulması için 3 adet sunta levha alınmış ve iskelete monte edilmiştir. Bunlardan iki tanesi yatay bir tanesi de dikey olarak takılmıştır. Dikey olan sunta soğutkan çevriminde test kısmı basınç düşmesini okuyan fark basınç transdüserinin ve test kısmının sabitlenmesi içindir.



Şekil 4: İskelet yapının teknik çizimi

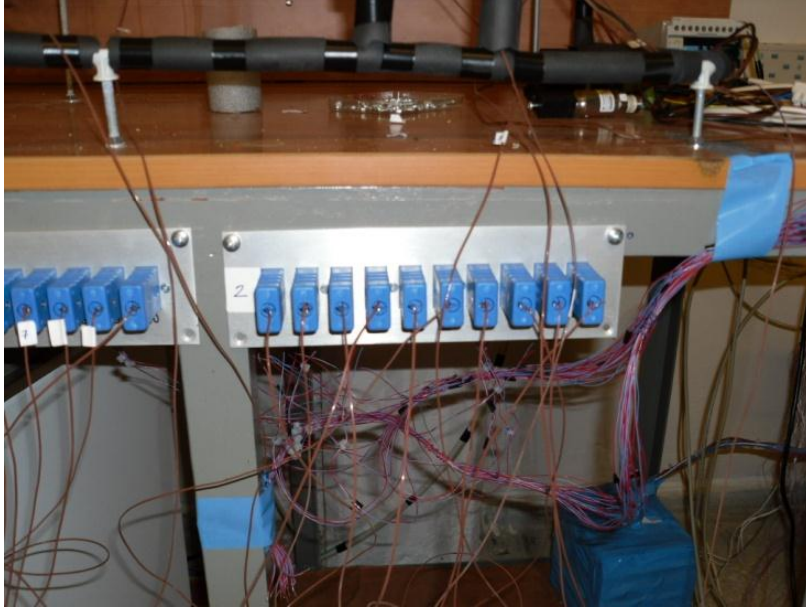
3.1.3.2 Veri Toplama

İlk olarak 2 adet veri toplama kartı alınmıştır. Her kartta 20 voltaj, 2 akım ölçümü yapılabilmektedir. Toplam 40 voltaj 4 akım okuma yerinden ilk hazırlıkta 43 tanesi doldurulmuştur. Bütün voltaj okumaları sıcaklıklar için ayrılmıştır. Bunlardan 32 tanesi ısıl çift, 7 tanesi RTD, 1 tanesi de RTD'lere referans olarak bir pirinç bloğa bağlanmıştır. Akım okuma yerlerinden 3 tanesi basınç transdüserleri için kullanılmış, bir tanesi ön ısıtıcı kontrol kutusu için boş bırakılmıştır. Veri toplama ünitesinin fotoğrafları Şekil 5'de görülebilir.



Şekil 5: Veri toplama ünitesinin fotoğrafları

Test kısmındaki sıcaklık ölçümlerinin daha önce de belirtildiği gibi soğutkanın aktığı borunun yüzeyinden ısı çiftler kullanılarak yapılması planlanmıştır. Düzenek kurulduktan sonra çeşitli kanallar deneneceği için her deneyde ısı çiftlerin yüzeyden sökülüp tekrar yapıştırılması gerekmektedir. Bu aşamada ısı çiftlerin kısalarak veri toplama ünitesiyle olan bağlantı sağlanamayacak hale gelmemesi için adaptör parçalar kullanılmaya karar verilmiştir. T tip ısı çiftler için kullanılan bu adaptörlerden 20 adet alınmış ve bunlar 2 adet 10'luk T-tipi standart panele takılmışlardır. Bu panellerin fotoğrafları Şekil 6'da mevcuttur.



Şekil 6: Isıl çift panelleri

İlerleyen kısımlarda, kalibrasyonlar, düzenek yerleşimi, kurulum, veri toplama süreçleri ve ölçüm cihazlarının kullanım amaçları deney düzeneğinin kurulumunun ayrıntılı olarak bahsedildiği yerlerde anlatılacaktır.

3.1.3.3 Soğutkan (R-134a) Çevrimi

İskelet yapının üst yatay kısmına kurulan soğutkan çevriminde 1/4" (1/4 inç, 6.35 mm) dış çaplı bakır borular bağlantı elemanları olarak kullanılmıştır. Bu kısımda soğutkan çevriminin test kısmı çıkışından test kısmı girişine kadar olan kısmı anlatılacak, test kısmındaki soğutkan akışı "Test Kısmı" bölümünde anlatılacaktır.

Şekil 3'te de görülebileceği üzere, test kısmı çıkışında soğutkan sıcaklığı ölçülmelidir. Bu amaçla ince uçlu bir RTD ve bir ısı çift buraya konulmuştur. RTD probu çevrime bakır bir T-bağlantısı ile oksijen kaynak yapılarak sabitlenmiştir. RTD ölçümünün yanı sıra alüminyum bant yardımıyla bakır borunun üstüne yapıştırılan bir ısı çift ile de ölçüm alınmaktadır.

Sıcaklık ölçümlerinden sonra sirkülasyon banyosu gelmektedir. Banyo hacmi çok büyük (7 litre) olduğundan ve test kısmından gelen soğutkan iki fazlı ya da gaz fazında olacağından, soğutkanı banyo içinde tutmak olası sızdırma problemleri nedeniyle imkansız olmuştur. Bunun yerine çevrimi sağlayan bakır borudan akışı bölmeden helis yapıları oluşturarak bu yapının banyo içine batırılmasına karar verilmiştir. Bu şekilde soğutkanı soğutabilmek için banyo içine başka bir sıvı – sızdırma problemi olmaması için – konularak banyonun soğuttuğu bu sıvının soğutkanı soğutması amaçlanmıştır. Banyonun içine su tarafında da kullanılan su – etilen glikol karışımı konulması kararlaştırılmıştır. Normal şartlar altında suyun donması noktası 0°C,

etilen glikolün ise -11.3°C 'dir. Ancak bu iki sıvının karışımının donma noktası dikkate değer miktarda düşmektedir. Soğutma banyosunun minimum kritik sıcaklığı -44°C , minimum çalışma sıcaklığı ise -40°C 'dir. Deneylerde kullanılacak en düşük sıcaklığın atmosfer basıncında olması planlandığından ve bu basınçta soğutkanın doyma sıcaklığının -26.3°C olduğu göz önüne alınır, karışımın donma noktasının en yüksek bu sıcaklık olması gerekmektedir. Ancak soğutma performansının düşmemesi ve banyo içinde donma yüzünden sıkıntı yaşanmaması için donma noktasının -40°C 'den daha düşük olması daha faydalıdır. Bu yüzden donma noktası -45°C ile -50°C arasında olan, hacimsel olarak %66 etilen glikol, %34 iyonize su karışımı hazırlanmıştır. Soğutkan soğutma banyosu ve helis ısı değiştiricisinin üst kısmı Şekil 7'de sunulmuştur.

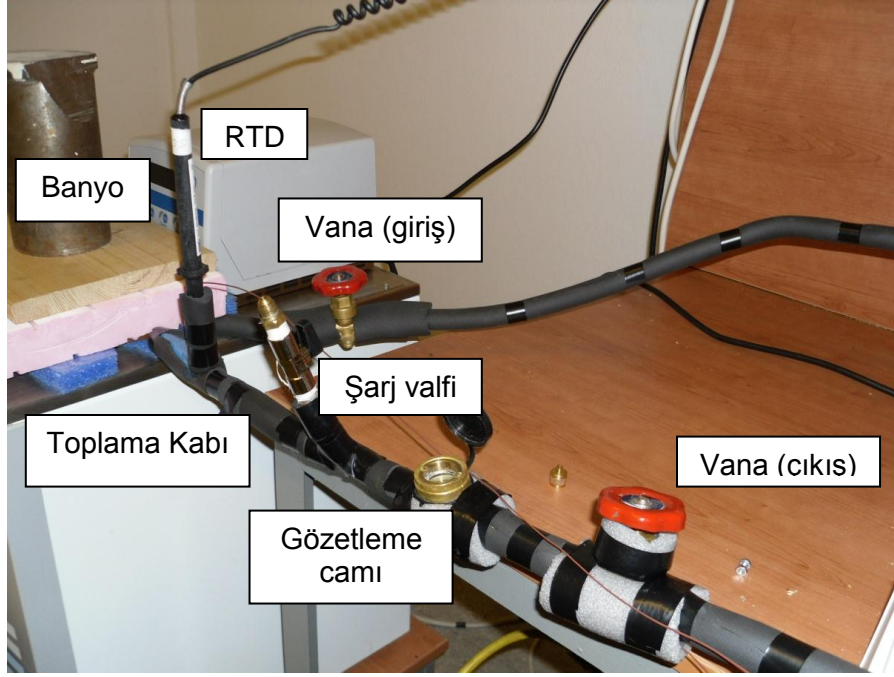


Şekil 7: Soğutkan soğutma banyosu ve helis ısı değiştiricisi

Banyo çıkışında test kısmı çıkışındaki gibi RTD ve ısı çiftle sıcaklık ölçümü için gerekli eklemeler ve bağlantılar yapılmıştır. Bu noktadaki sıcaklık, deneylerin başarılı olması için, banyo performansının izlenmesi ve ayarlanması açısından çok büyük önem taşımaktadır. Sıcaklık ölçümlerinden sonra bir toplama kabı konulmuştur. Bunun amacı banyoda soğuyan soğutkanın toplanması ve çevrimin devamına sadece sıvı fazda soğutkanın gönderilmesidir. Soğutkanın oda sıcaklığında çabuk buharlaşması ve hava ile havadaki su buharının soğutkana olası temasının engellenmesi için bir şarj valfi kullanmak gerekli olmuştur. Banyo çıkışında sıcaklık ölçümünden sonra şarj valfi T-bağlantısı kullanılarak kaynakla tutturulmuştur. Deneyler sırasında soğutkanın faz durumu önemli olduğundan şarj valfinin çıkışına bir gözetleme camı konulmuştur. Bu ayrıca banyonun içindeki yoğuşma performansının anlaşılması açısından da önemlidir. Gözetleme camı iki tarafındaki dişli bağlantıların havşa açılan boruya takılmasıyla sisteme monte edilmiştir.

Soğutkanın banyo içinde soğutulması ve yoğuşturulması önemlidir. Bu yüzden ilk şarjda hacim ne kadar az olursa soğuma da o kadar hızlı olacaktır. Verilen şarjın soğutularak sıvı faza pompa çalıştırılmadan önce geçmesi için banyo girişine ve gözetleme camı çıkışına birer vana

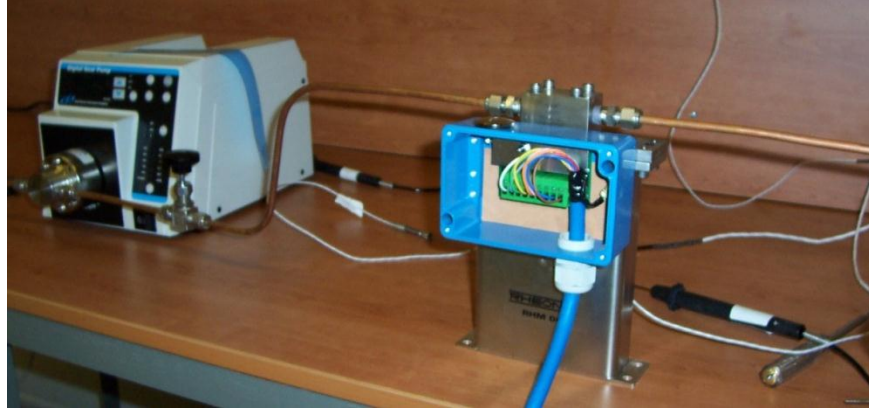
koyulmuştur. Soğuma banyoda yapıldığından ve fiziksel takip de gözetleme camından yapılabildiğinden bu yöntem kullanılmıştır. Dişli yapıyla, gözetleme camına benzer şekilde çevrime takılan bu vanaların ve banyo etrafındaki diğer yerleşimin fotoğrafı Şekil 8’de verilmiştir.



Şekil 8: Soğutkan çevrimi (banyo kısmı)

Vanadan sonra dişli pompa ve mikro-akışölçer gelmektedir. Pompa çevrim içinde fazın kontrolünden sonraki kısma seri olarak yerleştirilmiştir. Pompa her iki fazda da çalışabilse de sıvı fazda daha iyi çalışmakta ve daha uzun ömürlü olmaktadır. Pompa bağlantıları da dişli bağlantılarla yapılmıştır. Emme basma aşamalarında problem yaşanmaması için pompa giriş ve çıkışında belli miktarlarda düz akış sağlayacak boru bırakılmıştır.

Mikro-akışölçer de pompa gibi sisteme seri olarak ve pompadan sonraya takılmıştır. Burada da yine dişli bağlantılar kullanılmıştır. Öte yandan ilk kullanımda yüksek hızda sıvı fazıyla akış gerektiğinden ve ihtiyaç duyulduğunda sıfırlama yapılabilmesi için akışölçerin giriş ve çıkışına vana koyulması kararlaştırılmıştır. Ayrıca pompadaki gibi giriş ve çıkışta üretici firmanın önerisi doğrultusunda düz borular bırakılmıştır. Akışölçere ilk çalıştırmada verilmesi gereken yüksek hızda sıvı fazdaki akışın sağlanabilmesi için pompanın sıvı fazı garanti edilene kadar çalıştırılabilmesi ve akışın engellenmemesi için akışölçere paralel bir yan geçiş hattı eklenmesine karar verilmiştir. Yan geçiş hattı akışölçer giriş ve çıkışındaki vanalardan girişte önce, çıkışta sonra olmak üzere çevrime T-bağlantıları kaynatılarak ve bu T-bağlantılarının açık uçları ortalarına bir vana eklenerek birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Vana kullanım amacı akışölçer çalıştırdıktan sonra yan geçiş kullanımının iptal edilmesi ihtiyacındandır. Bu kısımda kullanılan bütün vanalarda ve akışölçerde diğer kısımlardaki gibi dişli bağlantılar kullanılmıştır. Pompa ve akışölçerin yan geçiş hattı takılmadan önce ve takıldıktan sonraki durumlarını gösteren fotoğraflar sırasıyla Şekil 9 ve 10’da verilmiştir.



Şekil 9: Soğutkan çevrimi (yan geçiş hattı eklenmeden önce dişli pompa ve mikro-akışölçer)



Şekil 10: Akışölçer ve yan geçiş hattının fotoğrafı

Mikro-akışölçerden sonra çevrim mutlak basınç transdüseri ve RTD ile devam etmektedir. Bu noktada soğutkanın halinin bilinmesi ve fazın da ön ısıtıcıda ısıtılmadan önce sıvı olması gerektiğinden sıcaklık ve basınç ölçümleri hem faz durumu göstermekte hem de o faz durumunda – sıvı olduğu durumda – bağımsız iki özellikte hal durumunun bilinmesini sağlamaktadır. RTD bağlantısı diğer RTD'ler gibi yapılmıştır. Basınç transdüseri de bir T-bağlantısı ile oksijen kaynağı yapılarak sisteme seri olarak entegre edilmiştir. T-bağlantısının iki ucu akışa bir ucu da transdüserine bağlanmıştır.

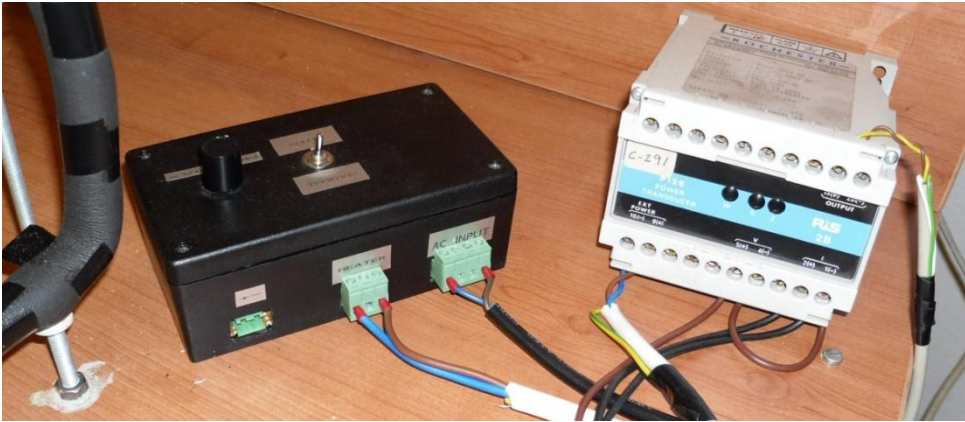
Soğutkan çevrimi ölçümlerden sonra ve test kısmında önce ön ısıtıcı ile tamamlanmaktadır. Kullanım ve kontrol kolaylığı olması açısından ön ısıtıcı elektriksel olarak yalıtılmış kablo ile sarılmış resistanslı elektrik ısıtıcı olarak düşünülmüştür. Bu ısıtıcı boru etrafına sarılarak kullanılmıştır. Ön ısıtıcı için 4 farklı güç değerindeki 4 alternatif bulunmaktadır; bunlar 10 W, 25 W, 60 W ve 150 W değerindedir. Ön hesaplamalar 60 W ön ısıtıcı kullanmanın yeterli olacağını göstermiştir, ancak farklı akışkanlarla farklı akışlarda yapılabilecek olası deneyler ve çevreye ön ısıtıcıdan olacak ısı kaybı göz önüne alındığında 150 W tercihi daha uygun görülmüştür.

Büyük ölçekli bir ısıtıcıyla ölçümlerin hassasiyeti problem olabileceğinden ön ısıtıcının iki fazlı deneylerde kullanılmadan önce tek fazlı akış ile kalibrasyonunun yapılmasına karar verilmiştir. Ön ısıtıcının boru üzerine sarılmadan önceki ve sarıldıktan sonraki durumunu gösteren fotoğraflar Şekil 11'de verilmiştir.



Şekil 11: Sarılmadan önce ve sonra ön ısıtıcı

Ön ısıtıcının kullanılma amacı, daha önce de belirtildiği gibi, test kısmı girişinde kuruluk derecesinin belirlenmesidir. Bu nedenle sisteme verilen ısı miktarının bilinmesi istenmiştir. Test girişindeki şartların bulunması için ısı girdisinin ve bu girdinin ne kadarının soğutkana aktarıldığının kontrolü sağlanmalıdır. Bu nedenle bir kontrol ünitesi temini kararlaştırılmıştır. Daha önce bahsi geçen bu kontrol kutusu güç girdisinin manuel ve otomatik olarak kontrolünü yapmaktadır. Kontrolün bilgisayardan yapılması için bir çoğullayıcı (multiplexer) kart alınması düşünülmüştür. Ancak ilk kurulumda önce ekonomik sonra teknik nedenlerden dolayı bu işlem bakır boru deneylerinde gerçekleştirilememiş; yerine bir güç transdüseri kullanılmıştır. Güç transdüseri güç girdisini kontrol kutusundan okumakta ve veri toplama ünitesi aracılığıyla bilgisayara aktarmaktadır. Kontrol kutusuna otomatik girdi verilememe dışında çoğullayıcı karttan farklı bir durum oluşmamaktadır. Güç transdüseri çıkışı voltajdır, ancak boş olan akım yeri olduğundan bir köprü kullanılmış ve voltaj değeri buradan okunabilmektedir. Kontrol kutusu ve güç transdüserinin fotoğrafı Şekil 12'de görülmektedir.



Şekil 12: Ön ısıtıcı kontrol kutusu ve güç transdüseri

3.1.3.4 Su Çevrimi

Sistemdeki ikinci çevrim akışkan olarak su ve etilen glikol karışımını kullanan ve su çevrimi olarak adlandırılan çevrimdir. Deneylerde esas amaç soğutkanın iki fazlı akışının incelenmesidir; bu yüzden sabit duvar sıcaklığı yaklaşımı su debisini ayarlayarak sağlanmalıdır. Soğutkanın sıcaklığı test kısmındaki faz değişiminden dolayı neredeyse (faz değişiminde sıcaklığın sabit kalması bir modeldir, gerçek durumda küçük miktarda sıcaklık değişimi görülmektedir) sabit

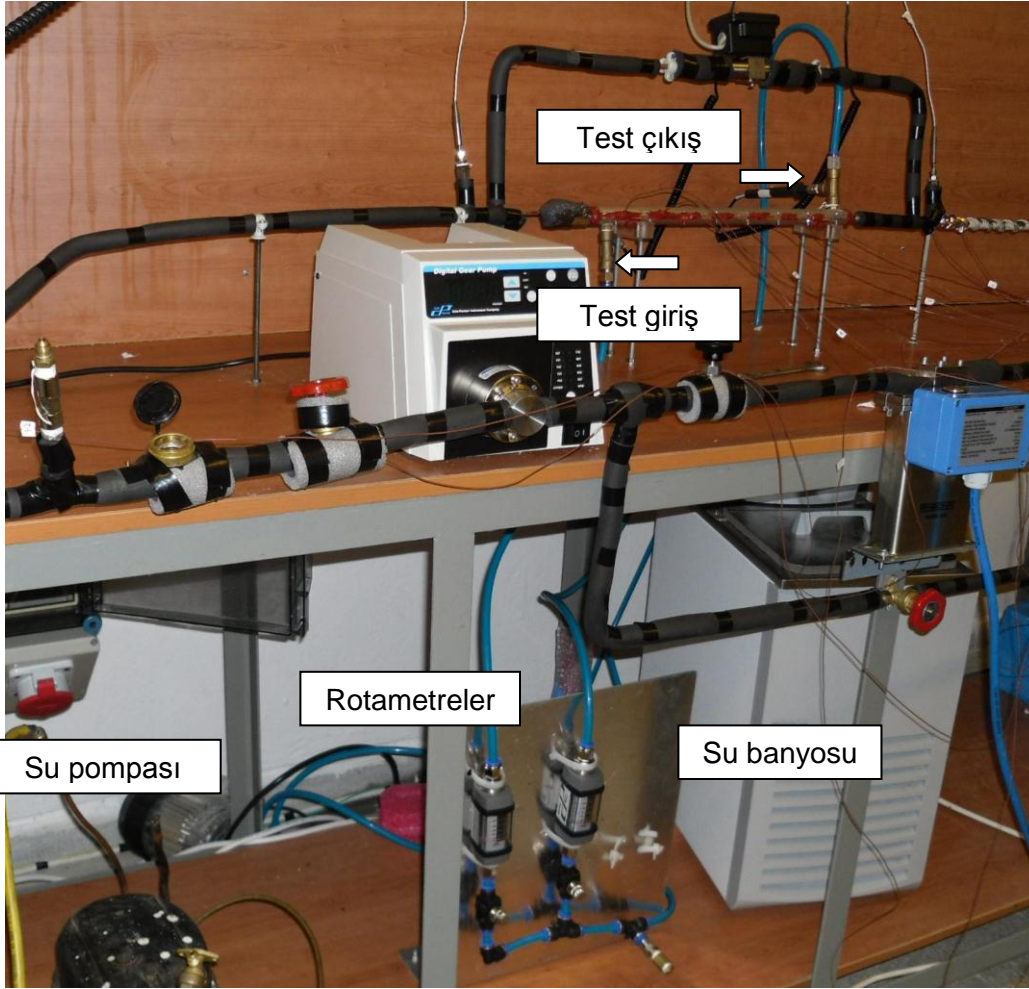
olmaktadır. Eğer bu durum su tarafı için de sağlanabilirse, ısı transfer katsayısının kuruluk derecesine göre değişimi sabit duvar sıcaklığı sınır koşulunda incelenebilir. Test kısmında su sıcaklık değişiminin minimum olması için su akış debisi soğutkana göre çok daha yüksek olarak tasarlanmıştır. Ayrıca ısı kapasitesi (özgül ısı) yüksek olan bir akışkan olarak su bu özelliği sağlamaktadır. Suyun etilen glikol ile karışımı da bu değeri daha da yükseltmiştir. Donma noktasının düşürülmesi için karışım kullanılmıştır. Hacimsel karışım oranı bire bir olarak seçilmiş ve bu sıcaklıkta donma noktası -35°C – -40°C olarak görülmüştür. Su çevrimi ilk tasarımdaki halinden debiyi ve sıcaklığı daha iyi kontrol edebilmek için değiştirilmiştir. Bu kısım Şekil 3'te gösterilen durum için anlatılmaktadır.

Su çeviriminde cihazları birbirine bağlamak ve akışı sağlamak için pnömomatik hortum kullanılmıştır. Bağlantıların, uzatma kısaltma işlemlerinin kolay yapılabilmesi, çalışma basınç ve sıcaklıklarına dayanması ve içindeki akışkanla herhangi bir tepkimeye girmemesi bu hortumun kullanılmasında etkili olmuştur. İlk tasarımda hortum 6 mm dış, 4 mm iç çap geometrisinde seçilmiştir. Bağlantılar cihazların giriş çıkışlarına uygun olarak ve bir tarafları hortum bağlantısı olacak şekilde alınmıştır. Bağlantı elemanlarında hortum tarafının takılmasından sonra otomatik kilitleme sayesinde hortum bağlantılarında sızdırmazlık sıkıntısı olmadığından ve herhangi bir kaynak işlemi gerekmediğinden montaj hızlı ve uygun bir şekilde tamamlanmıştır.

Su çevrimi test kısmının çıkışında, RTD bağlantısının yapılabilmesi için dişli bağlantıları olan T-bağlantısı kullanılmıştır. 1/4" dişli bağlantılı ve kalın uçlu RTD yerleştirilmiştir. Su çevriminde kullanılan bağlantı elemanları bir tarafı hortum bir tarafı dişli girişli olarak seçilmiştir. Buradan sonra su çevrimi soğutma banyosuyla devam etmektedir. RTD ile aynı büyüklükte ve aynı biçimde olan bağlantılar banyo giriş çıkışında da kullanılmıştır. Banyo girişinde ayrıca yan geçiş dönüşü ve test çıkışından gelen hortumlar kesiştiği için bir T-bağlantısı kullanılmıştır. Buradan sonra bir T-bağlantısı da banyoya girmeden hemen önce sıcaklık ölçümü için kullanılmıştır. Kritik bir ölçüm olmadığı için burada da kalın uçlu RTD yerleştirilmesi düşünülmüş, yeterli RTD olmadığı için ısı çifti kullanılmıştır. Su etilen glikol karışımı oda koşullarında sıvı fazda olduğundan banyo içine başka bir ısı değiştiricisi konulmamış, banyo haznesi bu akışkanın soğutulmasında kullanılmıştır. Banyo çıkışından sonra akış sıcaklık ölçümü ve pompa ile devam etmiştir. Pompa çıkışında basınç mutlak basınç transdüseriyle ölçülmüştür. Bu ölçümden sonra akış ikiye ayrılmış, bir hat test kısmına giderken diğeri banyoya dönmüştür. Her iki tarafta da debinin bilinmesi için seri olarak rotametreler bağlanmıştır. Rotametrelerle birlikte koyulan iğne uçlu vanalar debinin ayarlanmasını sağlamıştır. Rotametreler ölçüm yönü nedeniyle dik olarak konumlandırılmış ve ölçümler manuel olarak okuyarak gerçekleştirilmiştir.

Daha sonra akış, hortum aracılığıyla test bölümüne gelmiş ve test kısmına girmeden kalın uçlu RTD ile yine bir T-bağlantısı kullanarak sıcaklık ölçülmüştür.

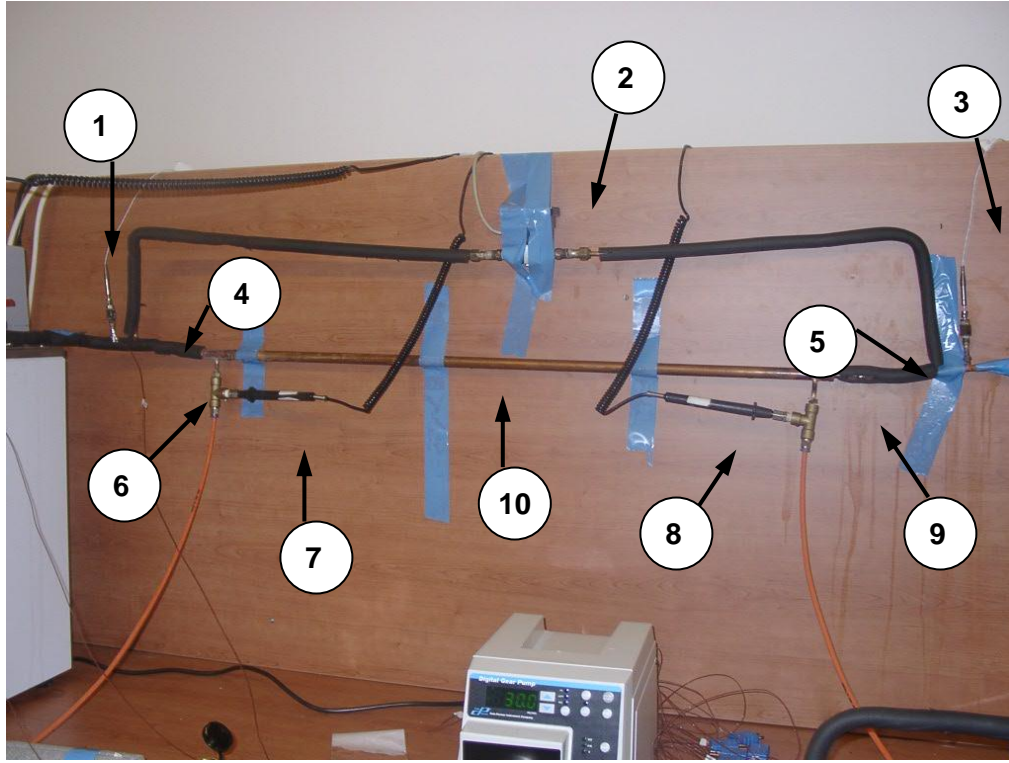
Hortum ilk kurulumdan sonra tamamen değiştirilmiştir. 4 mm iç çap, pompanın verdiği basıncı karşılayamamış, pompa sıcaklığında artış görülmüş ve ayrıca test kısmına yeterli akış ulaşmamıştır. Bu yüzden hortum iç çap 6 mm, dış çap 10 mm olan aynı tip bir hortumla değiştirilmiştir. Su çevriminin son halini gösteren fotoğraf Şekil 13'te görülebilir.



Şekil 13: Su çevrimi

3.1.3.5 Test Kısmı

Deneylerin yapılacağı test kısmı için birçok alternatif arasından çift borulu ısı değiştircisi seçilmiştir. Test bۆlۆmۆnde soğutkan tarafında cam tۆp tasarımı yapılmış ve bu tasarım ۆretilene kadar soğutkan çevriminde sızdırmazlık sağlanması ve çevrimin dۆnmesi için 5/8" dış çaplı bakır boru gۆvde (shell), 1/8" dış çaplı bakır boru da test borusu olarak bağlanmıştır. evrimi sağlayan 1/4" bakır boru test giriş ve çıkışında bu 1/8" bakır boruya kaynatılarak sabitlenmiştir. ap kۆۆltۆlmesinden ۆnce ve sonra, yani test kısmının girişinde ve çıkışında sıcaklık ve basınç ۆlۆmleri için ikişer tane bakır T-bağlantısı kullanılmıştır. Bunların girişteki ilki ve çıkıştaki ikincisi ince uçlu RTD'lerle sıcaklık ۆlۆmۆ için, diğer iki tanesi ise fark basınç transdۆseri bağlantılarının yapılması için konulmuştur. RTD bağlantıları T-bağlantısının ucuna kaynatılan dişliye takılarak yapılmıştır. Diğer iki uç da çevrime kaynatılmıştır. Fark basınç transdۆseri bağlantılarında T-bağlantısının iki ucu çevrime bir ucu da transdۆsere giden boruya kaynatılmış, girişten ve çıkıştan gelen bu borular farkı basınç transdۆserinin giriş ve çıkışına dişli bağlantılarla monte edilmiştir. Su tarafı test kısmı giriş ve çıkışında da sıcaklık ۆlۆmۆ RTD'lerle alınmıştır. İlk kurulumda su çevriminde 4 mm iç çaplı hortum kullanılmış, daha sonra değiştirilmiştir. İlk kurulumda test dۆzeneęinin gۆrۆnۆřۆ Şekil 14'te verilmiştir.



Şekil 14: İlk kurulumda test kısmının fotoğrafı (tam yalıtımsız)

- | | |
|----------------------------|--|
| 1- Soğutkan test çıkış RTD | 6- Su test giriş |
| 2- Fark basınç transdüseri | 7- Su test giriş RTD |
| 3- Soğutkan test giriş RTD | 8- Su test çıkış RTD |
| 4- Soğutkan test çıkış | 9- Su test çıkış |
| 5- Soğutkan test giriş | 10- Test kısmı (çift borulu ısı değiştiricisi) |

Test kısmı tasarımı, içinden soğutkan akan test borusu ve su etilen glikol karışımı akan dış gövdeden oluşmaktadır. Test kısmının uzunluğu ilk hazırlıkta belirlenmiş ve gövde uzunluğu da buna göre belirlenmiştir. Gövde birbirinin eşi olan iki parçadan oluşmuştur. Bu parçalar vida ve somunlarla birbirine bağlanmış ve uç kısımlarına su tarafını kapatmak için flanşlar yerleştirilmiştir. Bu gövdenin iki parçalı yapılmasının amacı test borusunun üzerinden sıcaklık ölçümlerinin alınabilmesidir. Test borusu boyunca 7 ayrı noktada ısıl çiftlerle sıcaklık ölçümü yapılmasına karar verilmiştir. Isıl çift kabloları gövdenin bağlantı kısmından açılan küçük deliklerden çıkarılarak ölçüm yerine ulaşmıştır. Yüzey sıcaklığının ölçülmesi sabit duvar sıcaklığı yaklaşımının uygulanıp uygulanamayacağından bilinmesi açısından çok önemlidir. Bu çalışmanın en önemli kısmı olan iki fazlı akış deneylerinde düzgün sonuç almak ve yaklaşımı doğrulamak açısından tasarlanmış bir sistemdir. İki parçalı gövde yapısının (su tarafı) ve flanşların teknik çizimleri Ek D.1 ve D.2'de verilmiştir. Hafif, işlenebilir ve kısa sürede üretilebilecek olması gibi kriterlerden dolayı alüminyum malzeme seçilmiştir.

Sızdırmazlık deneylerinden ve ön deneylerden sonra test kısmı cam tüp ve gövde yapısıyla değiştirilmiştir. Bu testler bir sonraki kısımda anlatılacaktır.

3.1.3.6 Sızdırmazlık ve Ön Testler

Deney düzeneğinin kurulumundan sonra sistem çalıştırılmadan önce yapılması gereken en önemli adım sızdırmazlık testleridir. Sızdırmazlık kapalı sistemlerde sürekli akış rejiminin sağlanması ve korunması açısından mutlak gereklidir ve sisteme yapılan her müdahale ve

değişiklikten sonra tekrar kontrol edilmeli ve sağlanmalıdır. Bu testler her durum için tekrarlanmıştır.

Sızdırmazlık testleri su tarafı ve soğutkan tarafı olmak üzere iki aşamada yapılmıştır. Su tarafında akışkan sıvı fazda olduğundan sızıntılar kolaylıkla tespit edilmiş ve giderilmiştir. Banyo karışımla doldurulmuş, banyo ve pompa çalıştırılmış ve sistem gözlenmiştir. Bazı birleşim noktalarında sızıntı görülmüştür. Hortumlar bağlantılara tam oturmadığından ya da hortum ağızları düzgün kesilmediğinden oluşan bu sızıntılar kolaylıkla bağlantılar ve hortumlar düzeltilerek ve gerekirse değiştirilerek halledilmiştir. Böylelikle su tarafında sızdırmazlık kolay ve hızlı bir şekilde sağlanmıştır.

Soğutkan tarafında ise ilk hazırlıklarda akışa gerek duyulmamıştır; bu yüzden pompa çalıştırılmamıştır. Öte yandan mevcut soğutkan miktarı kısıtlı olduğu için akış olmadığı bu durumda sisteme soğutkan yerine basınçlı hava verilmiştir. Sistem temiz bir akışa sahip olmalıdır; bu yüzden sistem bu testlerin öncesinde her seferinde vakum pompasıyla içindeki hava ve diğer yabancı maddeler – kaynak artıkları, üretim artıkları, toz – alınarak edilmiştir. Sistem vakumlandıktan sonra 10 – 12 bar civarında hava ile doldurulmuştur. Bu değerler cihazlara zarar vermeyecek düzeyde ve aynı zamanda çalışma basıncından da yüksek olacak şekilde seçilmiştir. Sistem mekanik bir basınç ölçerden kontrol edilmiş ve basınç düşmesi tespit edildiğinde sızıntının olduğu yer bulunmaya çalışılmıştır. Fark edilen kaçaklar dişli bağlantılarda ise sıkılarak, kaynaklarda ise yeniden kaynatılarak kapatılmıştır. Sızıntının tespitinin zor olduğu durumlarda köpük hazırlanıp bağlantı noktalarına koyulmuş ve kaçaklar tespit edilmiştir. Bu uzun ve zor bir süreç olmuştur ve tam sızdırmazlık sağlanana kadar devam etmiştir. İlk kurulumda sızdırmazlık sağlandıktan sonra test kısmı değiştirilmiş ve soğutkan şarjı verilerek ön testlere geçilmiştir.

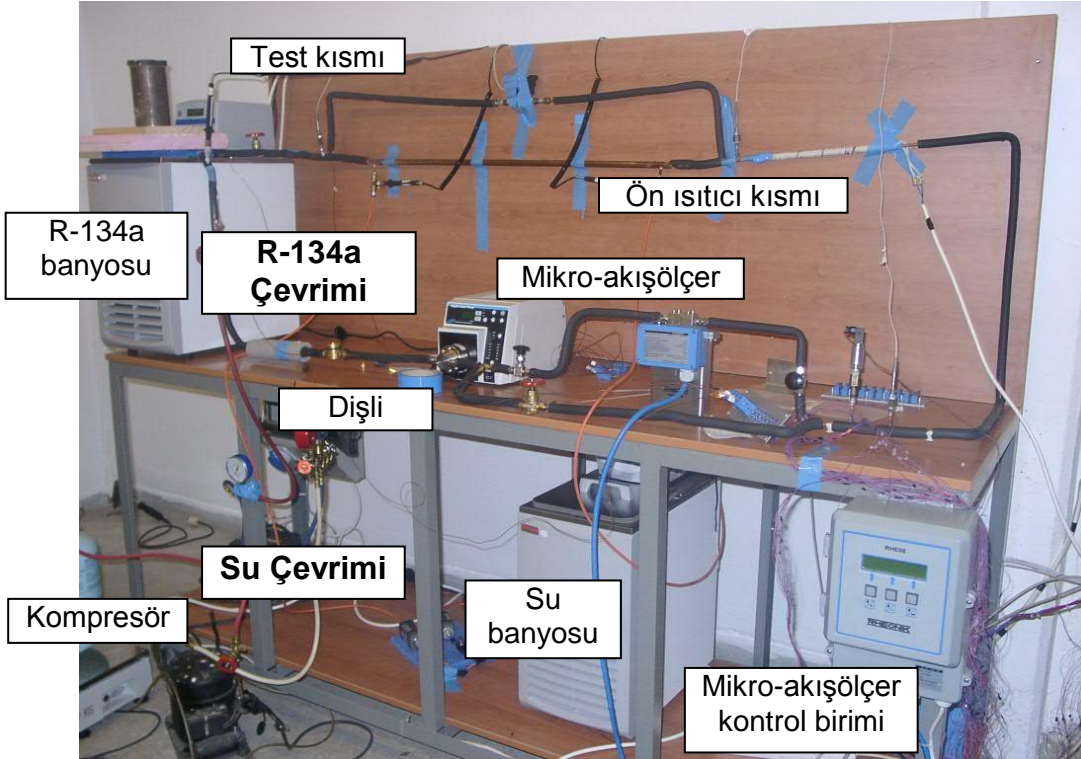
Sızdırmazlık testlerinden sonra veri toplama ve ön testlere sıra gelmiştir. Veri toplama sürecinde RTD, ısı çift, basınç ve güç transdüserlerinin montajından sonra bu cihazların veri toplama ünitesine bağlantıları yapılmıştır. RTD ve ısı çiftler voltaj, güç ve basınç transdüserleri ise akım yerlerine takılmıştır. Ölçüm cihazlarının kalibrasyonları Arçelik A.Ş. tarafından yapılmış ve “Kalibrasyonlar” kısmında sunulmuştur. Ayrıca veri toplamada kullanılan bilgisayar programı ve arayüzü de firma tarafından HP-VEE yazılımında hazırlanmıştır. Program her 15 saniyede bir ölçüm almak üzere ayarlanmış, böylelikle farklı parametrelerin değişikliklere tepki zamanları görülmüş ve sürekli akış rejimi takibi yapılmıştır. Deneylerin analizlerinde sürekli akış rejimi her ölçüm cihazlarının hassasiyet aralığına geldikten sonra en az 50 değer (10 – 15 dakika) alındıktan sonra kabul edilmiştir.

Ön testlerden önce soğutkan şarjı ve her iki banyonun da su ve etilen glikolle doldurulması tamamlanmıştır. Su tarafında sızdırmazlık testlerinde 7200 gr iyonize su kullanılmış, bu aşamada olası sızdırma durumunda etilen glikol azalması olmaması için bu akışkan eklenmemiştir. Suyun 3500 gr’ı alınmış ve yerine hacimsel olarak 1:1 olacak şekilde -37°C donma noktasına karşılık gelen 3590 gr etilen glikol konulmuştur.

Soğutkan tarafında da banyo su etilen glikol karışımıyla doldurulmuştur. Soğutkan soğutulması banyo içinde soğuyan bu karışımla yapılmaktadır. Banyonun en düşük çalışma sıcaklığı olan -40°C'nin altında olması için 2:3 su etilen glikol hacimsel oranı kullanılmış ve -55°C donma noktası elde edilmiştir. Daha sonra şarj valfinden soğutkan şarjı yapılmıştır. Soğutkanın banyo içinde soğutulması için banyo girişi ve gözetleme camı sonrası vanalar kapatılmıştır. Soğutkan basıncı soğumayla birlikte düşürülmüş ve bütün soğutkan sıvı hale getirilene kadar beklenmiştir. Pompa iki fazda da çalışabilmektedir ancak akışölçer için ilk çalışmada yüksek hızda sıvı akışı olması önerilmiştir. Akışölçerde olası bir iki fazlı akışa engel olmak için ilk olarak yan geçiş hattı açılmış ve akışölçer giriş çıkış vanası kapatılmıştır. Banyo çıkışındaki vana açıldığında ani hacim artışından dolayı bir buharlaşma görülmüştür, bu yüzden akışölçerin kapatılması uygun olmuştur.

Veri toplama sisteminin düzgün çalışmasının ve sızdırmazlığın kontrolünün ardından boruların, bağlantı noktalarının ve test kısmının izolasyonu yapılmıştır. Soğutkan basıncı sıvı fazı yakalamak daha kolay olduğundan 5 – 6 barlara çıkarılmıştır. Gözetleme camında iki faz görüldüğünde akışölçer yine açılmamış ve yan geçiş hattı açıkken pompa çalıştırılarak çevrim başlatılmıştır.

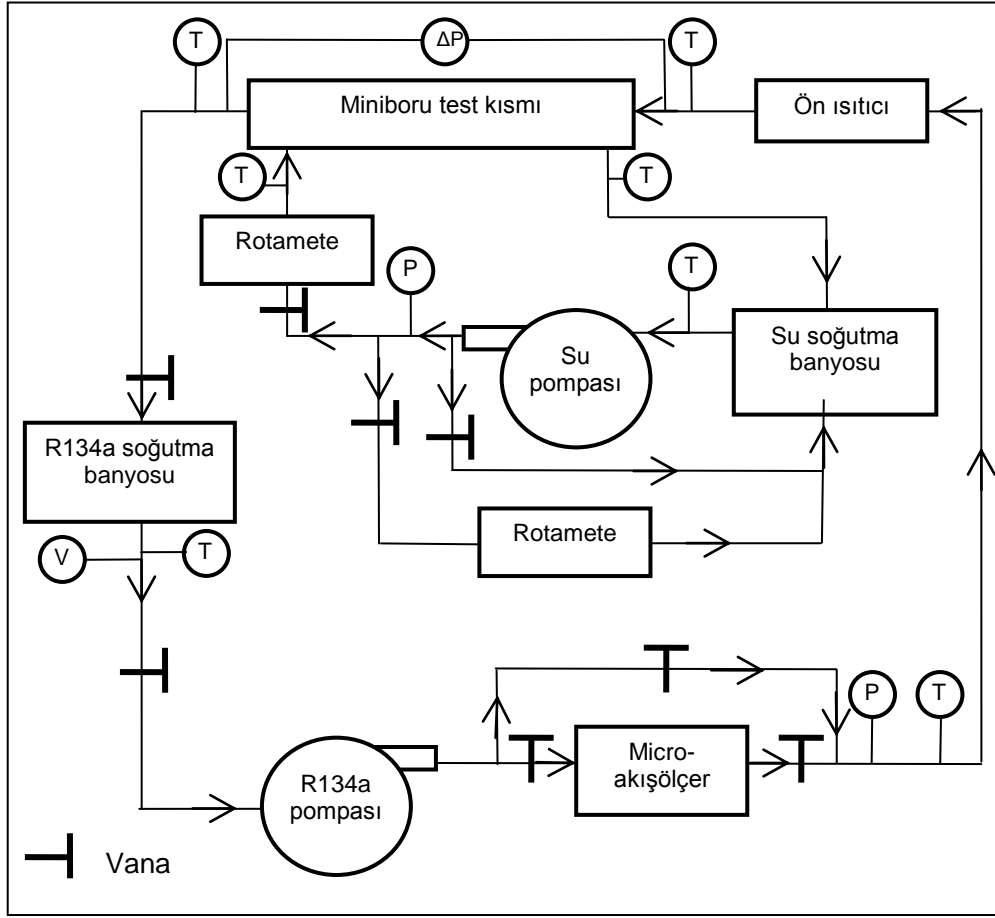
Su çevrimi de soğutkan banyosu ve pompasıyla birlikte çalıştırılmıştır. Ölçümler kontrol edilmiş ve sızdırmazlık sağlanınca banyo sıcaklığı soğutkan test kısmında sıvı olacak şekilde düşürülmüştür. Gözetleme camında hem banyodan hem de test kısmından soğutkanın sıvı miktarında artış gözlenmiştir. Cam tamamen sıvı ile dolduğunda akışölçer vanası açılmış sistem tamamen çalıştırılmıştır. Bu aşamada pompa hızı en yüksek değere getirilerek 15 dakika bu şekilde devam edilmiştir. Sonrasında akışölçer sıfırlaması firma tarafından anlatıldığı şekilde gerçekleştirilmiştir. Ön testler okunan değerlerin analizlerinin yapılmasıyla bitirilmiştir. Akış her iki akışkan için de asıl deneyler öncesi başarıyla sağlanmış, daha sonra her iki çevrim de kapatılmıştır. Deney düzeneğinin ve cihazların yerleşiminin bu aşamadaki durumunu gösterir fotoğraf Şekil 15’de verilmiştir.



Şekil 15: Düzeneğin ön testler sonrasındaki görünümü

3.1.4 Değişiklikler

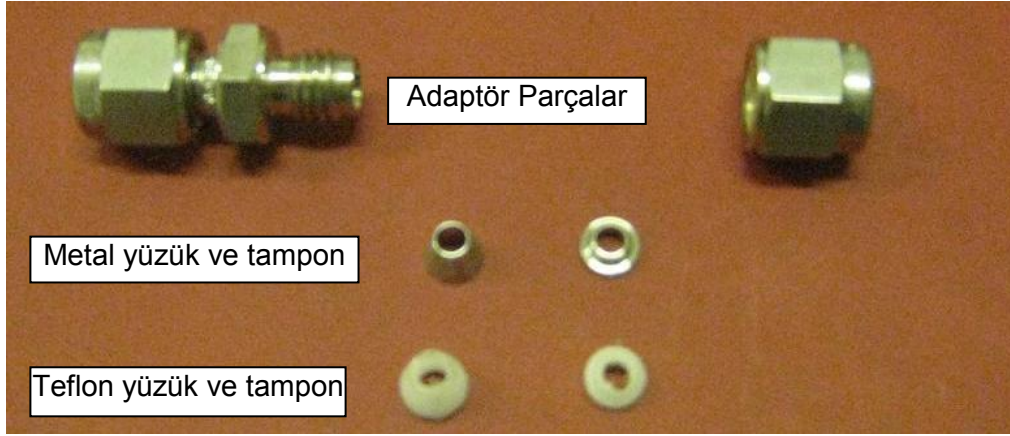
Ön deneyler tamamlandıktan sonra sıra test kısmının cam tüp ve onu çeviren alüminyum gövde ile değiştirilmesine gelmiştir. Ön testler sırasında su pompasının düzgün çalışmadığı ve çok ısındığı görülmüştür, bu yüzden pompayı rahatlatmak amacıyla ikinci bir yan geçiş hattı eklenmiştir. Bu kısımda da su kısmının basıncını ve debisini ayarlamak için bir vana kullanılmıştır. Soğutkan tarafında hacmi azaltmak için toplama kabı çıkarılmıştır, ayrıca sistem ilk çalıştırıldığında her durumda iki faz olduğu görülmüştür. Sistemin son halinin şematik gösterimi Şekil 16’da verilmiştir.



Şekil 16: Düzeneğin deneylerin yapıldığı durumunu gösteren şematik çizimi

Cam tüp ve alüminyum gövde sisteme monte edildiğinde sistemi çeviren bakır borudan cam tüpe geçişlerde adaptör parça kullanılması ihtiyacı doğmuştur. Cam tüpe yakın bir çapta olması nedeniyle 1/8" bakır boru, genel çevrimde kullanılan 1/4" bakır borunun ucuna test giriş ve çıkışında kaynatılmıştır. Cam bakır geçişinde çelikten yapılmış adaptör parçalar kullanılmıştır. Ancak bu adaptör yapıda sızdırmazlığı sağlayan konik parça – yüzük – ve o parçanın bükülmesini engelleyen tampon yapı da çelikten olduğundan cam tüpü kırmıştır. Bu yüzden metal yüzük ve tampon yapısı yeniden tasarlanarak teflon malzemeden yapılmasına karar verilmiştir. Bu teflon tasarımların teknik çizimleri Ek D.3'te, fotoğrafları Şekil 17'de görülmektedir. Bu şekilde hazırlanmış adaptör parçanın düzeneğe monte edilmiş hali de Şekil 18'de verilmiştir.

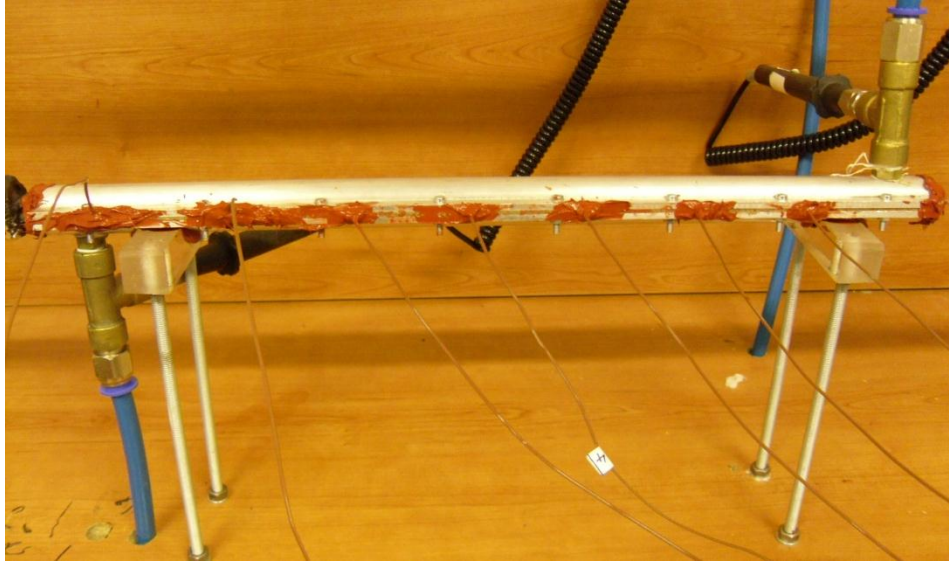
Test kısmında gövde kapatılmadan önce düşük sıcaklıklarda da çalışabilen bir yapıştırıcıyla ısı çiftleri 7 ayrı noktadan test borusu üzerine yapıştırılmıştır. Flanşlarda ve gövdenin dışında ısıl çiftlerin geçtiği noktalarda sızdırmazlık olmaması için silikon yapıştırıcı kullanılmış, flanşlarda ayrıca O-ring de takılmıştır. Gövdenin O-ringler ve silikonlarla kapatılmış hali Şekil 19'da verilmektedir. Isıl çift kabloları da burada görülebilmektedir.



Şekil 17: Bakır – cam geçişinden kullanılan adaptör parçalar



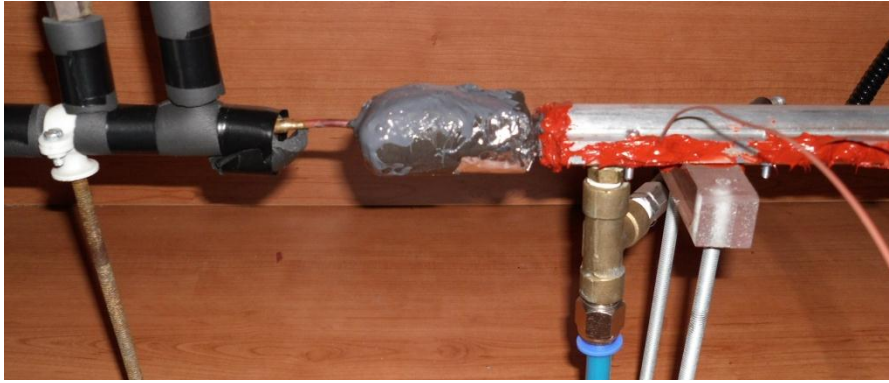
Şekil 18: Çevrime takılmış adaptör parça



Şekil 19: Dış gövdenin vida ve silikonla kapatıldıktan sonraki görünümü

Cam tüp ve alüminyum gövde ile test kısmının oluşturulmasından sonra testlere başlanması öngörülmüştür. Alüminyum gövde kapatılmış iskelete silikonla sabitlendiğinde cam tüp bu gerilime dayanamamış ve yine kırılmıştır. Flaşlar kapatılmadan ve cam tüp alüminyum gövdeye sabitlenmeden önce aksenal ve yanal kuvvetler cam tüpün bükülmesiyle karşılanabilmiştir,

ancak prosedür takip edilip su tarafı kapatıldığında cam tüp parçalanmıştır. Deneylerin başlaması için cam tüp yenisiyle değiştirilmiş ve bütün prosedürler baştan yapılmıştır. Gövde ve adaptör parçalar sökülmüş, silikon kaldırılmış ve silikondan arta kalanlar temizlenmiştir. Gövde Şekil 19'da görüldüğü gibi pleksiglas yataklar üzerine konmuştur. Yükseklik ayarlanabilmektedir, ancak vida ve somunlarla iskelete sabitleme yapıldığından yanıl ve aksel kuvvetler engellenememektedir. Bağlantılar tekrar yapılmış, kırılma olmaması için adaptör parçalar fazla sıkılmamıştır. Ancak bu durumda da yeterli tork olmadığından sızıntı olmuştur. Adaptörler cam tüpü kırılmadan büyük bir dikkatle sıkılmış ve sızdırmazlık sağlanmıştır. Bu aşamadan sonra test kısmından dışarıya ısı kaybını en aza indirmek için izolasyon yapılması gerekmiştir, ancak sistem en ufak bir hareketi karşılayamayacak kadar hassas hale gelmiştir. Bu yüzden cam tüp kırılmaya devam etmiştir. 3 yeni denemede de aynı sonuç alınmıştır ve cam tüp en geç izolasyon aşamasında kırılmıştır. Son denemede cam tüp adaptör bağlantısından çatlamıştır bu yüzden yapıştırıcı ile bu kısmın doldurulması düşünülmüştür. Silindirik bir kalıp hazırlanmış ve adaptör tamamen basınç ve sıcaklığa dayanıklı yapıştırıcı ile doldurulmuştur. Her ne kadar sızdırmazlık sağlanmaya çalışılsa da her seferinde basınç düşmesi görülmüş, yapıştırıcı ilave edildikçe sızıntı değişik noktalardan kendini göstermeye devam etmiştir. Yapıştırıcı ile doldurulmuş adaptör Şekil 20'de verilmiştir.



Şekil 20: Test kısmı çıkışında yapıştırıcıyla kaplanmış adaptör parça

Kapalı bir sistemde sızdırmazlık olduğu durumda deney yapılamayacağından test borusu değişikliğine karar verilmiştir. Olası akış görüntüleme ihtimalinden dolayı tercih edilmiş olan cam tüp asıl amaç düzeneğin doğrulanmasından sonra minikanallardaki iki fazlı akışın incelenmesi olduğundan değiştirilmiştir. Bu değişiklik bir sonraki kısımda anlatılmaktadır.

Cam tüpteki sızdırma sorunu çözilememiş ve daha esnek ve daha az kırılğan olan bakır onun yerine seçilmiştir. Bakır boru cam tüpe çap olarak yakın olması açısından 1/8" dış çap (3.175 mm) olarak belirlenmiştir.

Cam tüp iç çapı 1.8 mm, bakır boru iç çapı 1.65 mm'dir. Aradaki fark çok büyük olmadığından ısı akısında önemli ölçüde bir olmayacaktır. Dış çaptaki değişim flanşların deliklerinin büyütülmesi ihtiyacını doğurmuştur. Deney test kısmının cam tüp değiştikten sonraki hali Şekil 21'de verilmiştir.



Şekil 21: Bakır borulu test kısmı

Test giriş ve çıkışında 1/4"ten 1/8"e düşürülen bakır boru test kısmındaki bakır boruya adaptör parçalar, metal yüzük ve tampon parçalarla takılmıştır. Su tarafı aynı şekilde kalmıştır. Test kısmı ve bağlantı boruları izolasyonu tamamlanarak Şekil 22'de görüldüğü gibi deneylere hazır hale getirilmiştir.



Şekil 22: İzolasyon sonrası bakır boru kullanılan test kısmı

3.1.5 Kalibrasyonlar

Düzenek parçalarının kalibrasyonları iki ana kısımda incelenebilir: Ölçüm cihazlarının kalibrasyonları ve deney sonuçlarını etkileyen kısımların kayıp kalibrasyonları.

Mikro-akışölçer kalibrasyonu üretici firma tarafında yapıldığı için ayrıca bir kalibrasyona ihtiyaç duyulmamıştır. Ölçümler akışölçer gönderici ünitesindeki ekrandan okunmuştur. Bilgisayara aktarım yapılabilmesi için ayrı bir transfer kablosu gerektiğinden ölçümlerin okunarak kaydedilme yöntemine gidilmiştir. Deneyler sürekli akış rejiminde yapıldığından bu konuda herhangi bir

sıkıntı olmamıştır. Göndericiden birim ayarları g/s olarak belirlenip ölçümler bu şekilde yapılmıştır. Rotametreler ise mekanik olup herhangi bir ekranları ya da bilgisayar arayüzleri yoktur. Debiyi l/dk olarak göstermektedirler ve bu değerler manuel olarak alınmıştır. Diğer ölçüm cihazları basınç ölçüm cihazları ve sıcaklık ölçüm cihazlarıdır.

Sistemden çevreye olan kayıplar düzgün ölçüm ve düzgün hesaplamalar açısından çok büyük önem taşımaktadır. Sistemdeki her parçadan, çevrimler boyunca borulardan kayıplar olmaktadır. Ancak bu kayıplardan sadece test kısmını ve dolayısıyla deney sonuçlarını etkileyenler dikkate alınmıştır. Bu kayıplar ön ısıtıcıda ve test kısmında olan kayıplardır. Ön ısıtıcı verilen elektrik gücünün hepsini sisteme verememektedir. Girişteki soğutkan kuruluk derecesinin doğru hesaplanabilmesi için sisteme tam olarak ne kadar ısı verildiği bilinmelidir. Bu yüzden ön ısıtıcıdan çevreye olan ısı kaybı farklı girdi değerleri için hesaplanmıştır. Test kısmından olan kayıplar ve kalibrasyonları ise iki kısımda hesaplanmıştır. Bu su kısmından dışarı olan kayıp kalibrasyonları ve viskoz ısınmadır. **Kalibrasyonlar ile ilgili detaylı hesaplamalar, denklemler, tablolar ve grafikler Ek E'de sunulmaktadır.**

3.1.6 İki Fazlı Akış Deneyleri

Deney düzeneğinin kurulumunun ardından sıra iki fazlı akış deneylerine gelmiştir. Bu kısım 5 alt başlıkta incelenmiştir: Yaklaşım, Şartlar, Akış Şeması, Veri Analizi ve Hesaplamalar.

3.1.6.1 Yaklaşım

Soğutkanın test kısmında iki fazlı akış istenmektedir. Literatürdeki çalışmalar sabit ısı akışı yaklaşımına odaklanmıştır. Ayrıca kütle akışı değerleri soğutma için çok yüksektir. İki fazlı akışta amaç sabit duvar sıcaklığı ve düşük debilerde deneyler yapmaktır. Bunun yanında doyma sıcaklığı ve basıncı, kuruluk derecesi ve basınç düşmesi de incelenecek diğer parametrelerdir.

Soğutkan kuruluk derecesi sıcaklık ve basınç gibi ölçülebilen bir değer değildir. Buna ek olarak iki fazlı akış için sıcaklık ve basınç bağımsız özellikler değildir. Bu nedenle iki faz olan bir yerde başka bağımsız bir özellik gerekmektedir. Basınç iki fazlı akışta bağımsız özelliklerden biri olarak seçilmiştir çünkü sıcaklık bu esnada sabit kalmayıp küçük salınımlar göstermektedir. İki faz durumunda sabit sıcaklık durumu bir varsayımdır (BEJAN, 1988). Küçük salınımlar yapan sıcaklık değerinin ortalaması kaynama sıcaklığı olarak alınmaktadır. Deney düzeneğinde soğutkan ön ısıtıcıda ısıtılarak test girişinde tek fazdan iki faza geçişi sağlanmaktadır. Ön ısıtıcı çıkışındaki kuruluk derecesi test girişi olarak alınmış, test kısmı boyunca sabit duvar sıcaklığı yaklaşımı uygulanmış ve ısı su tarafından soğutkan tarafına transfer edilmiştir. Isı transferi miktarı denklem (6) ile hesaplanmış ve soğutkanın enerjisi artmıştır.

Test girişinde soğutkanın kuruluk derecesi ve entalpisi bilinmektedir. Isı transferini ekleyerek 1. yasa uygulandığında çıkış entalpisi bulunmaktadır. Akışın test boyunca kaybettiği basınç soğutkan tarafı için bilindiğinden çıkış basıncı da bulunabilmektedir. Çıkış durumunda basınç ve entalpi değerleri birleştirilince çıkış hali bulunmuştur. Test kısmındaki sıcaklık, basınç ve debinin ayarlanması ve sağlıklı değerler alınabilmesi için yapılan ayarlamalar "Akış Şeması" ve "Veri Analizi" kısımlarında verilmiştir.

3.1.6.2 Şartlar

İki fazlı akış deneyleri değişen şartlar için yapılmıştır. Bu değişkenler üç şekilde sınıflandırılabilir: soğutkan tarafı, su tarafı, ve ön ısıtıcı. Soğutkan tarafı şartları Tablo 1'de verilmiştir. Soğutkan özellikleri termodinamik özellik programından okunmuş ve doyma basıncına göre bu veri noktalarından geçen ve Ek G'de verilen eğriler oluşturulmuştur (SONNTAG, 2003). Soğutkan tarafında test kısmındaki iki fazlı akışta kütle debisi, giriş ve çıkış sıcaklık ve basınçları, giriş ve çıkış kuruluk dereceleri ve basınç düşmesi değişkenlik gösteren özelliklerdir.

Tablo 1 kütle debilerinin 0.34 g/s ile 0.94 g/s arasında olduğunu göstermektedir. Bu değerler buzdolaplarında kullanılan 0.2 – 1.0 g/s aralığına yakın olması açısından seçilmiştir.

Test kısmı soğutkan giriş basıncı buzdolabı uygulamalarına göre yüksek değerlerdedir. Bunun nedenleri, düşük basınçlarda doyma sıcaklığının düşük olması ve banyonun soğutma performansının, içindeki ısı değiştiricisinin kullanılması sebebiyle düşük olmasıdır. Banyo sıcaklığı -35 – -40°C değerlerine düşürülebilse de soğutkan bu sıcaklıklara düşürülemediği. Öte yandan literatürdeki çalışmalar iki fazlı deneylerde doyma basıncının etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğunu göstermiştir. Deneylerde giriş basınç değerleri 4.5 – 8 bar aralığında olmuştur. Basınç düşmesi ise 0.02 – 0.21 bar aralığındadır (doyma basıncının %0.29 – 4.58 aralığındadır – en düşük/yüksek değer en düşük/yüksek doyma basıncına ait değildir), giriş çıkış arasındaki fark çok fazla değildir. Bu yüzden ortalama basınç deney basıncı olarak alınmıştır.

Soğutkanın test kısmındaki kuruluk derecesi girişte %1.20 – %70.16, çıkışta ise %16.57 - %95.68 aralığındadır. Isı transfer katsayısı hesaplanırken, karşılık gelen kuruluk derecesi giriş çıkış değerlerinin ortalaması olarak alınmıştır; fark ortalama %20 civarındadır. Özellikle vurgulanmalıdır ki, literatürdeki deneysel çalışmalarda da bu yaklaşım uygulanmaktadır. Test bölgesi boyunca kuruluk derecesinin değişimini ölçmek mümkün olmadığı gibi doğrusal değiştiğini varsaymak da doğru olmayacaktır. Bu nedenle ısı transferi katsayısının test bölgesi uzunluğu boyunca kuruluk derecesiyle değişimini sunmak mümkün değildir. Mevcut çalışmada, deneysel literatüre paralel olarak, test bölgesindeki ortalama varsayılan kuruluk değeri için ısı transferi katsayıları hesaplanmış ve sunulmuştur.

Tablo 1: Test kısmında iki fazlı akış deneylerinde soğutkan şartları

Parametre	birim	minimum	maksimum
Soğutkan kütle debisi	g/s	0.34	0.94
Soğutkan giriş basıncı	bar	4.59	7.76
Soğutkan giriş sıcaklığı	°C	13.08	30.26
Soğutkan giriş kuruluk derecesi	-	%1.20	%70.16
Soğutkan basınç düşmesi	bar	0.02	0.21
Soğutkan çıkış basıncı	bar	4.38	7.71
Soğutkan çıkış sıcaklığı	°C	11.65	30.03
Soğutkan çıkış kuruluk derecesi	-	%16.57	%95.68

Ortalama soğutkan basıncını doyma basıncı olarak, ortalama kuruluk derecesini de kuruluk derecesi olarak alınca oluşan iki fazlı akış deneyleri şartları Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2: İki fazlı akış deneyleri için soğutkan tarafı ortalama parametreleri

Parametre	birim	minimum	maksimum
Soğutkan doyma basıncı	bar	4.49	7.73
Soğutkan doyma sıcaklığı	°C	12.41	30.13
Soğutkan ortalama kuruluk derecesi	-	%8.29	%82.92

Soğutkan özelliklerindeki değişime bağlı olarak su tarafı sıcaklık ve debisi ayarlanmıştır. Su tarafındaki basınç 10 – 12 bar civarında olmuştur, çünkü pompa gücü yüksektir ve hortum çapı düşüktür. Bu yüksek basınç su tarafı sıvı fazda olduğundan ve neredeyse sıkıştırılmaz olduğundan karışım özelliklerini etkilememektedir. İki fazlı akış deneyleri için su tarafı parametreleri Tablo 3’de bulunmaktadır.

Tablo 3: İki fazlı akış deneyleri için su tarafı parametreleri

Parametre	birim	minimum	maksimum
Su debisi	l/dk	0.3	2.1
Su kütle debisi	g/s	5.37	37.62
Su Reynolds sayısı	-	136.94	1333.54
Su giriş sıcaklığı	°C	14.6	34.37
Su çıkış sıcaklığı	°C	14.45	34.32

Su debisi vanalarla ayarlanmış ve rotametreden okunmuştur. Rotametre okuma aralığı 0 – 2.1 l/dk'dır ve yüksek soğutkan debisinde en yüksek değere yakın debi seçilmiştir. Su sıcaklığı soğutkan sıcaklığına göre test kısmında sabit duvar sıcaklığı yaklaşımı uygulanabilecek şekilde ayarlanmıştır. Bu amaçla su tarafı debisi soğutkan tarafına göre çok yüksek değerlerdedir. Su debisinin en düşük değeri soğutkan debisinin en yüksek değerinin 6 katıdır. Su tarafı kayıpları hesaplanırken gelişmekte olan laminar akış denklemleri kullanılmıştır. Bunun nedeni en yüksek debide Reynolds sayısının 1335 olmasıdır.

İki çevrim için verilen parametrelerden başka ısı transfer miktarı da güç girdi değeri ve su Re değeri değişimleri nedeniyle değişiklik göstermiştir. Ön ısıtıcı kısmı ve test kısmında kayıp değer aralıkları, su tarafından soğutkana ısı transferiyle birlikte Tablo 4'te sunulmaktadır.

Tablo 4: İki fazlı deneyler için ön ısıtıcı ve test kısmı ısı transfer miktarları

Parametre	birim	minimum	maksimum
Ön ısıtıcı verilen güç	W	3.6	57.18
Ön ısıtıcı alınan net güç	W	0.50	51.59
Viskoz ısınma	W	3.40	15.72
Soğutkana aktarılan net ısı transferi	W	9.70	49.91

Ön ısıtıcı güç değerleri test giriş kısmında farklı kuruluk dereceleri elde etmek için değiştirilmiştir. Soğutkanın test kısmında buharlaştırıldığı kadar ön ısıtıcıda da ısıtıldığı görülmüştür. Kalibrasyonların önemi, tablodaki ön ısıtıcı verilen güç ile alınan net gücün karşılaştırılmasından ve test kısmındaki kazanç ve kayıplardan anlaşılabilir.

3.1.6.3 Akış Şeması

Bu bölümde iki fazlı akış deneylerinin yapılış aşamalarını gösteren ayrıntılı bir şema sunulmaktadır ve bir iş emri şeklinde hazırlanmıştır. Cihazların çalışma sırası ve işlemlerde yapılacak değişikliklerin anlatıldığı bu şema Tablo 5 ve 6'da verilmiştir.

Tablo 5: Miniboru akış şeması 1. kısım

1 Bilgisayarı, doğru akım güç kaynağını ve veri kayıt etme cihazını aç.
2 Bilgisayardan veri toplama programını aç
3 Soğutkan basıncını kontrol et.
4 Soğutkan basıncı sıfır mı?
EVET Çevirimi R-134 soğutkanıyla doldur. Adım 3'e geri dön.
HAYIR Adım 5 ile devam et.
5 Soğutkan sıvı fazında mı * **?
EVET Adım 7 ile devam et.
HAYIR Soğutma banyosunun vanasını kapat. Soğutma banyosunun sıcaklığını düşür ve vanayı aç. Adım 6 ile devam et.
6 Gözlem camında sıvı soğutkan gözüktü mü?
EVET Adım 7 ile devam et.
HAYIR Soğutkan çevrimine daha fazla R-134 soğutkanı doldur. Banyo sıcaklığını düşür Adım 5'e geri dön.
7 Debi ölçer vanasını kapat ve soğutkan pompasını çalıştır.
8 Soğutkan pompasının hızını istenen değere ayarla
9 Tüm çevrim için soğutkan sıvı fazında mı? * **
EVET Adım 10 ile devam et.
HAYIR Adım 6'ya geri dön.
10 Debi ölçeri ve debi ölçer vanasını aç.
11 Su tarafı banyosu ve pompasını aç.
12 Ön ısıtıcıyı aç ve ısıtıcıyı düşük bir güce ayarla.
13 Ön ısıtıcının gücünü artır.
14 Su tarafı sıcaklığını R134a doyma sıcaklığına göre ayarla
15 Sürekli rejim şartlarını kontrol et. ***
* Bilgisayardan kontrol et. ** Gözetleme camından kontrol et. *** Cihazın en doğru çalıştığı bölgede 50 başarılı ölçüm.

Tablo 6: Miniboru akış şeması 2. kısım

16 Su sıcaklığı soğutkan sıcaklığına yakın mı ve daha fazla mı?
EVET Adım 17 ile devam et.
HAYIR Adım 14'e geri dön.
17 Test bölümünde suyun sıcaklığı azaldı mı?
EVET Adım 18 ile devam et.
HAYIR Adım 14'e geri dön.
18 Test bölümünde sabit duvar sıcaklığı elde edildi mi?
EVET Adım 19 ile devam et
HAYIR Su debisini ayarla. Adım 14'e geri dön.
19 Soğutkan debisini kayıt et. (En az 50 okuma)
20 Soğutkan test bölümünün girişinde iki fazda mı?* ** ****
EVET Adım 21 ile devam et.
HAYIR Adım 13'e geri dön.
21 Zamanı ve su tarafının debisini kayıt et.
22 Belirlenen doyma basıncı için deney tamamlandı mı?
EVET Adım 23 ile devam et.
HAYIR Adım 6'ya geri dön (Debiyi değiştirmek için)
23 Tüm doyma sıcaklıkları için deney bitti mi?
EVET Deney bitmiştir.
HAYIR Doyma basıncını çevrime soğutkan ekleyerek veya çıkararak değiştir. Adım 8'e geri dön.
* Bilgisayardan kontrol et. ** Gözetleme camından kontrol et. **** Hesaplamaları yap.

3.1.6.4 Veri Analizi

İki fazlı akış deneyleri için 23 adımlık akış şeması tamamlandığında verilerin analizine sıra gelmiştir. Bu analizler manuel ölçüm analizleri ve bilgisayarlı ölçüm analizleri olarak ikiye ayrılabilir.

Manuel ölçümler soğutkan ve su debileridir. Bu ölçümler otomatik olarak kaydedilmediğinden deneyler sırasında yapılmıştır. Doğru ve hassas bir ölçüm olması değerler açısından akış sürekli akış rejimine girdikten sonra en az 15 dakika beklenip alınmıştır. Soğutkan kütle debisi akışölçer gönderici dijital ekranından g/s biriminde okunmuştur. Sürekli akış rejiminde bile küçük de olsa salınımlar görülmüştür, bu yüzden en az 50 ölçüm alınmış ve ortalaması alınmıştır. Su debisi ise

mekanik rotametreten okunmuş ve deney sonuç kağıdına not edilmiştir. Dijital ekrandaki gibi salınımlar çok açık belli olmadığından sık sık değer okunmuş ve kaydedilmiştir. Bu değerlerin ortalaması su debisi olarak kabul edilmiştir.

Güç, sıcaklık ve basınç ölçümleri veri toplama ünitesi aracılığıyla bilgisayardan okunmuştur. Bu ölçümler güç ve basınç transdüserleri, RTD'ler ve ısı çiftleriyle yapılmıştır. Bütün ölçümlerde bilgisayar programı (HP VEE) veri toplama ünitesini 15 saniye aralıklarla taramaya ayarlanmıştır. Okunan değerler anlık olarak grafiklere aktarılmıştır, bu sayede sürekli akış rejimini takip etmek kolaylaşmıştır. Sürekli akış rejimine ulaşıldıktan sonra güç girdisinin ortalaması, soğutkan basıncı, ön ısıtıcı giriş – çıkış, test giriş – çıkış sıcaklıklarının son değerleri kaydedilmiştir. Bu değerler ve soğutkan debisiyle test girişindeki hal bulunmuştur. Burada bir kuruluk derecesi bulunduğu – iki faza ulaşıldığında – iki fazlı deneyler için gereken prosedürler uygulanmış, deney zamanı not edilmiş ve farklı kütle debileri, doyma basınçları ve kuruluk dereceleri için deneyler yapılmıştır. Veri analizi kısmı bir deney gününde deneylerin bitişine bırakılmıştır. Bilgisayar programı bir oturum için verileri tek bir dosyaya yazmaktadır, dolayısıyla analizler için gün bitimini beklemek daha etkili olmuştur. Bu analizler sürekli akış rejimi yaklaşımıyla yapılmıştır. Deneylerin zamanları kütle debilerinin not edildiği zamanlarla birleştirilmiş, sonuçlar zamana bağlı çizdirilmiş ve sürekli akış rejiminden sonra en az 50 değerlerin ortalaması alınarak güç (ısı transferi girdisi), sıcaklık ve basınç değerleri bulunmuştur.

3.1.6.5 Hesaplamalar

Hesaplamalarda temel hedef iki fazlı R-134a akışında ısı transfer katsayısını bulmaktır. Prosedür gereği bu hesaplama için çeşitli parametreler, özellikler ve değişkenler ölçülmüş ve hesaplanmıştır. Hesaplamalar iki şekilde yapılmıştır. Bunlar deneysel hesaplamalar ve deneysel verilere dayanarak literatürdeki eşilişkilerle yapılan hesaplamalardır. Tablo 7'de verilen test kısmı soğutkan tarafı geometrisi bu hesaplamalarda kullanılmıştır.

Tablo 7: Test kısmı soğutkan tarafı geometrisi

İç çap (mm)	1.65
Dış çap (mm)	3.175
İç çevre (mm)	5.18
Akım kesit alanı (mm ²)	2.14
Hidrolik çap (mm)	1.65
Eşdeğer çap (mm)	1.65
Test uzunluğu (mm)	400
Isı transfer alanı (mm ²)	2073.5

3.1.6.5.1 Deneysel Hesaplamalar

Deneysel verilere dayalı yapılan deneysel hesaplamalar soğutkan tarafında farklı kuruluk derecelerinde (bir deney için ortalama) iki fazlı ısı transfer katsayısının bulunması için yapılmıştır. "Kalibrasyonlar" kısmında da belirtildiği gibi test girişinde soğutkanın iki faz durumunda olması istenmektedir ve bu yüzden ön ısıtıcı kullanılarak soğutkan ısıtılmaktadır. Denklem (4) ve denklem (5) kullanılarak ön ısıtıcıya verilen güç, ön ısıtıcıdan soğutkana aktarılan güç ve soğutkanın girişteki kuruluk derecesi değerleri bulunmuştur. Soğutkan test girişinde entalpi ön ısıtıcı çıkış entalpisidir.

$$h_{he} = h_{ri} \quad (14)$$

h_{ri} soğutkan test kısmı giriş entalpisidir. Test kısmı boyunca ısı transferi su tarafından soğutkan tarafına doğru olmuştur. Bu ısı transferi denklem (6) ile hesaplanmıştır. Denklem (7) ve (8)'den hesaplanan su tarafı entalpi değişimi ve viskoz ısınma değerleri bu ısı transferinin bileşenleridir. Kütle debisinin de eklenmesiyle soğutkan çıkış entalpsi hesaplanabilmektedir.

$$h_{re} = \frac{\dot{Q}_W}{\dot{m}_R} + h_{ri} \quad (15)$$

\dot{m}_R soğutkan kütle debisi, h_{re} soğutkan test kısmı çıkış entalpisidir. Bu entalpi değeri ile basınç düşmesi bilindiğinden soğutkanın çıkış hali bulunabilmektedir. Daha önce de belirtildiği gibi soğutkanın test çıkış durumunda sıcaklık değil basınç değeri göz önüne alınmıştır. Sıcaklık değeri basınç ve entalpi değerlerinden bulunmuştur. Test giriş ve çıkışında ölçülen ve hesaplanan sıcaklık farkları giriş için $-0.69 - 0.17^\circ\text{C}$, çıkış için $-0.23 - 0.32^\circ\text{C}$ aralıklarında olmuştur. Buna ek olarak kuruluk derecesi değeri de bulunmuştur. Test girişindeki sıcaklık değeri de basınç ve entalpi değerleri ile aynı şekilde bulunmuştur.

Ortalama ısı transferi katsayısı hesaplamaları için duvar sıcaklığı gerekmektedir. Bakır boru dış yüzey sıcaklığı 50 mm aralıklarla 7 ayrı noktadan ölçülmektedir. Bu 7 ölçümün en yüksek ve en düşük değerleri ısıal çift hassasiyeti olan 0.5°C aralığında olduğunda sabit duvar sıcaklığı yaklaşımı kabul edilmiştir. Daha sonra hesaplamalar için bu değerlerin ortalaması alınmıştır. Toplam ısı transferi katsayısı logaritmik ortalama sıcaklık farkı metoduyla hesaplanmış ve buradan da soğutkanın ısı transfer katsayısı bulunmuştur. Soğutkan tarafındaki basınç düşmesinden oluşan giriş çıkış sıcaklık farkı, ortalama sıcaklık farkının uygulanmasına engel olmuş, logaritmik ortalama sıcaklık farkı tercih edilmiştir.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_w - T_{ri}) - (T_w - T_{re})}{\ln\left(\frac{T_w - T_{ri}}{T_w - T_{re}}\right)} \quad (16)$$

T_w duvar sıcaklığı, T_{ri} soğutkan test giriş sıcaklığı, ve T_{re} soğutkan test çıkış sıcaklığıdır. Isı transfer alanı geometriden kolaylıkla hesaplanabilmektedir.

$$A_i = 2\pi r_i L \quad (17)$$

r_i bakır boru iç yarıçapı ve L test kısmı uzunluğudur. Toplam ısı transfer katsayısı, U_i , iç ısı transfer alanı, A_i , cinsinden yazılmıştır.

$$U_i = \frac{\dot{Q}_W}{A_i \Delta T_{LM}} \quad (18)$$

Toplam ısı transfer katsayısı soğutkanın iki fazlı zorlanmış taşınım ısı transfer katsayısı ve bakır borudaki iletim ısı transfer katsayısının bileşimidir. Sonuçta, iki fazlı soğutkan akışının ortalama deneysel ısı transfer katsayısı da aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$\bar{h}_{TP} = \left(\frac{1}{U_i} - \frac{r_i \ln(r_o/r_i)}{k_c} \right)^{-1} \quad (19)$$

Denklem (19)'da, r_o bakır boru dış yarıçapı, k_c bakır ısı iletim katsayısıdır. Isı transfer katsayısı hesaplarına ek olarak test kısmındaki soğutkanın basınç düşmesi değerleri de iki fazlı akış için kaydedilmiştir. Sonuçlar kısmında bu veriler de sunulacaktır.

3.1.6.5.2 Literatürdeki Eşilişkiler

Isı transfer katsayısı hesaplamaları literatürde mevcut olan eşilişkilerle de yapılmıştır. Ortalama akışkan sıcaklığında iç akış için akış kaynamasında iki türlü kaynama vardır (KAKAÇ, 2002).

Birinde, sıvı fazda olan akışkan içinden aktığı kanal ya da boru boyunca ısıtılır ve ısıtılan duvar yüzeyinde kabarcık oluşmaya başlar. Akışkanın ortalama sıcaklığı kaynama sıcaklığından düşük olduğu için bu kabarcıklar büyüyemez ve parçalanır. Bu tür kaynamaya doymamış kaynama denilmektedir. Öte yandan doymuş kaynamada akışkan sıcaklığı kaynama sıcaklığına eriştiğinde iki fazlı kaynama ortaya çıkar ve ısı transfer katsayısı önemli oranda artış gösterir. İki fazlı kaynama iki türlü olmaktadır: Habbecikli kaynama ve zorlanmış taşınım kaynama. Düşük kuruluk derecelerinde habbecikli kaynama ısı transferinde baskın olan türdür, zorlanmış taşınım kaynama ise yüksek kuruluk derecelerinde etkilidir. Orta kuruluk derecelerinde ise her ikisinin etkisi de önemlidir. Kullanılan eşilişkiler bu teoriyi dikkate almışlardır. “Sonuçlar” kısmında deneysel sonuçlarla karşılaştırmalar yapılmıştır.

Güngör ve Winterton Eşilişkisi

Güngör ve Winterton (KAKAÇ, 2002), halokarbon soğutkanlar için akış kaynaması ısı transferini incelemişler ve denklem (20)'de verilen eşilişkiyi önermişlerdir:

$$\bar{h}_{TP} = E\bar{h}_l + S\bar{h}_p \quad (20)$$

\bar{h}_{TP} iki fazlı akış için ısı transfer katsayısı, E bir iyileştirme faktörü, \bar{h}_l sıvı fazda ısı transfer katsayısı, S supresyon katsayısı, \bar{h}_p havuz kaynama terimidir. \bar{h}_l tek fazlı akışlar için geçerli ve uygun herhangi bir denklemden bulunabilir. E hesabı:

$$E = 1 + 2.4 \times 10^{-4} Bo^{1.16} + 1.37(1/X_{tt})^{0.86} \quad (21)$$

Bo kaynama sayısı ve X_{tt} Lockhart-Martinelli parametresidir. Bo denklem (22) ve X_{tt} denklem (23)'de tanımlanmıştır.

$$Bo = \frac{q''}{G \cdot i_{lv}} \quad (22)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (23)$$

q'' ısı akısı, G kütle akısı, i_{lv} soğutkan buharlaşma entalpisi, ρ yoğunluk ve μ viskozitedir l ve v sıvı ve gaz fazlar için alt simgelerdir.

Denklem (20) bilinmeyenlerinden S ve \bar{h}_p kalmıştır. S'nin tanımı aşağıdadır.

$$S = \left(1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 Re_l^{1.17}\right)^{-1} \quad (24)$$

Burada Re_l sıvı Reynolds sayısıdır.

$$Re_l = \frac{2G(1-x)r_i}{\mu_l} \quad (25)$$

\bar{h}_p ise aşağıdaki denklemle bulunur.

$$\bar{h}_p = 55p_r^{0.12} (-\log p_r)^{-0.55} M^{-0.5} q''^{0.67} \quad (26)$$

p_r indirgenmiş basınç ve M akışkanın moleküler ağırlığıdır.

Chen Eşilişkisi

Bu eşilişki (KAKAÇ, 2002) ayrı hesaplanan habbecikli kaynama, \bar{h}_{nb} , ve zorlanmış taşınım kaynama, \bar{h}_{cb} , terimlerinin birlikte ele alınmasıyla ortaya çıkmıştır. İki fazlı ısı transfer katsayısı denklem (27)'de verilmiştir.

$$\bar{h}_{TP} = \bar{h}_{cb} + \bar{h}_{nb} = \bar{h}_l F_o + \bar{h}_p S \quad (27)$$

\bar{h}_l ve S denklem (20) ile aynıdır. Kaynama iyileştirme faktörü, F_o :

$$F_o = F(1 - x) \quad (28)$$

$$F = \begin{cases} 1, & 1/X_{tt} \leq 0.1 \\ 2.35(0.213 + 1/X_{tt})^{0.736}, & 1/X_{tt} > 0.1 \end{cases} \quad (29)$$

\bar{h}_p havuz kaynama terimidir.

$$\bar{h}_p = 0.00122 \frac{k_l^{0.079} c_{p,l}^{0.45} \rho_l^{0.49} \theta_b^{0.24} \Delta p_v^{0.75}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (i_{lv} \rho_v)^{0.24}} \quad (30)$$

k_l sıvı ısı iletim katsayısı, $c_{p,l}$ sıvı özgül ısı, θ_b duvar aşırı ısı, σ yüzey gerilimi, ve Δp_v is belirtilen koşullarda sıvının buharlaşma basıncıdır ve Clapeyron denklemiye hesaplanır.

$$\Delta p_v = \frac{\theta_b i_{lv} \rho_v}{T_{sat}} \quad (31)$$

Bertsch Eşilişkisi

Bertsch eşilişkisi (BERTSCH, 2009) Chen eşilişkisine benzerdir, ancak daha yenidir ve kuruluk derecesi de denkleme girmiştir.

$$\bar{h}_{TP} = \bar{h}_{nb}(1 - x) + \bar{h}_{cb}[1 + 80(x^2 - x^6)e^{-0.6 Co}] \quad (32)$$

\bar{h}_{nb} Chen ile aynıdır. Sınırlama numarası, Co :

$$Co = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v) D_h^2} \right]^{1/2} \quad (33)$$

\bar{h}_{cb} , konveksiyonel kaynama:

$$\bar{h}_{cb} = \bar{h}_{conv,l}(1 - x) + \bar{h}_{conv,v}x \quad (34)$$

$\bar{h}_{conv,l}$ sıvı faz ısı transfer katsayısı ve $\bar{h}_{conv,v}$ gaz faz ısı transfer katsayısı:

$$\bar{h}_{conv,l} = \left(3.66 + \frac{0.0668 \cdot (D_h/L) \cdot Re_l Pr_l}{1 + 0.04 \cdot [(D_h/L) \cdot Re_l Pr_l]^{2/3}} \right) \cdot \frac{k_l}{D_h} \quad (35)$$

$$\bar{h}_{conv,v} = \left(3.66 + \frac{0.0668 \cdot (D_h/L) \cdot Re_v Pr_v}{1 + 0.04 \cdot [(D_h/L) \cdot Re_v Pr_v]^{2/3}} \right) \cdot \frac{k_v}{D_h} \quad (36)$$

Eşilişkilerden hesaplama yapmak için soğutkanın özelliklerine ihtiyaç duyulmuştur. Bunun için veri noktaları olarak bulunan özellik tablolarından eğri uydurma yöntemi ile ara sıcaklık ve basınç değerlerindeki özellikle iki faz için termodinamik özellik hesapları yapılmıştır. Aynı şekilde su tarafı için de karışım özellikleri bu şekilde elde edilmiştir. Özellik tabloları ve hazırlanan grafikler Ek G'de görülebilir. Miniboru için Bulgular ve Tartışma 4. bölümde verilecektir. Daha önce mikrokannallar için Gereç ve Yöntem, miniboruya benzer bir sırayla anlatılacaktır.

3.2 Mikrokanallar

3.2.1 Düzenekteki Modifikasyonlar

Bu kısımda bakır boru deneylerinden sonra mikrokanal deneylerine başlamadan önce deney düzeneğinde yapılan değişiklikler anlatılmaktadır.

Bakır boruda iki fazlı akış deneyleri tamamlandıktan sonra düzeneğin test kısmındaki bakır boru, gövde ve dış yüzeyindeki yalıtım sökülüştür. Daha sonra yerine üretimi Arçelik A.Ş. tarafından yapılmış olan birinci mikrokanal ve içerisine mikrokanalın yerleştirilebileceği boyutta tasarlanmış ve ürettirilmiş, mikrokanal çevresinden su döngüsüne izin verecek şekilde giriş ve çıkışına su soğutma banyosuna bağlı hortumların monte edilebileceği gövde kısmı yerleştirilmiştir. Mikrokanallar için kullanılan gövde kısmı her mikrokanal için boyutu ayrı belirlenmiş izole boru ile giriş ve çıkışına vida ile monte edilen iki kapaktan oluşmaktadır. Gövde parçalarının su sızdırmazlığını sağlamak amacıyla sızıntı ihtimali olan kısımlara silikon uygulanmıştır. Mikrokanal gövde içerisine yerleştirilmeden önce mikrokanal boyunca dış yüzeyine 7 adet ısıl çift yapıştırılmıştır. Bakır borunun sistemden söküm işlemi sırasında test kısmı haricindeki düzeneğin diğer kısımlarındaki mevcut yalıtımda herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Yeni gövde ve onun içerisine mikrokanal yerleştirildikten sonra test kısmının dış yüzeyi cam yünü ile sarılarak yalıtım sağlanmıştır. Farklı geometrideki ikinci ve üçüncü mikrokanalların takılması sırasında da aynı prosedür takip edilmiş, deneyleri tamamlanan mikrokanal, kendisine uygun olarak tasarlanmış gövde kısmı ve gövdenin dış yüzeyini saran yalıtım çıkarılarak yerine yeni mikrokanal ve gövde yerleştirilip yalıtımla kaplanmıştır.

İki faz akış deneyleri gerçekleştirilen 3 mikrokanalın geometrik özellikleri Tablo 8'de verilmiştir.

Tablo 8: 3 mikrokanalın geometrik özellikleri

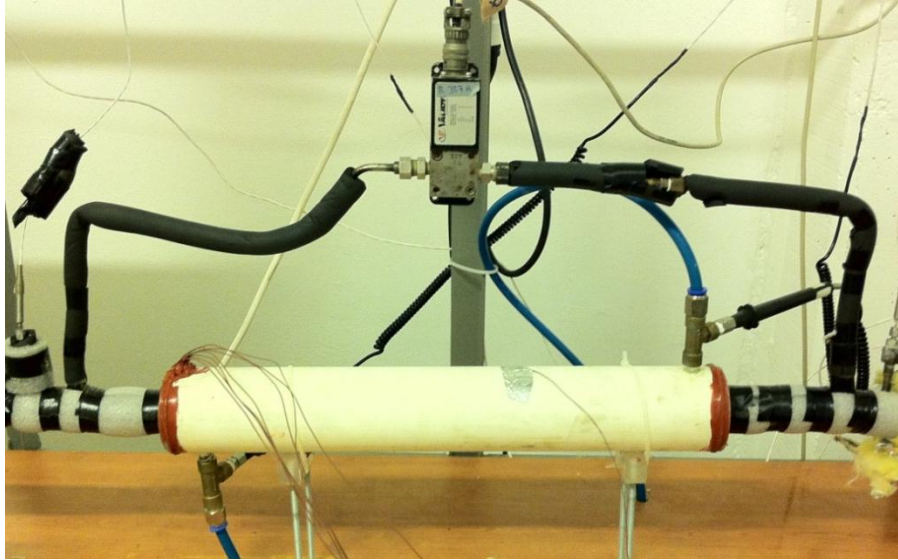
İsim	Mikrokanal 1	Mikrokanal 2	Mikrokanal 3
Genişlik (mm)	16	22	20
Yükseklik (mm)	2.1	5	2.1
Duvar kalınlığı (mm)	0.3	0.6	0.4
Kanal yüksekliği (mm)	1.5	3.8	1.3
Kanal genişliği (mm)	1.94	3.68	2.35
Kanal Sayısı (mm)	7	5	7
Kanal uzunluğu (mm)	465	440	525
Enine kesit alanı (mm ²)	20.4	66.27	21.84
Islak çevre (mm)	48.2	68.79	51.8
Hidrolik çap (mm)	1.69	3.85	1.69
İç ısı transfer alanı (mm ²)	22413	30268	27195

Geometrileri verilen 3 mikrokanalın enine kesit alan çizimleri Ek H'de görülebilir. Mikrokanal üzerinden su döngüsünü sağlamak amacıyla boyutları her bir mikrokanal için ayrı tasarlanmış silindirik boru şeklindeki gövde kısmı geometrik özellikleri Tablo 9'da verilmiştir.

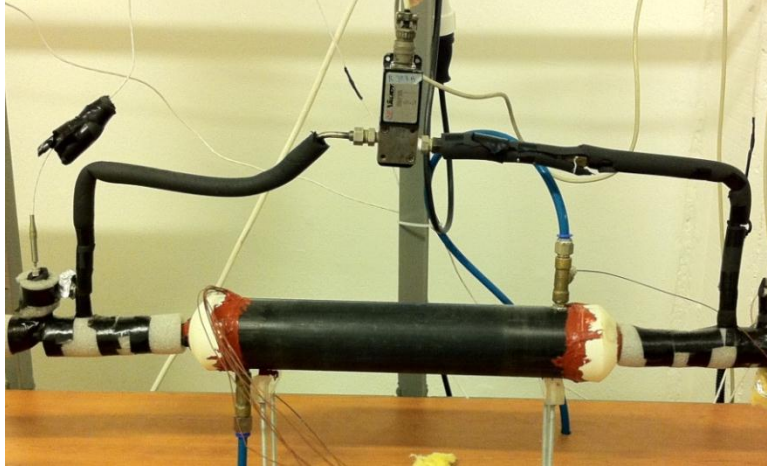
Tablo 9: Gövde geometrisi zellikleri

İsim	Gövde 1	Gövde 2	Gövde 3
İç ap (mm)	49.6	65.7	49.6
Dış ap (mm)	65	75.7	65
Uzunluk (mm)	465	440	525
Enine kesit alanı (mm ²)	1898.61	3285.53	1890.21
Islak evre (mm)	192.02	256.11	200.02
Hidrolik ap (mm)	39.55	51.31	37.80

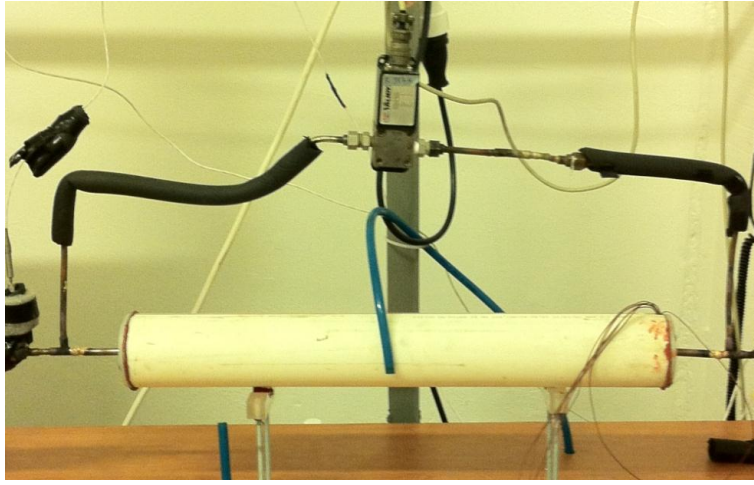
Yalıtım yapılmadan önce deneylerde kullanılan ilk iki mikrokanalın sisteme monte edilmiş hali Şekil 23 ve 24'te, üçüncü mikrokanalın ise monte aşamasında henüz su tarafı baēlantıları tamamlanmamış hali Şekil 25'te görülebilir. Her üç şekilde de gövdeden dışarıya çıkan mikrokanal yüzeyine yerleştirilmiş ısıtıcı çiftlerin kabloları gözlemlenebilir. Şekil 26, 27 ve 28, sırasıyla üç mikrokanalın test bölümüne yerleştirilip yalıtımları da tamamlandıktan sonraki halini göstermektedir.



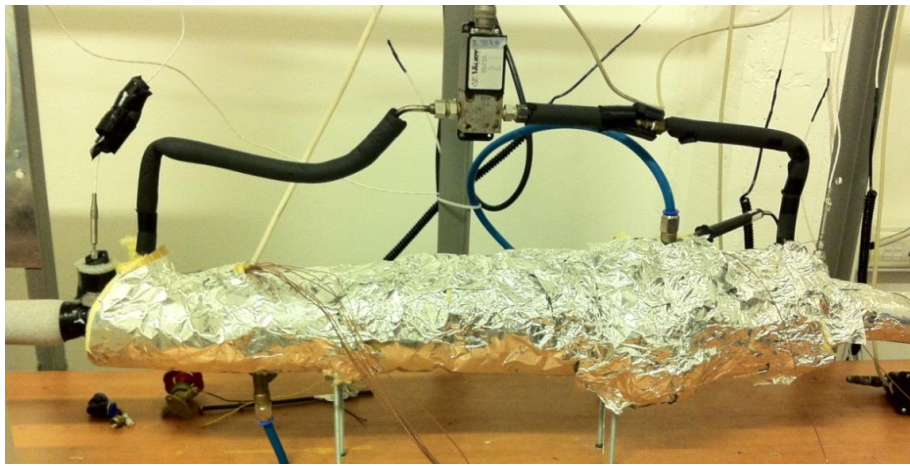
Şekil 23: Birinci mikrokanalın gövdesi ile birlikte dzeneēe monte edilmiş hali



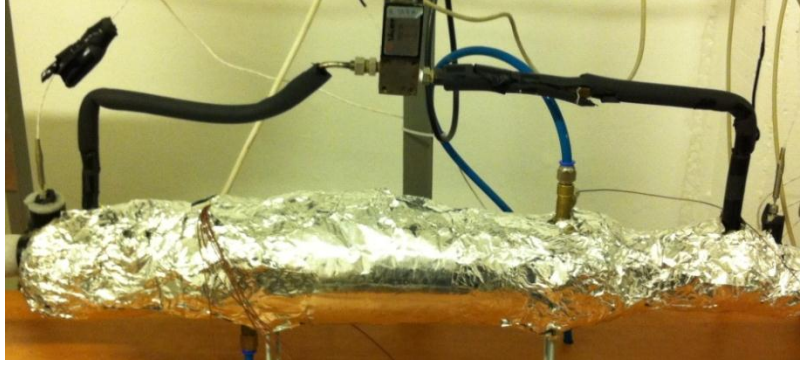
Şekil 24: İkinci mikrokanalın gövdesi ile birlikte düzeneğe monte edilmiş hali



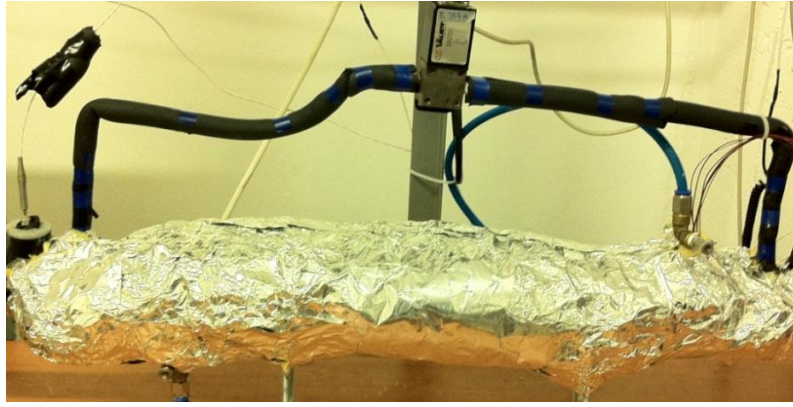
Şekil 25: Üçüncü mikrokanalın gövdesi ile birlikte düzeneğe monte edilmiş, henüz su tarafı bağlantıları yapılmamış hali



Şekil 26: Birinci mikrokanal için yalıtımı tamamlanmış test bölgesi



Şekil 27: İkinci mikrokanal için yalıtımı tamamlanmış test bölgesi



Şekil 28: Üçüncü mikrokanal için yalıtımı tamamlanmış test bölgesi

Sistemde R134a döngüsünü sağlayan pompa içerisinden geçen akışkanın iki faz olması durumunda pompanın dişlilerinde bir aşınma meydana gelebileceği için pompa içerisinden sadece sıvı fazda akış sağlanmaya çalışılmıştır. Fakat pompa çalıştırılmadan önce sistemin pompanın bulunduğu bölümünde sıvı fazda soğutkan elde edebilmek için sadece soğutkan banyosu kullanarak sıcaklığın düşürülmesi yeterli olmamaktadır. Soğutkan banyosu yardımıyla sadece banyo içerisinde ve yakın çevresindeki soğutkanın sıcaklığının düşürülmesi sağlanabilmektedir. Ayrıca sisteme R134a eklenerek basıncın artırılmasıyla soğutkanın sistem genelinde sıvılaşması sağlanabileceği düşünülmüş olsa da R134a tüpünden sisteme soğutkan aktarımı bir kompresör yardımıyla yapılmadığından, yani sadece tüp içerisindeki basıncın sistem basıncından yüksek olduğu durumlarda bir vana kontrolüyle sisteme soğutkan aktarımı yapıldığından başlangıçta sistem basıncının yüksek olduğu durumlarda bu işlem gerçekleştirilememektedir. Bu nedenle sisteme ek olarak sistemdeki pompaya paralel bir şekilde ikinci bir pompanın yerleştirilmesine karar verilmiştir. Arçelik A.Ş. tarafından mevcut pompadan daha yüksek akışta çalışan bir pompa edinilmiştir. Bu sayede deneyler sırasında kullanılacak pompa çalıştırılmadan önce paralel bağlanan ikinci pompa çalıştırılarak sistemde soğutkan akışı sağlanıp soğutkan banyosunda meydana gelen sıcaklık ve basınç düşmesinin sistem geneline aktarılması sağlanmıştır. Düşen sıcaklıkla birlikte sistemin basıncında da azalma meydana gelmiştir. Bu durum, sıcaklık düşüşünün soğutkanın istenilen bölgelerde sıvı hale geçmesine yetmemesi durumunda R134a tüpünden sisteme soğutkan aktarımı yapılarak sistem basıncının artırılıp sıvılaştırma yapılabilmesine imkân tanımıştır.

İki fazlı akış deneylerinde test bölgesi girişindeki soğutkan kurulum derecesinin tespit edilebilmesi ve ön ısıtıcıdan önce, debimetreden sonra entalpi değerinin sıcaklık ve basınçla belirlenebilmesi

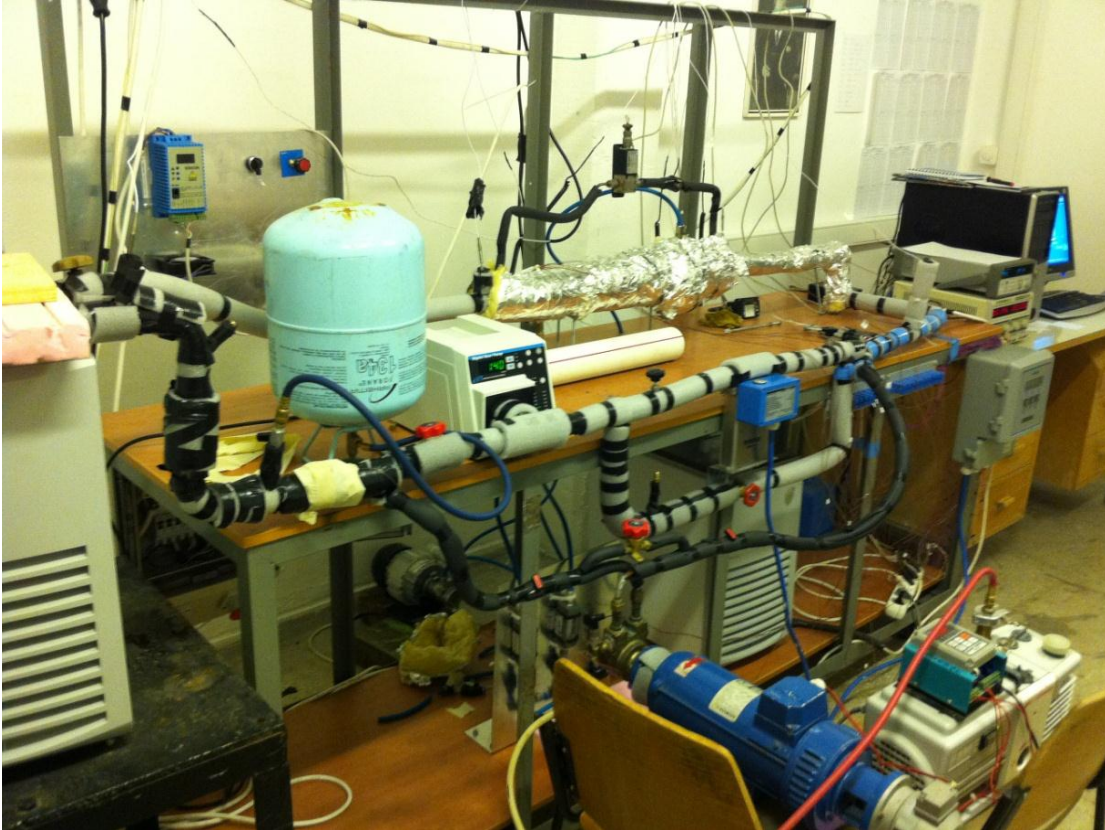
için sıvı fazda soğutkan akışı sağlanmıştır. Bu bölgede akışkanın fazının sıvı olması önemli olduğundan hemen bu nokta öncesinde de bir gözetleme camı koyularak ölçümlerin yanı sıra gözlemlerle de bu noktadaki soğutkanın fazından emin olunmuştur.

Sistemde soğutkan döngüsü içerisinde istemsiz bir şekilde kalmış olabilecek havanın içerisindeki nemin düşük sıcaklıklarda donarak soğutkanın içerisinden geçtiği cihazlara zarar verme ihtimaline karşı soğutkan banyosu çıkışında sisteme bir nem tutucu yerleştirilmiştir.

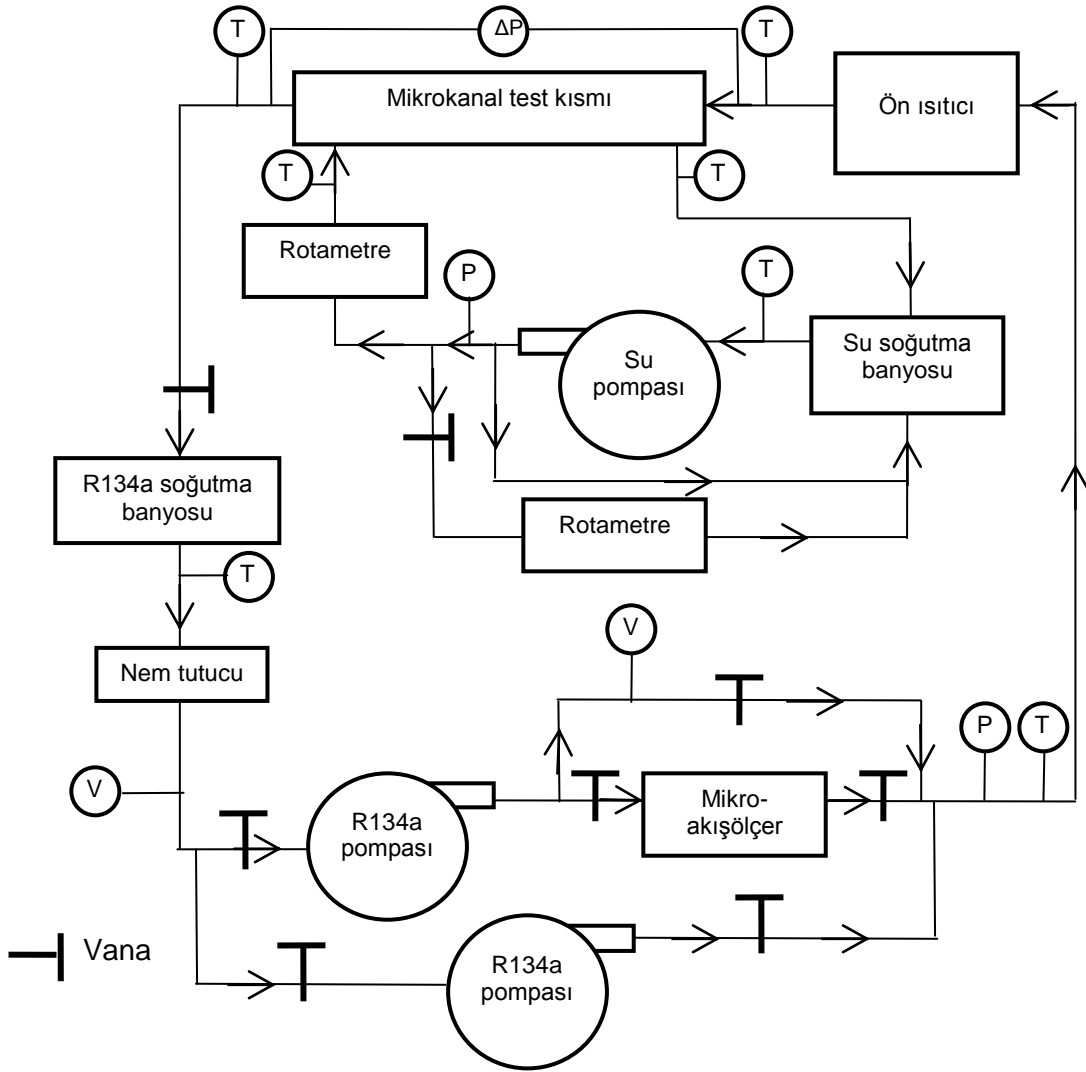
Birinci mikrokanal çıkarılıp yerine ikinci mikrokanalın takılması sırasında su tarafının test kısmı giriş ve çıkışındaki RTD'lerin zarar görmesi nedeniyle yerlerine su ile temas edecek şekilde ısı çift monte edilmiştir.

Mikrokanal üzerinde sağlanan su döngüsündeki yüksek basınçtan dolayı su pompasında oluşan ısınma problemini önlemek amacıyla su hattına yan geçişler oluşturularak basınç azaltılmıştır. Bu işlem su pompasının test bölgesine pompaladığı su debisini azaltmış olsa da mevcut debi hacimsel su debisini ölçen debimetrenin okuyabildiği üst sınır debisinden yüksek olduğu için bir sorun yaratmamıştır.

Yukarıda belirtilen değişiklikler sonucunda iki fazlı mikrokanal deneyleri sırasında kullanılan deney düzeneği fotoğraf olarak Şekil 29'da şematik olarak da Şekil 30'da gösterilmiştir.



Şekil 29: Mikrokanallarda iki faz deneyleri için yapılan değişiklikler sonrası deney düzeneği



Şekil 30: İki fazlı mikrokanal deneylerinin uygulandığı deney düzeneğinin şematik görünümü

3.2.2 Kalibrasyonlar

İki fazlı mikrokanal deneylerinde fark basınç ölçerinin kalibrasyonunda sapma tespit edilmiştir. Ayrıca ön ısıtıcının da mikrokanal deney koşullarına göre kalibrasyonuna ihtiyaç duyulmuştur. Mikrokanal deneylerinin ilgili kalibrasyon detayları Ek 1'da sunulmuştur.

3.2.3 İki Fazlı Akış Deneyleri

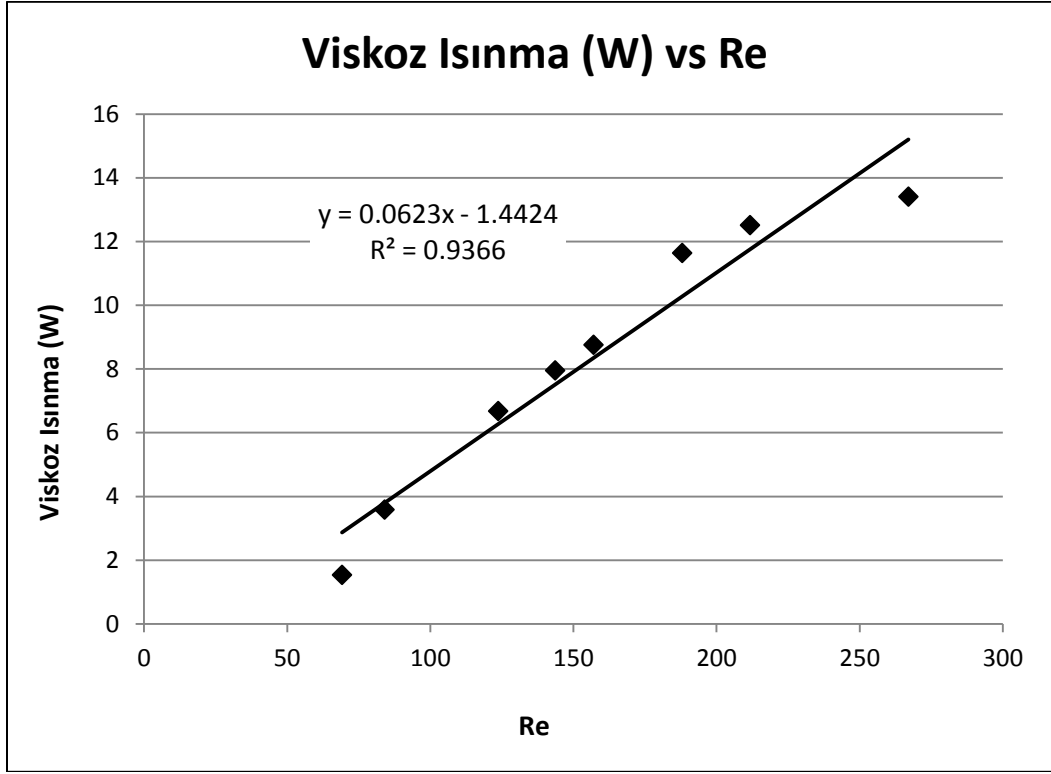
3.2.3.1 Viskoz Isınma

Her yeni mikrokanalın sisteme takılmasından sonra sistem bakır boruda uygulanmış olduğu gibi sızdırmazlık için test edilmiştir. Mikrokanallarda yapılan iki fazlı akış deneylerinde bakır boru deneylerindekiyle aynı yaklaşım uygulanmıştır. Öncelikle birinci mikrokanal için su tarafında viskoz ısınma deneyleri gerçekleştirilip Reynolds sayısına bağlı viskoz ısınma (Q_v) eşilişkisi bakır boru deneylerindekiyle aynı yöntemle elde edilmiştir. Ortam sıcaklığı, su sıcaklığı ve R134a sıcaklığı aynı seviyede tutularak su tarafında Reynolds sayısı ile viskoz ısınma arasındaki ilişkiyi görmek için farklı debilerde deneyler yapılmış ve doğrusal bir ilişki elde

edilmiştir. Bu ilişkiyi elde etmede kullanılan deneysel değerleri gösteren tablo, deney verileriyle elde edilen grafik ve eşiliği sırasıyla Tablo 10, Şekil 31 ve Denklem (40)'ta verilmiştir.

Tablo 10: Viskoz ısınma deneysel değerleri

İsim	Birim	Deney 1	Deney 2	Deney 3	Deney 4	Deney 5	Deney 6	Deney 7	Deney 8
P_{su}	bar	0.93	5.00	4.70	4.73	4.70	4.80	4.66	4.45
V_{su}	l/dk	0.5	0.61	0.9	1.05	1.15	1.55	1.9	1.35
$T_{su, ort}$	°C	25.26	25.39	25.48	25.67	25.72	25.72	24.56	24.99
ρ_{su}	kg/m ³	1077.97	1077.91	1077.86	1077.77	1077.74	1077.74	1078.32	1078.11
m_{su}	kg/s	0.0089	0.0110	0.0162	0.0189	0.0207	0.0278	0.0341	0.0243
C_p	J/kgK	3404.58	3405.03	3405.33	3405.94	3406.13	3406.13	3402.29	3403.69
μ	kg/ms	0.0027	0.0027	0.0027	0.0027	0.0027	0.0027	0.0027	0.0027
k	W/mK	0.4027	0.4027	0.4027	0.4026	0.4026	0.4026	0.4027	0.4027
V	m/s	0.0044	0.0054	0.0079	0.0092	0.0101	0.0136	0.0167	0.0119
Re_{su}	-	69.19	84.12	123.80	143.68	157.10	211.74	267.08	188.06
Q_v	W	1.53	3.58	6.68	7.94	8.76	12.51	13.40	11.63
$T_{su} - T_{R-134a}$	°C	0.28	-0.18	-0.30	-0.22	-0.25	-0.27	-0.30	-0.35



Şekil 31: Su tarafında Reynolds sayısına bağlı viskoz ısınma karşı grafiği

$$\dot{Q}_V[W] = 0.0623 * Re_{su} - 1.4424 \quad (40)$$

Test bölümünde su tarafındaki dış ortamla gerçekleşen ısı transferi miktarı, deneyler sırasında su sıcaklığı ile ortam sıcaklığının arasındaki farkın en yüksek olduğu durum için hesaplandığında sudan soğutkana aktarılan oranla ihmal edilebileceği yönündeki yaklaşım bakır boru deneylerinde olduğu gibi mikrokanal deneylerinde de geçerli olmuştur.

Birinci mikrokanal için yapılan viskoz ısınma deneyleri diğer mikrokanallar için de yapılmamış denklem (40) diğer iki mikrokanal için de kullanılmıştır. Diğer iki mikrokanal üzerinde bu durumdan doğacak viskoz ısınmadaki farklılıklar ihmal edilmiştir.

3.2.3.2 Boyut Analizi

Bu bölümde deneysel çalışma için yapılan boyut analizi sunulacaktır. Anlamlı sonuçlar elde etmek için boyut analizi ile boyut azaltması yapılarak sabit ve değişken parametrelerin belirlenmesi çok önemlidir. Bu şekilde elde edilen sonuçlar sağlıklı olarak yorumlanabilir ve karşılaştırmalar yapılabilir. Ancak mevcut çalışmada, proje önerisinin hazırlığı sırasında Arçelik A.Ş. tarafından yapılması öngörülen CFD analizi yapılamadığı için (önceki gelişme raporunda bu durum onaylanmıştır), incelenecek parametrelerin sistematik bir biçimde (boyut analizi sonucu) belirlenmesi de yapılamamıştır. Bu nedenle yalnızca destekleyen kuruluş Arçelik A.Ş. tarafından temin edilen üç farklı kanal incelenebilmiştir. Dolayısıyla, literatürdeki çalışmalar da göz önünde bulundurularak dört grup veri hazırlanmıştır. Bu veriler, sabit bir kütle akısı değerinde ısı transferi katsayısı ve basınç düşmesinin kanaldaki ortalama kuruluk derecesiyle değişimleri ve sabit bir ortalama kuruluk derecesinde ısı transfer katsayısı ve basınç düşmesinin kütle akısıyla değişimleridir.

Proje yürütücüsü halihazırda başka bir kuruluştan temin ettiği çok sayıda mikrokanalı boyut analizi ile anlamlı bir gruba indirgemiş ve yeni bir yüksek lisans öğrencisiyle deneysel çalışmalara başlamıştır.

Her ne kadar mevcut projedeki kanallar boyut analizi ile belirlenmemiş olsa da raporun bütünlüğü açısından, bu bölümde boyut analizi sunulmaktadır.

İki fazlı akış analizinde önemli parametreler şunlardır: Geometri (mevcut çalışmada hidrolik çap, kanal sayısı), debi, soğutkanın termo-fiziksel özellikleri, soğutkanın buharlaşma ısısı, duvar-soğutkan sıcaklık farkı, yüzey gerilimi etkisi (küçük kanallar için önem taşıyabilir), kaldırma kuvveti (buharlaşma nedeniyle önemli olabilir), soğutkanın kuruluk derecesi. İki faz ısı transferi katsayısı aşağıdaki denklemle ifade edilebilir.

$$\bar{h}_{TP} = f(G, D_h, n_p, \Delta T_{r-w}, i_{fg}, \mu_l, C_{p,l}, k_l, \rho_l, \rho_l - \rho_v, \sigma, x) \quad (41)$$

Bu denklemde \bar{h}_{TP} iki faz ısı transferi katsayısını, G kütle debisini, D_h hidrolik çapı, n_p kanal sayısını, ΔT_{r-w} soğutkan-duvar sıcaklık farkını, i_{fg} buharlaşma ısısını, μ_l viskoziteyi (sıvı faz), $C_{p,l}$ özgül ısıyı (sıvı faz), k_l ısı iletim katsayısını (sıvı faz), ρ_l ve ρ_v sıvı ve gaz fazların yoğunluğunu, σ yüzey gerilimini ve x de kuruluk derecesini ifade etmektedir.

Denklem (41)'de 13 bağımsız değişken ve dört boyut bulunmaktadır. Bu boyutlar kg [M], m [L], s [T] ve K [θ]'dir. Buradan, analizlerde kullanılması gereken boyutsuz parametre sayısının dokuz olduğu anlaşılmaktadır. Dört boyutun da dahil olması amacıyla aşağıdaki dört tekrar eden değişken seçilmiştir:

$$D_h [L], \mu_l [ML^{-1}T^{-1}], C_{p,l} [L^2T^{-2}\theta^{-1}], \rho_l [ML^{-3}] \quad (42)$$

Bu dört değişken, Denklem (41)'de sunulan tüm tekrar etmeyen değişkenle birleştirilerek dokuz adet boyutsuz parametre elde edilebilir.

$$F(\Pi_i) = 0, \quad i = 1 - 9 \quad (43)$$

$$\Pi_1 = \frac{\bar{h}_{TP} D_h}{k_l} = Nu_{tp} \quad (44)$$

$$\Pi_2 = \frac{G D_h}{\mu_l} = Re_l \quad (45)$$

$$\Pi_3 = \frac{C_{p,l} \mu_l}{k_l} = Pr_l \quad (46)$$

$$\Pi_4 = x \quad (47)$$

$$\Pi_5 = \frac{G^2}{\rho_l^2 C_{p,l} \Delta T_{r-w}} \quad (48)$$

$$\Pi_6 = \frac{\rho_l^2 i_{fg}}{G^2} \quad (49)$$

$$\Pi_7 = \frac{\rho_l \sigma}{\mu_l G} \quad (50)$$

$$\Pi_8 = \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \quad (51)$$

$$\Pi_9 = \frac{n_p}{n_{max}} \quad (52)$$

İdeal olan, istenen sonucun (\bar{h}_{TP}), bu boyutsuz parametreler kullanılarak ifade edilmesidir. Ancak bunun için, her parametreyi ayrı analiz edecek deneye ihtiyaç duyulmaktadır. Daha önce bahsi geçen nedenler neticesinde mevcut çalışmada ideal yaklaşım kullanılamamış ve Arçelik A.Ş. tarafından temin edilen 3 kanal test edilerek literatürde sunulan sonuçlara benzer sunumlar elde edilmiştir.

3.2.3.3 Şartlar

Bakır boru iki fazlı akış deneylerinde olduğu gibi mikrokanal deneylerinde de parametreler soğutkan tarafı, su tarafı ve ön ısıtıcı güç girişi olarak üç kısma ayrılmıştır.

Test kısmındaki değişen iki fazlı akış koşulları olan kütle debisi, giriş ve çıkış basıncı, giriş ve çıkış kuruluk derecesi ve basınç düşümü parametrelerinden soğutkan tarafı için olanların minimum ve maksimum değerleri Tablo 19'da verilmiştir. Soğutkanın özellikleri için kullanılan program ve doyma basıncına göre hazırlanan grafikler bakır boru deneylerindekiyle aynı olup Ek G'de yer almaktadır (SONNTAG, 2003).

Tablo 11'de görüldüğü gibi soğutkan tarafında çalışılan debiler yaklaşık olarak 1 g/s'den yüksek seviyededir. Bunun sebebi, mikrokanallarda iki fazlı akış deneyleri sırasında kullanılan debimetrenin bir süre sonra 1 g/s seviyesi altında veri almaya imkan tanımamasıdır. Buzdolaplarında soğutkan için uygulanan kütle debisinin 0.2 – 1.0 g/s aralığında olduğu bilinmesine rağmen bu aralıkta çalışılmamış, debimetrenin izin verdiği ölçüde bu aralığa yakın koşullarda veri toplamaya çalışılmıştır. Değişen parametrelerle mikrokanalların incelendiği özelliklerdeki eğilimi görmek için kütle debisi buzdolabı koşullarındaki en yakın olan minimum seviyenin üzerinden başlatılmış, birinci mikrokanaldan başlayarak sırasıyla 5.60, 6.40 ve 4.88 g/s seviyesine ulaştırılmıştır.

Tablo 11: İki fazlı akış deneylerindeki test kısmındaki soğutkan koşulları

Parametre	birim	Mikrokanal 1		Mikrokanal 2		Mikrokanal 3	
		min	maks	min	maks	min	maks
Soğutkan kütle debisi	g/s	1.04	5.60	1.33	6.40	1.08	4.88
Soğutkan giriş basıncı	bar	3.01	4.74	2.50	6.49	2.97	4.81
Soğutkan giriş sıcaklığı	°C	0.72	15.04	-4.30	24.15	0.36	14.55
Soğutkan giriş kuruluk derecesi	-	%0.00	%20.05	%0.00	%42.14	%4.11	%54.36
Soğutkan basınç düşmesi	bar	0.0003	0.0570	0.0025	0.0269	0.0039	0.0312
Soğutkan çıkış basıncı	bar	2.95	4.87	2.49	6.48	2.94	4.81
Soğutkan çıkış sıcaklığı	°C	0.25	14.90	-4.42	24.10	0.09	25.64
Soğutkan çıkış kuruluk derecesi	-	%8.82	%45.17	%2.33	%58.19	%20.94	%100

Mikrokanallarla yapılan iki fazlı akış deneylerinde de bakır boru deneylerinde olduğu gibi soğutma banyosunda soğutkanın yoğunlaştırılması için yeterince düşük sıcaklıklara inilememesi nedeniyle test kısmı girişindeki soğutkan basıncı buzdolabı uygulamalarındaki yüksek seviyede tutulmuştur. Literatürde yer alan çalışmalar ışığında doyma basıncının iki fazlı akış deneylerindeki etkisinin ihmal edilebilir olduğu bilinmektedir. Bu bilgi doğrultusunda mikrokanal iki fazlı akış deneylerinde sahip olunan basınç değerinin en düşük ve en yüksek değerleri sırasıyla Tablo 11'de de görülebileceği gibi 2.5 ve 6.5 bar civarında olmuştur. Tablo 11'de her mikrokanal için sergilenen minimum ve maksimum basınç düşmelerine göre en düşük ve en yüksek değer birinci mikrokanalda görülüp bu değerler sırasıyla 0.0003 ve 0.0570 bar olarak tespit edilmiştir. Bu sebeple test kısmı giriş ve çıkış soğutkan basıncı arasında kayda değer bir

basınç düşümü olmadığı anlaşılmış ve test kısmı giriş-çıkış basınç değerlerinin ortalaması, deneylerde doyma basıncı olarak kabul edilmiştir.

Test kısmı kurulum derecesi, ısı transfer katsayısı hesaplarında, bakır boru deneylerindeki ve literatürdeki uygulamalara benzer olarak soğutkanın test kısmı giriş ve çıkış kurulum derecelerinin ortalaması olarak kabul edilmiştir. Özellikle üçüncü mikrokanalda kanal boyunca kurulum derecesindeki büyük değişimin, ortalama kurulum derecesine bağlı olarak elde edilen grafiklerdeki verilerin izlediği eğilimlerde neden olabileceği sapmalar incelemelerde dikkate alınmıştır. Kurulum derecesi, birinci mikrokanal deneylerinde test kısmı girişinde %0 ile %20.05 arasında, test kısmı çıkışında ise %8.82 ile %45.17 arasında olarak hesaplanmıştır. İkinci mikrokanal deneylerine başlamadan önce, daha yüksek voltaj değerleri için yapılan kalibrasyon işlemi sayesinde test kısmı girişinde soğutkan için daha yüksek kurulum dereceleri elde edilebilmesine rağmen, mikrokanalların karşılaştırılması açısından, deneylerde birbirlerine yakın kütle akıları elde etmek için diğer iki kanala göre daha büyük hidrolik çapa sahip ikinci mikrokanalda çoğunlukla yüksek debi seviyelerinde çalışılmıştır. Bu nedenle elde edilen en yüksek kurulum derecesi %42 ile sınırlı kalmıştır. Üçüncü mikrokanalda ise, su tarafından soğutkana aktarılan yüksek ısı miktarlarından dolayı soğutkanın giriş ve çıkış kurulum dereceleri arasında büyük farklar meydana gelmiş ve kanalda iki fazlı akışın yerini alabilecek tek faz akıştan olabildiğince kaçınmak için girişteki kurulum seviyesi %54.36 seviyesinin üzerine çıkarılmamıştır. Buzdolabı uygulamalarındaki soğutkan debilerinden çok fazla uzaklaşmamak amacıyla da kanal boyunca daha az kurulum değişimi elde edilebilecek yüksek debiler deneylerde uygulamaya geçirilmemiştir. Girişte %0 olarak alınan kurulum derecesine sahip deneysel veri, soğutkanın girişte sahip olduğu entalpi değerinin doyma sıcaklığındaki doymuş sıvının entalpi değerine çok yakın olduğu görülerek ve sıvı faz akışın kanal içerisinde kısa bir mesafede iki fazlı akışa dönüştüğü bilinerek incelenen iki fazlı akış deney verileri arasına dahil edilmiştir. Aynı şekilde üçüncü mikrokanalda test çıkışında görülen %100 kurulum derecesine sahip deneysel veri, o noktadaki entalpi değerinin doyma sıcaklığındaki doymuş buharınkine yakın olduğundan yola çıkılarak iki fazlı akışın kanal boyunun sonuna çok az bir mesafe kala tam olarak buhar akışına dönüştüğü anlaşılmış olduğu için incelemeye alınmıştır.

Soğutkanın ortalama basıncını doyma basıncı, ortalama kurulum derecesini de deneyin kurulum derecesi olarak kabul ederek her mikrokanal için iki fazlı akış deney koşulları Tablo 12'de gösterilmiştir.

Tablo 12: İki fazlı akış deneyleri için ortalama soğutkan tarafı parametreleri

Parametre	birim	Mikrokanal 1		Mikrokanal 2		Mikrokanal 3	
		min	maks	min	maks	min	maks
Soğutkan doyma basıncı	bar	2.98	4.88	2.49	6.48	2.95	4.81
Soğutkan doyma sıcaklığı	°C	0.49	14.97	-4.36	24.12	0.22	20.02
Soğutkan ortalama kurulum derecesi	-	4.41%	32.61%	5.29%	50.17%	%14.48	%69.10

Tablo 11 ve 12'de belirtilen minimum ve maksimum değerlerdeki bazı veriler benzer koşullarda az sayıda verinin bulunması nedeniyle değerlendirilmelerde kullanılmamıştır.

Bakır borudakilere benzer olarak mikrokanal iki fazlı akış deneylerinde de soğutkan özelliklerindeki değişime bağlı olarak su tarafında debi ve banyo sıcaklığı değiştirilmiştir. Bakır boru deneylerinden sonra su tarafında suyun takip ettiği hatlarda yapılan değişiklikler sonucunda su tarafındaki basınç 3 ile 5.5 bar arasında değişmiştir. Su tarafında suyun sıvı fazda ve neredeyse sıkıştırılmaz oluşu nedeniyle su özelliklerinde basınç değişiminin bir etkisi

olmamıştır. Mikrokanal iki fazlı akış deneyleri boyunca oluşan su tarafı parametre aralık değerleri Tablo 13’de verilmiştir.

Tablo 13: İki fazlı akış deneyleri için su tarafı parametre aralıkları

Parametre	birim	Mikrokanal 1		Mikrokanal 2		Mikrokanal 3	
		min	maks	min	maks	min	maks
Su hacimsel debisi	l/dk	1.30	1.88	1.68	2.1	1.51	2
Su kütle debisi	g/s	23.50	34.04	30.52	37.78	27.17	36.00
Su Reynolds sayısı	-	127.87	266.77	60.50	226.27	149.66	273.42
Su giriş sıcaklığı	°C	8.70	20.87	1.68	30.20	10.95	23.18
Su çıkış sıcaklığı	°C	8.15	20.51	1.09	29.52	9.97	21.99

Mikrokanallarla yapılan deneylerde de bakır boru deneylerindeki gibi su tarafındaki debi vanalarla kontrol edilmiş, debi değerleri manuel olarak rotametreden okunmuştur. Mikrokanallar üzerinde sabit duvar sıcaklığını elde etmek için su tarafında rotametrenin okuyabildiği en üst değer olan 2.1 l/dk seviyesine yakın akış oranlarıyla çalışılmıştır. Tablo 13’de görüldüğü gibi mikrokanal deneyleri boyunca su tarafındaki Re değeri 273’ün üzerine çıkmamış bu yüzden su tarafı kayıp hesaplarında gelişen laminer akış korelasyonları uygulanmıştır. Ayrıca su tarafında en düşük kütle debisine sahip birinci mikrokanalın su debisinin soğutkan tarafında sahip olduğu en yüksek debinin yaklaşık 5 katı olduğu görülmektedir. Diğer mikrokanallar incelendiğinde bu oranın yine bu seviyeye yakın veya daha da fazla olduğu anlaşılmaktadır. Ortalama debiler incelendiğinde ise en düşük debiye sahip olan birinci mikrokanalın bile 8.66 kat daha fazla su tarafı debisine sahip olduğu görülmektedir. Su tarafındaki bu yüksek debinin sebebi kanal boyunca mikrokanal duvar sıcaklığındaki değişimin azaltılarak sabit duvar sıcaklığı yaklaşımının geçerliliğinin artırılmasıdır.

Ön ısıtıcı için mikrokanal deneylerinde bakır borudakiyle aynı yaklaşım takip edilmiştir. Test kısmında mikrokanal boyunca değişik kurulum değerleri elde etmek için ön ısıtıcı farklı deneylerde farklı voltaj değerleri girilerek kullanılmıştır. Ön ısıtıcı için girilen voltaj değer aralıkları, girilen voltaj değerine karşılık olarak ön ısıtıcıdan soğutkana ısı transferi, test bölümünde su tarafında meydana gelen viskoz ısınma ve su tarafından soğutkana aktarılan ısı transferi aralıkları Tablo 14’te üç mikrokanal için gösterilmiştir.

Tablo 14: İki fazlı akış deneyleri için ön ısıtıcı ve test kısmındaki ısı transferi miktarları

Parametre	birim	Mikrokanal 1		Mikrokanal 2		Mikrokanal 3	
		min	maks	min	maks	min	maks
Ön ısıtıcı girilen voltaj değeri	V	2	6	3	7	2	7
Ön ısıtıcı alınan net güç	W	20.21	78.98	34.90	136.86	20.21	136.86
Viskoz ısınma	W	6.52	15.18	2.33	12.65	7.88	15.59
Soğutkana net ısı transferi	W	31.97	125.17	28.67	109.72	105.90	216.61

3.2.3.4 Akış Şeması

Bu kısımda bakır boru deneylerinden sonra deney düzeneğinde yapılan değişikliklerden sonra takip edilen yeni akış sırası Tablo 15 ve 16’da gösterilmiştir.

Tablo 15: Mikrokanal akış şeması 1. kısım

1	Bilgisayarı, doğru akım güç kaynağını ve veri kayıt cihazını aç.
2	Bilgisayardan veri toplama programını aç.
3	Sistemdeki bütün vanaların açık olduğundan emin ol.
4	Soğutkan basıncını kontrol et.
5	Soğutkan basıncı sıfır mı?
	EVET Döngüyü R-134 soğutkanıyla doldur. Adım 4'e geri dön.
	HAYIR Adım 6 ile devam et.
6	Soğutkan sıvı fazda mı * ** ***?
	EVET Adım 8 ile devam et.
	HAYIR Sıcaklığı düşürmek için banyoyu çalıştır. Soğutkan pompası öncesindeki ve debimetre sonrasındaki vanaları kapat. İkinci pompayı çalıştır. Adım 7 ile devam et.
7	Soğutkan sıvı fazında mı* ** ***?
	EVET Adım 8 ile devam et.
	HAYIR Soğutkan döngüsüne daha fazla R-134 soğutkanı doldur. Banyo sıcaklığını düşür. İkinci pompanın debisini artır. Adım 7'ye geri dön.
8	İkinci pompayı durdur.
9	İkinci pompadan önceki ve sonraki vanaları kapat.
10	Soğutkan pompası öncesindeki ve debimetre sonrasındaki vanaları aç.
11	Soğutkan pompasının hızını istenen değere ayarla.
12	Soğutkan tüm döngü için sıvı fazda mı? * ** ***
	EVET Adım 13 ile devam et.
	HAYIR Adım 6'ya geri dön.
*	Bilgisayardan kontrol et.
**	Soğutkan banyosundan sonraki gözetleme camını kontrol et.
***	Ön ısıtıcıdan önceki gözetleme camını kontrol et.

Tablo 16: Mikrokanal akış şeması 2. kısım

13	Debimetreyi çalıştır.
14	Su tarafı banyosu ve pompasını aç.
15	Ön ısıtıcıyı aç ve ısıtıcıyı düşük bir güce ayarla.
16	Ön ısıtıcının gücünü arttır.
17	Su tarafı sıcaklığını R134a doyma sıcaklığına göre ayarla.
18	Kararlı hal şartlarını kontrol et. ****
19	Su sıcaklığı soğutkan sıcaklığına yakın mı ve daha fazla mı?
	EVET Adım 20 ile devam et.
	HAYIR Adım 17'ye geri dön.
20	Test bölümünde suyun sıcaklığı azaldı mı?
	EVET Adım 21 ile devam et.
	HAYIR Adım 17'ye geri dön.
21	Test bölümünde sabit duvar sıcaklığı elde edildi mi?
	EVET Adım 22 ile devam et.
	HAYIR Su debisini ayarla. Adım 17'ye geri dön.
22	Soğutkan debisini kayıt et. (En az 50 okuma)
23	Soğutkan test bölümünün girişinde iki fazda mı?* *****
	EVET Adım 24 ile devam et.
	HAYIR Adım 16'ya geri dön.
24	Zamanı ve su tarafının debisini kayıt et.
25	Belirlenen doyma basıncı için deney tamamlandı mı?
	EVET Adım 26 ile devam et.
	HAYIR Adım 11'e geri dön. (Debiyi değiştirmek için)
26	Tüm doyma sıcaklıkları için deney bitti mi?
	EVET SON
	HAYIR Doyma basıncını çevrime soğutkan ekleyerek veya çevrimden soğutkan çıkararak değiştir. Adım 11'e geri dön.
*	Bilgisayardan kontrol et.
**	Soğutkan banyosundan sonraki gözetleme camını kontrol et.
***	Ön ısıtıcıdan önceki gözetleme camını control et
****	Cihazın en doğru çalıştığı bölgede 50 ardışık başarılı ölçüm.
*****	Hesaplamaları yap.

3.2.3.5 Veri Analizi

Mikrokanal deneyleri için belirtilen 26 adımlık akış sırası takip edilerek her bir mikrokanalın iki fazlı akış deneyleri ve deneyler tamamlandıktan sonra toplanan verilerin analizi yapılmıştır. Bakır boru deneylerinde uygulanan yöntem benzer olarak mikrokanallar için yapılan ölçüm analizlerini de, manuel ve bilgisayar tarafından kaydedilen ölçümlerin analizi olarak iki kısımda incelemek mümkündür.

Mikrokanallardaki manuel ölçümler bakır borudakiyle aynı olup bilgisayar tarafından kaydedilen ölçümlerdeki tek fark, bakır boru deneylerinde bilgisayar tarafından kaydedilen ön ısıtıcı güç değerinin mikrokanal deneylerinde bilgisayarda girilen voltaj değerinin manuel bir şekilde not edilerek hesaplanmasıdır. Bu fark dışında mikrokanal ölçümlerinde ve veri analizlerinde takip edilen yöntem bakır boru deneylerindekiyle tamamen aynıdır.

3.2.3.6 Hesaplamalar

Miniboru deneylerinden farklı olarak mikrokanal deneylerindeki hesaplamalarda sadece ısı transferi iç alanı ve ortalama ısı transfer katsayısı hesabında bir değişiklik olmaktadır. ısı transferi iç alanı hesabı şu şekilde yapılmaktadır:

$$A_i = P_h L \quad (53)$$

Denklem (53)'te A_i ısı transferi iç alanı, P_h kanal içerisindeki ısı transferi çevresi (ıslak çevreyle aynı olduğu varsayılmıştır) ve L kanal uzunluğudur.

Toplam ısı transfer katsayısı hesabında ise, sadece bakır borudaki ısı iletim direnci yerine mikrokanal duvarında düz levha varsayımı yapılarak düz levha için bilinen ısı direnci kullanılmıştır. Bu doğrultuda mikrokanallar için ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem kullanılarak bulunmuştur.

$$\bar{h}_{TP} = \left(\frac{1}{U_i} - \frac{t}{k_{Al}} \right)^{-1} \quad (54)$$

Denklem (54)'te \bar{h}_{TP} test bölgesi için ortalama iki fazlı ısı transferi katsayısı, U_i toplam ısı transfer katsayısı, t mikrokanal duvar kalınlığı ve k_{Al} mikrokanalların yapısını oluşturan alüminyumun ısı iletim katsayısıdır.

4. Bulgular ve Tartışma

Deney verileriyle yapılan hesaplamalar R134a'nın iki fazlı zorlanmış taşınımıyla ısı transferi katsayısını elde etmek için yapılmıştır. R134a'nın test kısmı boyunca basınç düşmesi de kaydedilmiş olup bu nedenle ısı transfer katsayısına ek olarak iki fazlı akıştaki basınç düşmesi de sunulmuştur. Deneyler bir bakır boru ve Ek H'de geometrileri verilen 3 mikrokanaal için gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar sunulurken bir parametre sabit tutulmaya çalışılıp diğer parametre ısı transfer katsayısı ve basınç düşmesine göre karşılaştırılmıştır. Deney sonuçları bakır boru ve mikrokanaal deneyleri için Isı Transferi Katsayısı ve Basınç Düşmesi olmak üzere ikişer kısımda incelenmiştir.

4.1 Miniboru

İki fazlı R-134a akışında ısı transfer katsayısının bulunması için deneysel sonuçlara dayalı hesaplamalar yapılmıştır. Ayrıca, R-134a'nın test kısmında iki fazlı akış için basınç düşmesi değerleri kaydedilmiş ve bu değerler de ısı transfer katsayısı değerleri ile birlikte sunulmuştur. Toplam 35 adet deney yapılmış, deney şartları ve deneysel hatalardan dolayı bunlardan 7 tanesi elenmiştir. Deney sonuçlarının sunumlarında ısı transfer katsayısının ya da basınç düşmesinin bir değişkene göre değişimi incelendiğinde diğer değişkenler mümkün olduğunca sabit tutulmaya çalışılmıştır. Bu durumda her inceleme için başarılı deneyler içinden o incelemeye uygun olan değerler alınmıştır. Örneğin, doyma basıncının sabit kurulum derecesinde ısı transfer katsayısına etkisi incelenirken, ısı transfer katsayısında önemli etkisi olan bir diğer değişken kütle akısının birbirine yakın olduğu başarılı deney sonuçları seçilmiş, böylece bu değişkenin olası etkisi bertaraf edilmiştir. Deney hesaplamalarının örnek bir deney için ilgili bütün verilerinin olduğu bir set veri Ek J'de verilmektedir.

4.1.1 Isı Transferi Katsayısı

Isı transfer katsayısı iki türlü hesaplanmıştır. Bunlar deneysel hesaplamalar ve bir önceki bölümde belirtilen literatürdeki çalışmalar sonucu elde edilmiş eşilişkilerle yapılan hesaplamalardır. Deneylerde sabit duvar sıcaklığı yaklaşımı uygulanmış, sonuçlar ise sabit kurulum derecesi ve sabit kütle akısı durumları için hazırlanmıştır. Literatürde ısı transfer katsayısına etki anlamında kendisine geniş yer bulan sabit ısı akısı incelemeleri, deneylerde akış boyunca eşit bir ısı akısı olmadığı için sonuçlar kısmında deneysel veriler için çizilmemiştir.

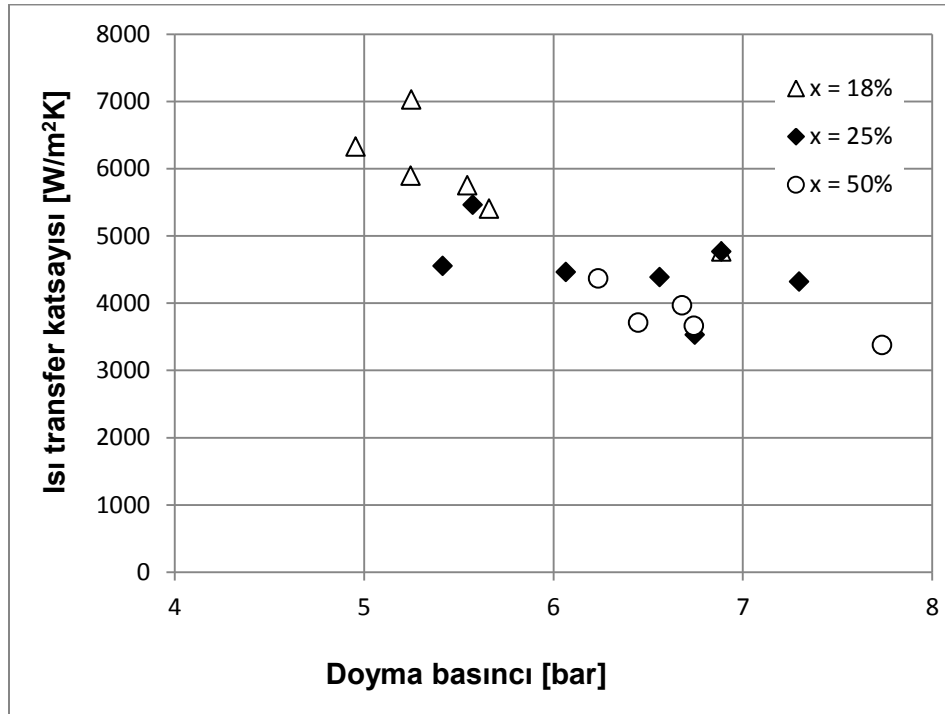
4.1.1.1 Sabit Kurulum Derecesi

Deneyler boyunca kurulum derecesinin sabit tutulması, çok farklı değişkenlere bağlı olduğu için hayli uzun bir zaman ve yoğun bir emek gerektirmiştir. Sonuçlar hazırlanırken, kurulum derecesi birbirine yakın olan değerler sabit olarak kabul edilmiş ve grafikler bu değerler için çizilmiştir. Sabit kurulum derecesi kabulünün hangi değerlerde olduğunun açık ve şeffaf olarak görülebilmesi için tablolarda - grafik çiziminde kullanılsa da - bu değerler sunulmuştur. Sabit kurulum derecesinde ısı transfer katsayısının incelenmesinde iki tablo ve bu tablolara bağlı iki grafik çizilmiştir. Tablo 17 ve Şekil 32'de doyma basıncının sabit kurulum derecesinde ısı transfer katsayısına etkisi gözlemlenmiştir. Bu tabloda P_{sat} doyma basıncını, h_{exp} deneysel ısı transferi katsayısını, x de kurulum derecesini ifade etmektedir. Kurulum derecesinin sabit tutulmasında bahsedilen zorluklardan dolayı %18 ve %25 kurulum dereceleri için \pm %5, %50 kurulum derecesi için de \pm %10 aralıklarında kurulum dereceleri alınmıştır. Şekil 33'de %18 kurulum derecesi hariç, ısı transfer katsayısı doyma basıncına bağlı olmadığı görülmektedir. Her kurulum derecesi eğrisi için ufak salınımlar görülse de, grafikten literatürde rastlanan, iki fazlı akışlar için ısı transfer katsayısının doyma basıncından bağımsız olduğu sonucu çıkarılabilir. Ayrıca ısı transfer

katsayısı değerleri aynı doyma basıncı değerleri için düşük kuruluk derecelerinde daha yüksek olmuştur.

Tablo 17: Isı transfer katsayısının sabit kuruluk derecesinde doyma basıncıyla değişimi

18%			25%			50%		
P_{sat}	h_{exp}	x (%)	P_{sat}	h_{exp}	x (%)	P_{sat}	h_{exp}	x (%)
bar	W/m^2K	-	bar	W/m^2K	-	bar	W/m^2K	-
4.96	6324.71	20.42	5.42	4550.70	26.28	6.24	4364.40	45.76
5.25	5890.32	14.94	5.57	5458.17	32.44	6.45	3708.17	47.61
5.25	7024.43	18.63	6.07	4462.30	28.89	6.68	3963.87	60.02
5.55	5750.29	18.20	6.56	4383.87	24.24	6.74	3661.30	61.56
5.66	5404.12	23.32	6.75	3525.54	21.61	7.73	3374.88	52.01
6.89	4764.25	21.36	6.89	4764.25	21.36			
			7.30	4318.26	30.75			

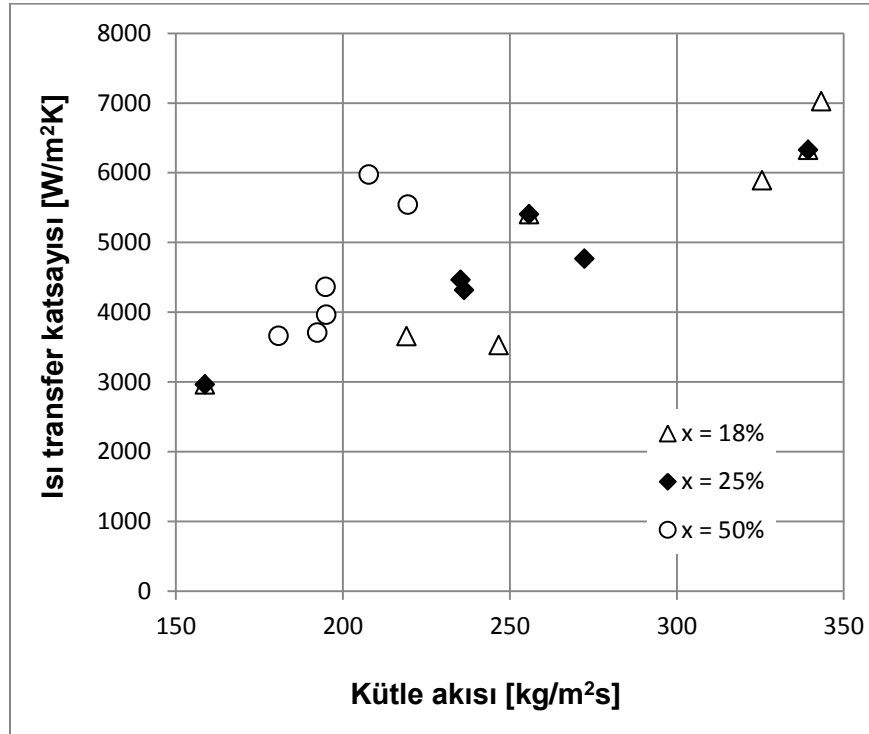


Şekil 32: Isı transfer katsayısının sabit kuruluk derecesinde doyma basıncına göre değişimi

Sabit kuruluk derecesi analizlerinden ikincisi kütle akısının ısı transfer katsayısına etkisidir. Deneyler dar ölçekte ve düşük kütle akış oranları için yapıldığından kütle akışı değerleri de çok büyük bir aralıktadır (150 - 450 kg/m^2s). Isı transfer katsayısına etkilerin incelenmesi için Tablo 18 ve Şekil 33 hazırlanmıştır. Şekil 33 ısı transfer katsayısının artan kütle akışı değerleri ile birlikte arttığını göstermektedir. Değişik kuruluk dereceleri analizleri için de bu sonuç çıkarılabilir. Dolayısıyla ısı transfer katsayısının kütle akışı ile birlikte arttığı yorumu yapılabilir.

Tablo 18: Isı transfer katsayısının sabit kuruluk derecesinde kütle akısıyla değişimi

18%			25%			50%		
Kütle akısı	h_{exp}	x (%)	Kütle akısı	h_{exp}	x (%)	Kütle akısı	h_{exp}	x (%)
kg/m ² s	W/m ² K	-	kg/m ² s	W/m ² K	-	kg/m ² s	W/m ² K	-
158.73	2962.64	23.90	158.73	2962.64	23.90	180.80	3661.30	61.56
219.13	3654.03	14.00	235.33	4462.30	28.89	192.38	3708.17	47.61
246.73	3525.54	21.61	236.40	4318.26	30.75	194.87	4364.40	45.76
255.81	5404.12	23.32	255.81	5404.12	23.32	195.01	3963.87	60.02
325.59	5890.32	14.94	272.38	4764.25	21.36	207.83	5971.38	47.58
339.34	6324.71	20.42	339.34	6324.70	20.42	219.48	5543.35	56.56
343.27	7024.43	18.63						



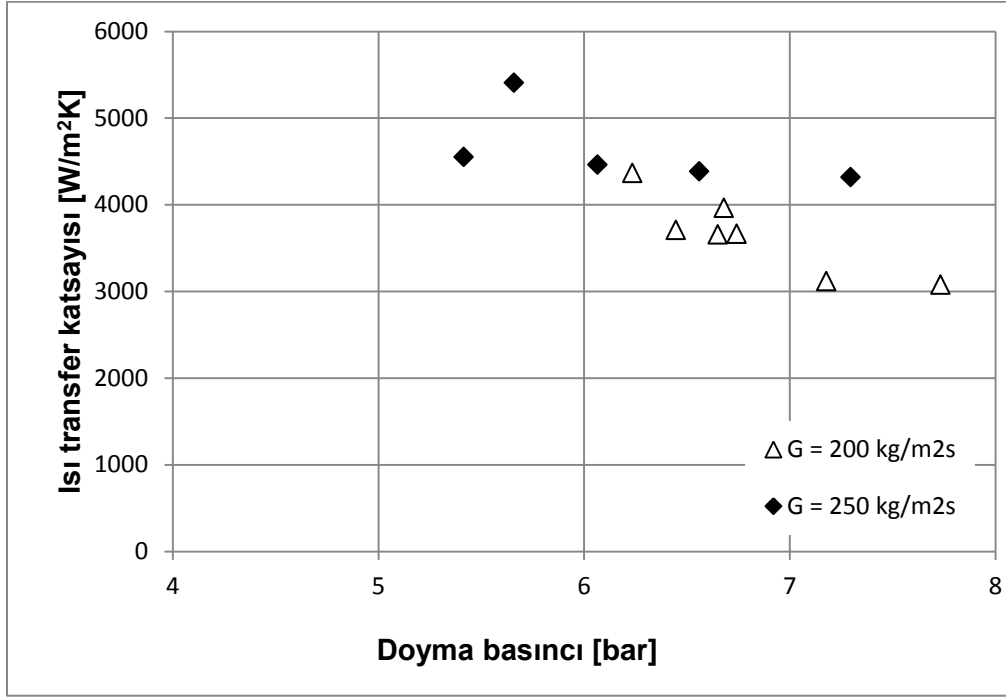
Şekil 33: Isı transfer katsayısının sabit kuruluk derecesinde kütle akısına göre değişimi

4.1.1.2 Sabit Kütle Akısı

Sabit kuruluk derecesi sonuçlarından başka, sabit kütle akısı değerleri için de sonuçlar seçilmiş ve analiz edilmiştir. Kütle akısı değerleri için de sabitlik tam olarak sağlanamamıştır. Aynı şekilde \pm % 5-10 aralığındaki değerler sabit kabul edilmiştir. Tablo 19 ve Şekil 34'te soğutkanın doyma basıncının sabit kütle akısı durumunda ısı transfer katsayısına etkisi incelenmiştir.

Tablo 19: Isı transfer katsayısının sabit kütle akısında doyma basıncıyla değişimi

200			250		
P_{sat}	h_{exp}	Kütle akısı	P_{sat}	h_{exp}	Kütle akısı
bar	W/m^2K	kg/m^2s	bar	W/m^2K	kg/m^2s
6.24	4364.40	194.87	5.42	4550.70	250.05
6.45	3708.17	192.38	5.66	5404.12	255.81
6.65	3654.03	219.13	6.07	4462.30	235.33
6.68	3963.87	195.01	6.56	4383.87	249.64
6.74	3661.30	180.80	7.30	4318.26	236.40
7.18	3118.05	205.27			
7.73	3074.88	193.07			



Şekil 34: Isı transfer katsayısının sabit kütle akısında doyma basıncına göre değişimi

Tablo 19 sabit kabul edilen kütle akısı değerlerinin, 200 kg/m^2s için 180 – 220 arasında, 250 kg/m^2s için 235 – 260 arasında değiştiğini göstermektedir. Doyma basıncının ısı transfer katsayısına etkisi sabit kuruluk derecesindeki gibi burada da ihmal edilebilir düzeydedir. Literatürde de benzer sonuçlar çıkarıldığından, bu kısımda literatürle herhangi bir karşılaştırmaya gidilmemiştir.

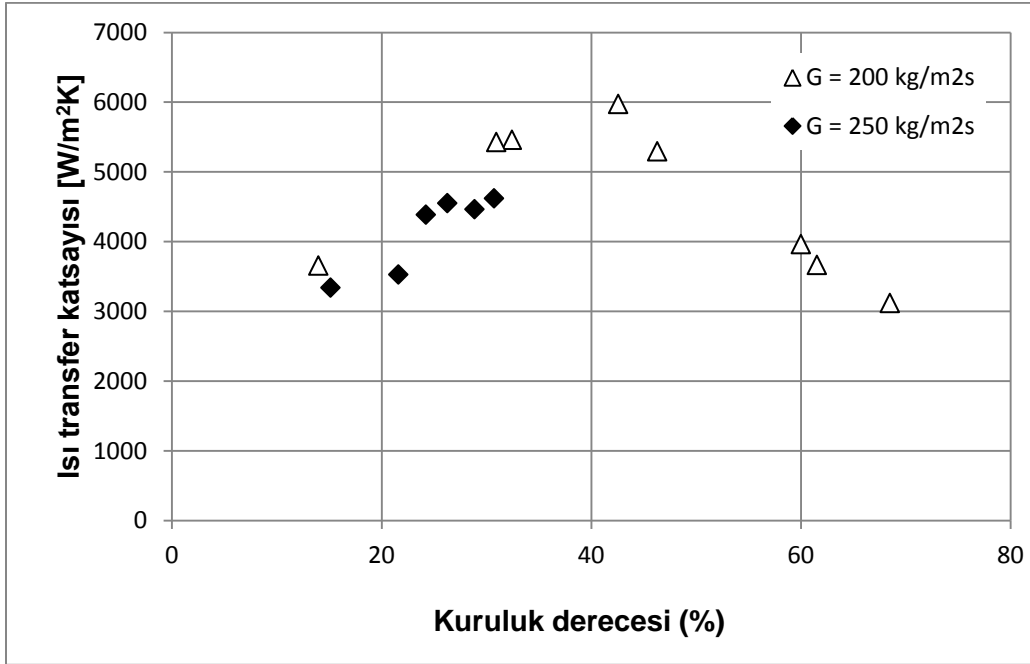
İki fazlı akışta ısı transfer katsayısı analizlerinde, katsayıya etkiyle ilgili yapılan çalışmalarda en yaygın inceleme kriteri olan sabit kütle akısında kuruluk derecesi değişiminin etkisi iki ayrı kütle akısı değeri için hazırlanmıştır. 200 kg/m^2s için %11.70 ile %67.05 değerleri arasında, 250 kg/m^2s için de %12.75'ten %29.27'ye kadar değişen kuruluk derecelerindeki ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır. Deneyler bütün kuruluk derecesi aralığını kapsamamaktadır, ancak

literatürdeki birçok çalışma ısı transfer katsayısının %30-40 kuruluk derecelerine kadar arttığını, sonra bir azalma eğiliminde olduğunu göstermektedir; dolayısıyla mevcut deney sonuçları ile bir karşılaştırma yapma imkanı bulunmaktadır.

Kuruluk derecesi değişimin deneysel sonuçlarda ısı transfer katsayısına etkisi Tablo 20 ve Şekil 35'te verilmiştir. Her iki kütle akısı değeri için ısı transfer katsayısı %30 kuruluk derecesine kadar kuruluk derecesiyle birlikte bir artış göstermiştir. Daha yüksek kuruluk derecesi sonuçları 250 kg/m²s için olmadığından o kısım ile ilgili yorum yapılamamaktadır. 200 kg/m²s için ise %30'dan sonra artan kuruluk dereceleri için ısı transfer katsayısı azalmıştır. Buradan deneysel sonuçların literatürle bir benzerlik gösterdiği söylenebilir.

Tablo 20: Isı transfer katsayısının sabit kütle akısında kuruluk derecesiyle değişimi

200			250		
x (%)	h_{exp}	Kütle akısı	x (%)	h_{exp}	Kütle akısı
-	W/m ² K	kg/m ² s	-	W/m ² K	kg/m ² s
14.00	3654.03	219.13	15.15	3335.30	266.20
32.44	5458.17	195.56	21.61	3525.54	246.73
30.95	5426.60	211.85	24.24	4383.87	249.64
42.58	5971.38	207.83	26.28	4550.70	250.05
46.33	5294.66	185.37	28.89	4462.30	235.33
60.02	3963.87	195.01	30.75	4618.26	236.40
61.56	3661.30	180.80			
68.50	3118.05	205.27			



Şekil 35: Isı transfer katsayısının sabit kütle akısında kuruluk derecesine göre değişimi

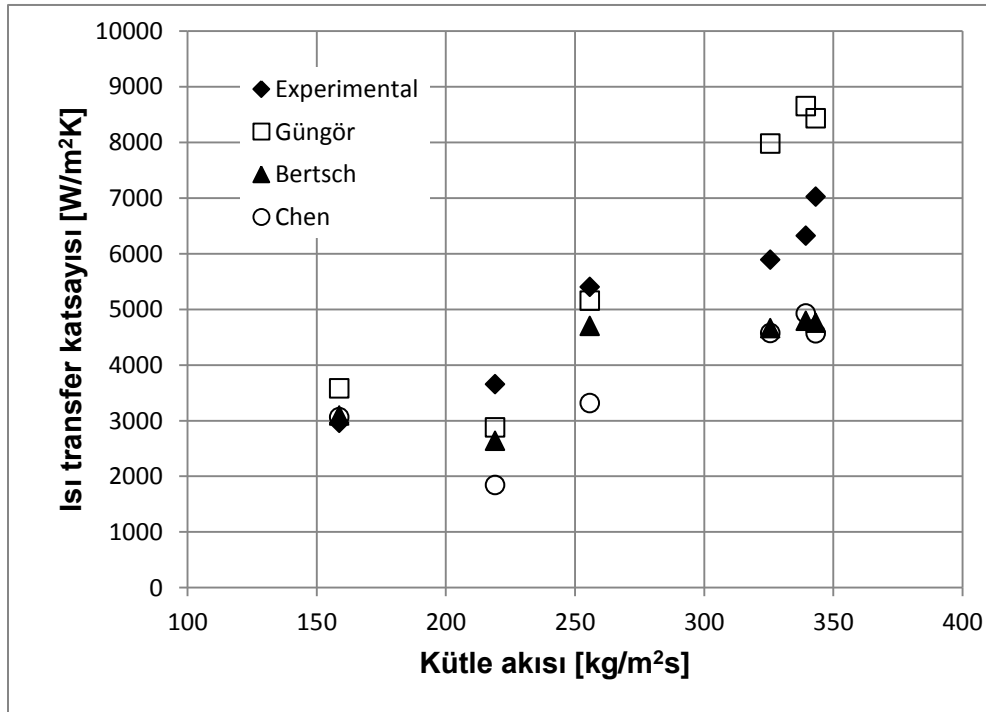
4.1.1.3 Literatürle Karşılaştırma

DeneySEL sonuçlar, daha önce anlatılan eşilişkiler kullanarak hesaplanan sonuçlarla ve literatürden iki deneySEL sonuçla (SHİFERAW, 2009; TIBİRİÇÁ, 2010) karşılaştırılmıştır.

İlk karşılaştırma, sabit kuruluk derecesinde (%18) 150 – 350 kg/m²s arasında değişen kütle akısının ısı transfer katsayısına etkisinin incelenmesidir. Tablo 21 ve Şekil 36 deneySEL sonuçları ve üç eşilişkiyle hesaplanan sonuçları göstermektedir. Sonuçların karşılaştırılmasının daha iyi anlaşılabilmesi için eşilişkilerden bulunan değerlerin deneySEL sonuçlara oranları da ($h_{exp}/h_{calculated}$) tabloda yüzde olarak sunulmuştur. Buradan Chen eşilişkiyle bulunan uç noktalar dikkate alınmazsa, deneySEL sonuçların eşilişkilerle % 75 – 150 aralığında yaklaşık sonuçlar verdiği görülebilir.

Tablo 21: %18 kuruluk derecesinde ısı transfer katsayısının kütle akısına göre değişiminin karşılaştırılması

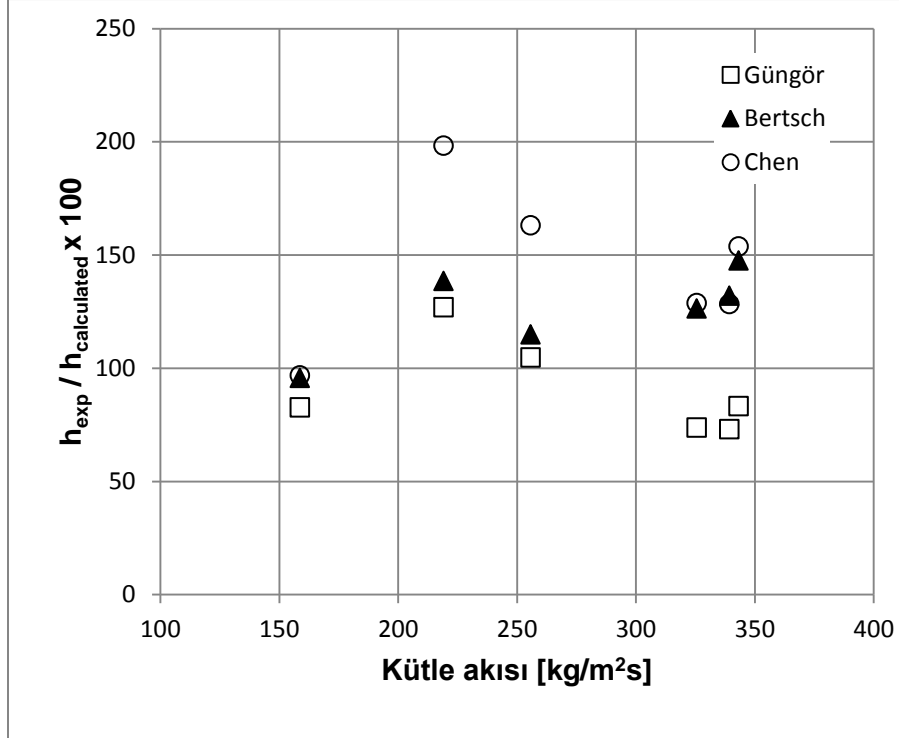
18%		Isı transfer katsayısı				$h_{exp} / h_{calculated} \times 100$		
Kütle akısı	x (%)	h_{exp}	Güngör	Bertsch	Chen	Güngör	Bertsch	Chen
kg/m ² s	-	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K	-	-	-
158.73	23.90	2962.64	3581.25	3094.91	3061.59	82.73	95.73	96.77
219.13	14.00	3654.03	2877.85	2637.25	1843.13	126.97	138.55	198.25
255.81	23.32	5404.12	5157.85	4702.44	3314.23	104.77	114.92	163.06
325.59	14.94	5890.32	7979.57	4662.81	4575.11	73.82	126.33	128.75
339.34	20.42	6324.71	8652.69	4791.09	4928.33	73.10	132.01	128.33
343.27	18.63	7024.43	8432.82	4760.44	4566.63	83.30	147.56	153.82



Şekil 36: DeneySEL sonuçlarla literatürdeki eşilişkilerin sonuçlarının kütle akısına göre değişimlerinin karşılaştırılması, x = %18

Şekil 36'daki bütün sonuçlarda kütle akısı etkilerinin benzer olduğu, artan kütle akısı değerleri için ısı transfer katsayısının da arttığı söylenebilir. Deneysel sonuçlar eşilişkilerle iyi bir yakınsama içindedir. Düşük ve orta kütle akısı değerleri için bütün sonuçlar yakın çıkmıştır. Yüksek değerler için sonuçlar Bertsch ve Chen eşilişkilerine yakın olsa da, Güngör ve Winterton eşilişkisi daha yüksek sonuçlar vermiştir.

Tablo 21'de verilen oran değerleri Şekil 37'de çizilmiştir. Deney sonuçlarının en iyi benzerliğinin Bertsch ile olduğu, Güngör ve Winterton'ın yüksek, Chen'in ise deneysel sonuçlara göre daha düşük sonuçlar verdiği görülmektedir.



Şekil 37: Isı transfer katsayısı oranının kütle akısına göre değişimi, x = %18

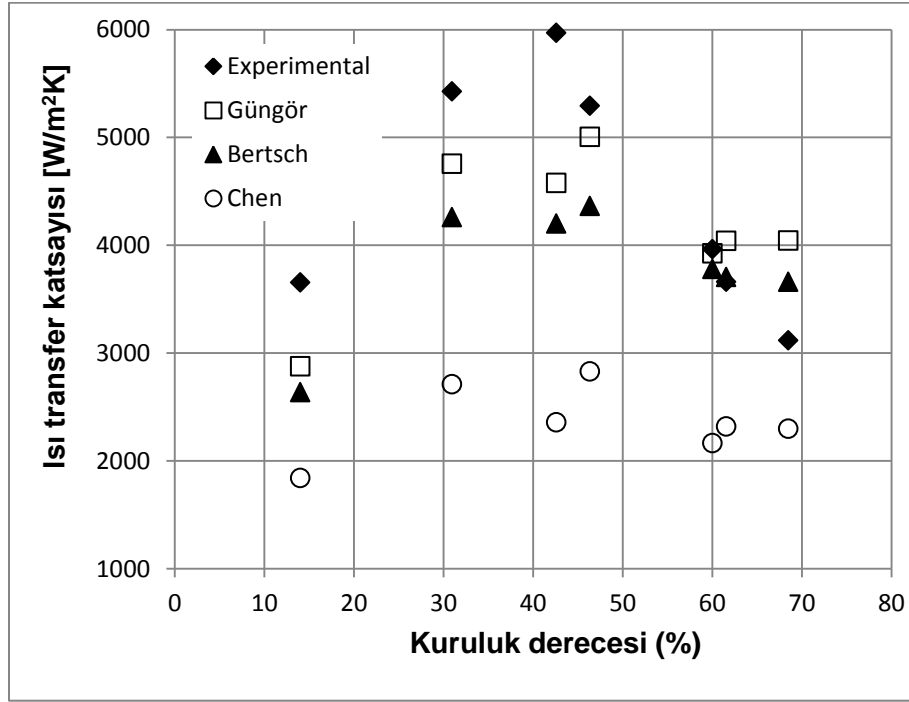
Bir sonraki ısı transfer katsayısı incelemeleri sabit kütle akısında (200 kg/m²s) yapılmıştır. Deneysel ısı transfer katsayısı önceki bölümlerde belirtilen eşilişkilerden bulunan sonuçlarla ve literatürdeki çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar deneysel sonuçların doğruluğunun daha etkili ve düzgün bir şekilde anlaşılabilmesi için ayrı ayrı hazırlanmıştır.

Deney sonuçlarının eşilişkilerden bulunan sonuçlarla karşılaştırılması Tablo 22 ve Şekil 38'de verilmiştir.

Şekil 38 incelendiğinde, deneysel sonuçların, Güngör ve Winterton eşilişkisi sonuçlarının ve Bertsch eşilişkisi sonuçlarının %40 kuruluk derecesinde en yüksek değerlerine ulaştığı ve daha yüksek kuruluk derecelerinde düşüş gösterdiği anlaşılmaktadır. Chen eşilişkisi daha düşük değerler vermektedir.

Tablo 22: 200 kg/m²s kütle akısında ısı transfer katsayısının kuruluk derecesine göre değişiminin karşılaştırılması

x (%)	Kütle akısı	h_{exp}	Güngör	Bertsch	Chen
-	kg/m ² s	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K
14.00	219.13	3654.03	2877.85	2637.25	1843.13
30.95	211.85	5426.60	4756.95	4261.66	2711.90
42.58	207.83	5971.38	4578.98	4200.61	2358.72
46.33	185.37	5294.66	5005.38	4364.83	2828.96
60.02	195.01	3963.87	3924.13	3780.37	2165.83
61.56	180.80	3661.30	4040.46	3705.83	2319.03
68.50	205.27	3118.05	4045.40	3662.16	2299.16



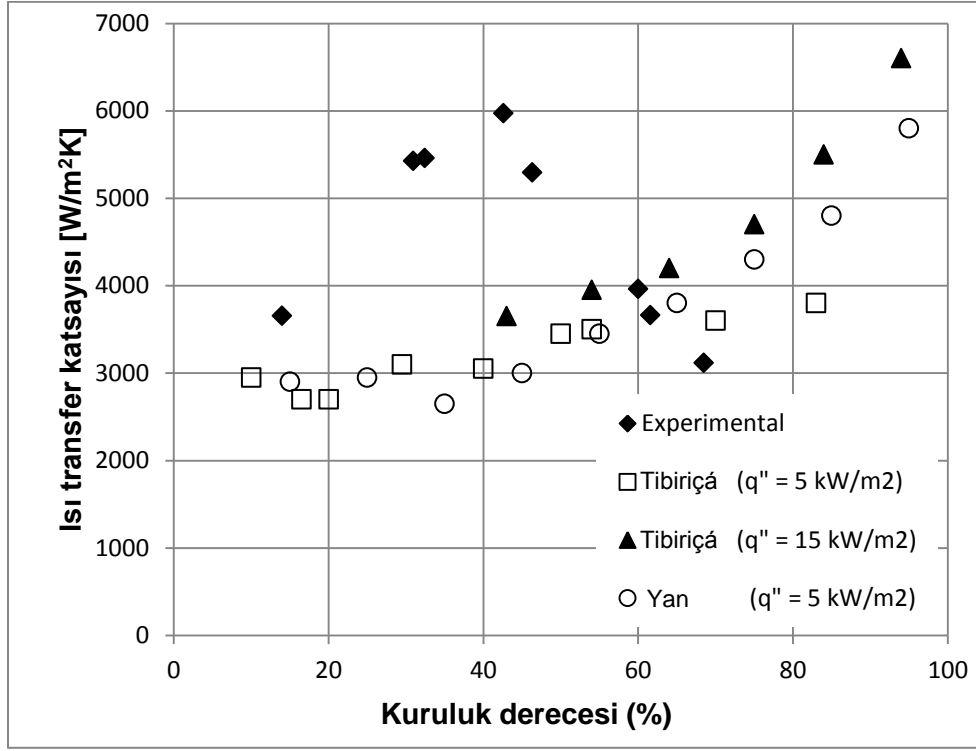
Şekil 38: Deneysel sonuçlarla literatürdeki eşilişkilerin sonuçlarının kuruluk derecesine göre değişimlerinin karşılaştırılması, kütle akısı 200 kg/m²s

Deneysel sonuçlarla Tibiriçá'nın (2010) deneysel çalışmasının sonuçlarının karşılaştırılması Tablo 23 ve Şekil 39'da görülmektedir. Tibiriçá'nın çalışması sabit ısı akısı değerleriyle ($q'' = 5$ kW/m² ve 15 kW/m²) olup, yazarlar ayrıca Yan'ın (1998) yaptığı çalışma sonuçlarını da ($q'' = 5$ kW/m²) sunmuşlardır. Yan'ın sonuçları burada da karşılaştırma amacıyla verilmiştir.

Tablo 23: Deney sonuçlarının Tibiriçá'nın (2010) ve Yan'ın (1998) sonuçlarıyla kuruluk derecesine bağımlılık açısından karşılaştırılması

G = 200 kg/m²s			Tibiriçá (2010) (q" = 5 kW/m²)
x (%)	h_{exp}	x (%)	h
-	W/m ² K	-	W/m ² K
14.00	3654.03	10	2950
32.44	5458.17	16.5	2700
30.95	5426.60	20	2700
42.58	5971.38	29.5	3100
46.33	5294.66	40	3050
60.02	3963.87	50	3450
61.56	3661.30	54	3500
68.50	3118.05	70	3600
		83	3800
	Tibiriçá (2010) (q" = 15 kW/m²)		Yan (1998) (q" = 5 kW/m²)
x (%)	h	x (%)	h
-	W/m ² K	-	W/m ² K
43	3650	15	2900
54	3950	25	2950
64	4200	35	2650
75	4700	45	3000
84	5500	55	3450
94	6600	65	3800
		75	4300
		85	4800
		95	5800

Karşılaştırılan çalışmada artan kuruluk dereceleri için ısı transfer katsayısı artış göstermiştir. Kuruluk derecesi için bir zirve noktası yoktur ve bu literatürdeki çoğu çalışmayla örtüşmemektedir. Literatürdeki az sayıdaki çalışmaya benzerlik gösterse de deneysel sonuçlarla farklılığı ve deneysel çalışmaların literatüre daha yakın bir eğilim gösterdiği buradan çıkarılmıştır.



Şekil 39: Deneysel sonuçlarla Tibiriçá'nın (2010) sonuçlarının kuruluk derecesine göre değişimi ($G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$)

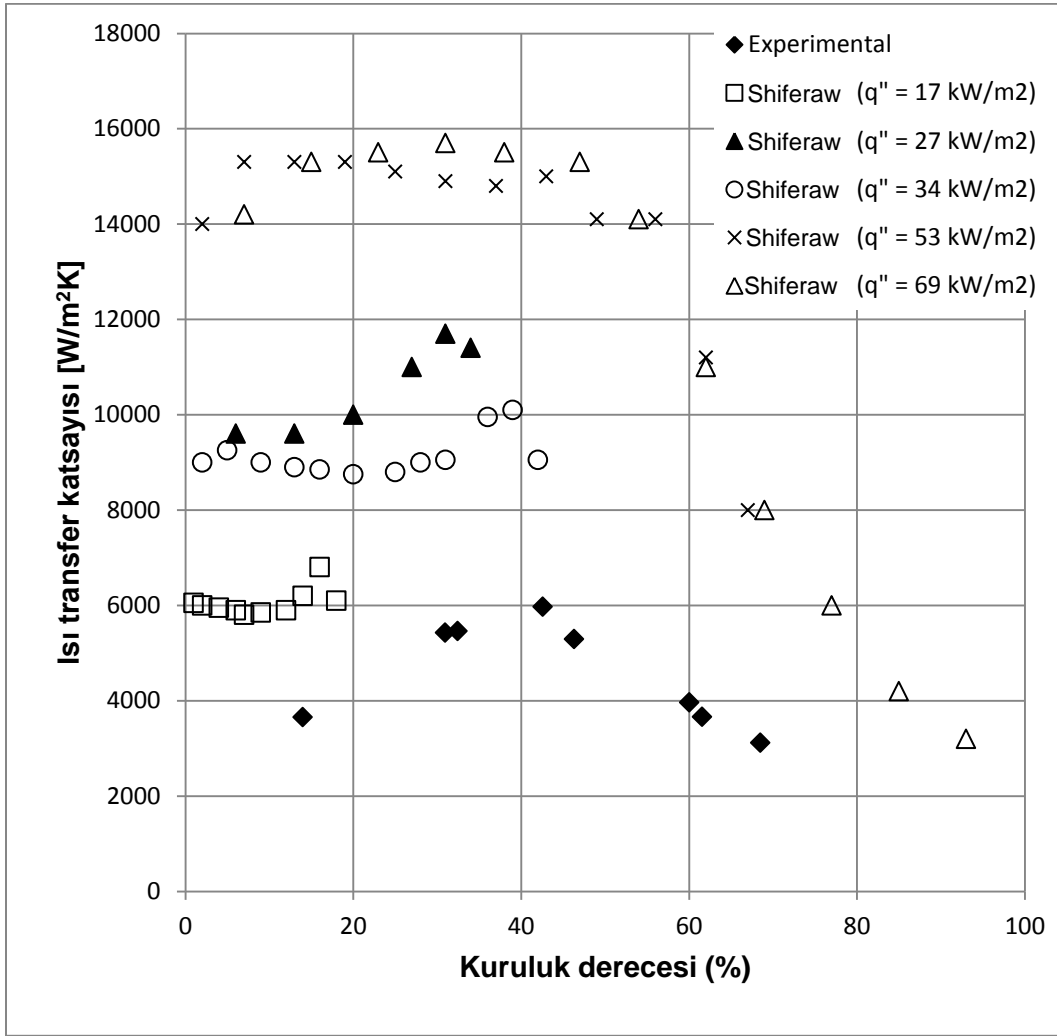
Benzer bir karşılaştırma başka bir deneysel çalışma olan Shiferaw (2009) tarafından yapılan çalışmayla yapılmıştır. Önceki çalışmadaki gibi burada da sabit ısı akısı için ve farklı ısı akısı değerlerinde deneyler yapılmıştır.

Çalışmanın sonuçları deneysel sonuçlarla birlikte Tablo 24 ve Şekil 40'ta sunulmuştur. Isı akısı değerleri $17 - 69 \text{ kW/m}^2$ arasında değişmektedir. Bu değerler deneylerde kullanılan ısı akısı değerlerine göre oldukça yüksektir. Deneysel çalışmadaki ısı akısı değerleri sunulmamıştır ancak ısı akısı $4 - 20 \text{ kW/m}^2$ aralığındadır. Bu nedenle sonuçların farklı çıkması muhtemeldir, ancak eğilimin görülebilmesi ve düzeneğin değerlendirilebilmesi için bir fırsat olarak değerlendirilmiştir.

Şekil 40'ta düşük ve orta ısı akısı değerleri için ısı transfer katsayısının artan kuruluk derecesi değerleri için artış gösterdiği görülmektedir, ancak bu durum yüksek ısı akısı değerleri için geçerli değildir. Bu incelemelerde kuruluk derecesi %50'ye kadar ısı transfer katsayısında önemli bir değişiklik görülmezken, daha büyük kuruluk derecesi değerleri için önemli bir düşüş gözlenmiştir. Bu durum diğer birçok çalışmada da öngörüldüğü üzere kurumadan kaynaklanmış olabilir.

Tablo 24: Deneysel sonuçların Shiferaw (2009) ile kuruluk derecesi bağımlılığında karşılaştırılması

G = 200 kg/m²s			h_{exp} (Shiferaw)		h_{exp} (Shiferaw)
x (%)	h_{exp}	x (%)	($q'' = 17 \text{ kW/m}^2$)	x (%)	($q'' = 27 \text{ kW/m}^2$)
-	W/m ² K	-	W/m ² K	-	W/m ² K
14.00	3654.03	1	6050	6	9600
32.44	5458.17	2	6000	13	9600
30.95	5426.60	4	5950	20	10000
42.58	5971.38	6	5900	27	11000
46.33	5294.66	7	5800	31	11700
60.02	3963.87	9	5850	34	11400
61.56	3661.30	12	5900		
68.50	3118.05	14	6200		
		16	6800		
		18	6100		
	h_{exp} (Shiferaw)		h_{exp} (Shiferaw)		h_{exp} (Shiferaw)
x (%)	($q'' = 34 \text{ kW/m}^2$)	x (%)	($q'' = 53 \text{ kW/m}^2$)	x (%)	($q'' = 69 \text{ kW/m}^2$)
-	W/m ² K	-	W/m ² K	-	W/m ² K
2	9000	2	14000	7	14200
5	9250	7	15300	15	15300
9	9000	13	15300	23	15500
13	8900	19	15300	31	15700
16	8850	25	15100	38	15500
20	8750	31	14900	47	15300
25	8800	37	14800	54	14100
28	9000	43	15000	62	11000
31	9050	49	14100	69	8000
36	9950	56	14100	77	6000
39	10100	62	11200	85	4200
42	9050	67	8000	93	3200



Şekil 40: Deneysel ısı transfer katsayısının Shiferaw (2009) ile karşılaştırılması, G = 200 kg/m²s

4.1.2 Basınç Düşmesi

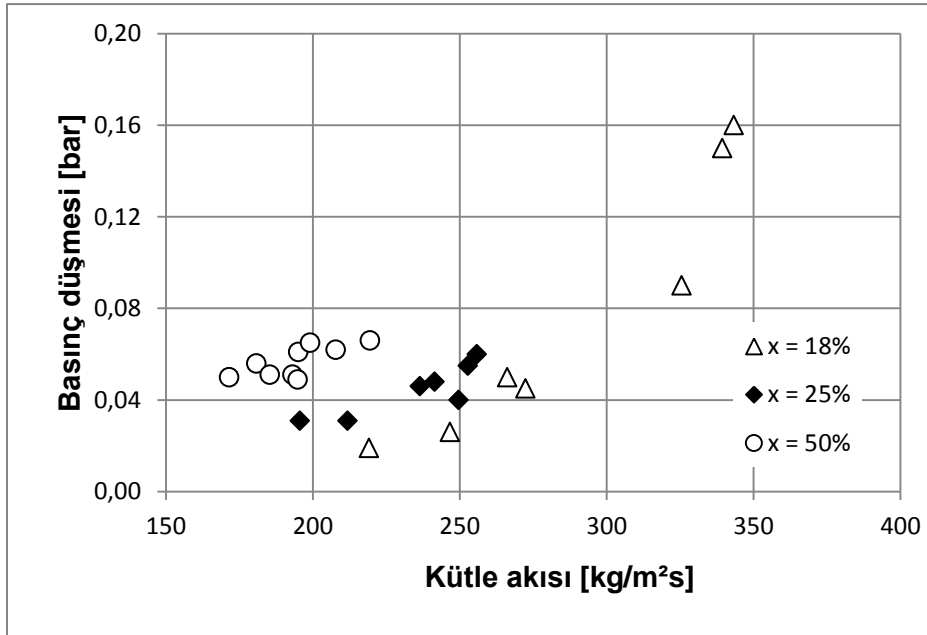
Test kısmı boyunca basınç düşmesi fark basınç transdüseri tarafından ölçülmüştür. Sonuçlar bu bölümde sunulmaktadır. Alınan ölçümler üzerinde herhangi bir hesaplama yapılmamış farklı parametrelere göre değişimleri tablolar ve grafikler üzerinde incelenmiştir. Isı transfer katsayısında olduğu gibi sabit kuruluk derecesi ve sabit kütle akısı durumlarında basınç düşmesi değişimleri gözlemlenmiştir.

Basınç düşmesi [bar] biriminde ölçülmüştür ve bu şekilde sunulmaktadır. Tablo 25 ve Şekil 41'de kütle akısının iki fazlı basınç düşmesi üzerine etkisi incelenmiştir. Sabit kabul edilen kuruluk derecesi değerleri de tabloda verilmektedir.

Her üç kuruluk derecesi değeri için basınç düşmesi artan kütle akısıyla birlikte artış göstermiştir. %18 kuruluk derecesi için görülen artış elde bulunan diğer verilere göre daha fazladır.

Tablo 25: Sabit kuruluk derecesinde basınç düşmesinin kütle akısına göre değişimi

18%			25%			50%		
Kütle akısı	ΔP	x (%)	Kütle akısı	ΔP	x (%)	Kütle akısı	ΔP	x (%)
kg/m ² s	bar	-	kg/m ² s	bar	-	kg/m ² s	bar	-
219.13	0.02	14.00	195.56	0.03	32.44	171.51	0.05	58.61
246.73	0.03	21.61	211.85	0.03	30.95	180.80	0.06	61.56
266.20	0.05	15.15	236.40	0.05	30.75	185.37	0.05	46.33
272.38	0.05	21.36	241.41	0.05	30.63	193.07	0.05	52.01
325.59	0.09	14.94	249.64	0.04	24.24	194.87	0.05	45.76
339.34	0.15	20.42	252.83	0.06	27.11	195.01	0.06	60.02
343.27	0.16	18.63	255.81	0.06	23.32	199.03	0.07	56.33
						207.83	0.06	47.58
						219.48	0.07	56.56

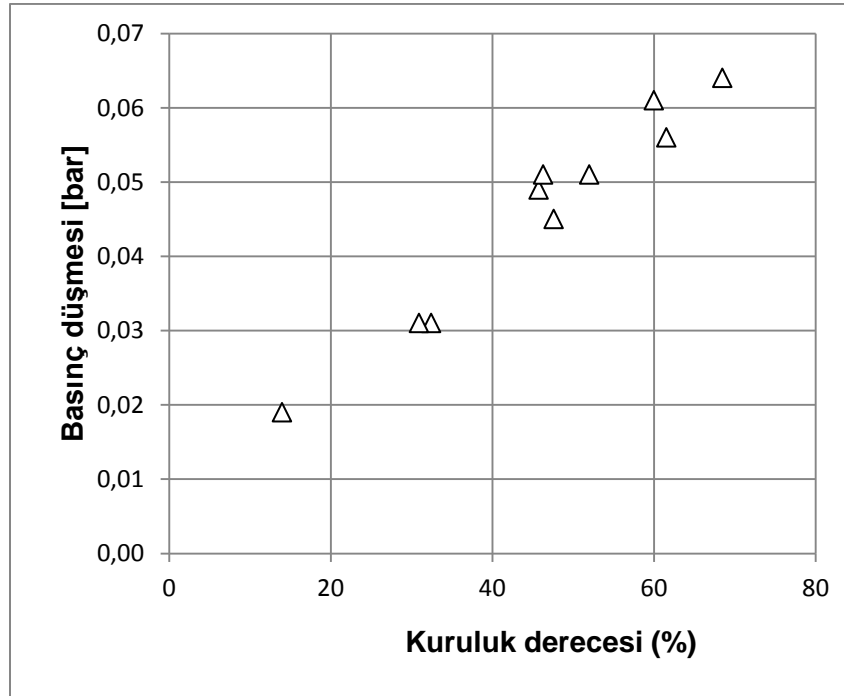


Şekil 41: Basınç düşmesinin kütle akısına göre değişimi

Basınç düşmesinin sabit kütle akısında kuruluk derecesine göre değişimi basınç düşmesi ile ilgili yapılan ikinci incelemedir. Basınç düşmesi iki fazlı akışta tek faza (sıvı) göre daha yüksek olduğundan önemli bir etmen olarak düşünülmektedir. Tablo 26 ve Şekil 42 değişen kuruluk derecesine göre basınç düşmesinin değişimini göstermektedir. Sabit kabul edilen kütle akısı değerleri de tabloda gösterilmektedir. Grafikte artan kuruluk dereceleri için basınç düşmesinin arttığı görülmektedir. Literatürdeki çalışmalara bakılınca, bu beklenen bir sonuçtur.

Tablo 26: Sabit kütle akısında basınç düşmesinin kuruluk derecesiyle değişimi

200		
x (%)	ΔP	Kütle akısı
-	bar	kg/m ² s
14.00	0.02	219.13
32.44	0.03	195.56
30.95	0.03	211.85
45.76	0.05	194.87
46.33	0.05	185.37
47.61	0.05	192.38
52.01	0.05	193.07
60.02	0.06	195.01
61.56	0.06	180.80
68.50	0.06	205.27



Şekil 42: Basınç düşmesinin kuruluk derecesine göre değişimi ($G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$)

Mikroboru sonuçlarına bakıldığında, literatürdeki eşilişkiler ve diğer deneysel sonuçlarla genel olarak bir uyum olduğu gözlenmiştir. Farklılıklar kısmen varsayım ve kabullerden, kısmen de diğer çalışmalarla tamamen örtüşen deneysel koşulların sağlanamamasından kaynaklanmaktadır; örneğin literatürde benzer koşullarda sabit duvar ısı akısıyla yapılmış deneyler bulunmamaktadır. Bu noktada, deney düzeneğinin doğrulanmasının yeterli olduğu düşünülmüş ve mikrokanal deneylerine geçmeye karar verilmiştir.

4.2 Mikrokanallar

Bu kısımda projeyi destekleyen kuruluş olan Arçelik A.Ş. tarafından temin edilen 3 farklı geometrideki mikrokanalın (geometrileri için bkz. Ek H) deney bulguları verilmiştir. Proje önerisi hazırlanırken, Arçelik A.Ş. tarafından bir CFD çalışması ile olası mikrokanal geometrilerinin belirleneceği öngörülmüştü. Bu şekilde, ısı transferinde iyileşme sağlayan bir mikrokanal grubu belirlenerek parametrik olarak incelenebilecekti. Örneğin, aynı hidrolik çapa sahip ancak artan kanal sayısı içeren bir grup kanalın test edilmesi düşünülmüştü. Bu kanalların hem yivli hem düz olarak üretilip bu açıdan da karşılaştırma yapılması planlanmıştı. Ancak proje kabul edildikten sonra Arçelik A.Ş.'nin CFD çalışmasını layığıyla yapamaması nedeniyle mikrokanal belirleme çalışması tamamlanamamıştır. Bunun da ötesinde Arçelik A.Ş. test etmek istediği sadece 3 kanal temin edebilmiştir. Bu nedenle mikrokanallar bilimsel bir sistematik içerisinde test edilip karşılaştırılamamış; özetle parametrik karşılaştırma mümkün olmamıştır.

Isı transferi katsayısı ve basınç düşmesi için yapılan incelemeler her mikrokanal için ayrı ayrı gösterilip daha sonra 3 mikrokanal birlikte değerlendirilerek bir karşılaştırma yapılmıştır. Isı transferi katsayısı ve basınç düşmesi için, sabit kütle akısı ve sabit kuruluk derecelerinde birlikte değerlendirildikleri toplam 4 grafikte, sabit tutulan değerlerin kaçınıcı mikrokanala ait olduğu yanlarında parantez içerisinde mikrokanal numaraları yazılarak belirtilmiştir.

Ölçüm ve hesaplamalar için belirsizlik analizi yapılmış, bu analiz Ek K'de sunulmuştur. Belirsizlik analizi sonucu elde edilen hatalar grafiklere hata çubukları eklenerek gösterilmiştir.

4.2.1 Isı Transferi Katsayısı

Proje amacı doğrultusunda bu mikrokanallarla iki fazlı akış deneyleri yapılmış olup her mikrokanal için elde edilen deney verileri, sabit kuruluk derecesi ve sabit kütle akısındaki ısı transferi katsayısı ve basınç düşmesi eğilimleri dikkate alınarak değerlendirilmiştir. Bu bölümde ısı transferi katsayısı ele alınmıştır. Deneylerde sabit duvar sıcaklığı yaklaşımı uygulandığından sabit duvar ısı akısı değerlerinde bir karşılaştırma yapılmamıştır.

4.2.1.1 Sabit Kuruluk Derecesi

Bakır boru deneylerinde olduğu gibi mikrokanal deneylerinde de mikrokanal içerisindeki akış sabit bir kuruluk derecesi değeri için şartlandırılmamış, elde edilen deney sonuçlarından belli bir hata payı içerisinde kalmak koşuluyla yakın kuruluk derecesi değerleri seçilerek bu değerlerin ortalaması sabit kuruluk derecesi değeri olarak düşünülmüştür. Bir deney için hesaplanan soğutkan kuruluk derecesi soğutkanın test kısmı giriş ve çıkışındaki kuruluk derecesi değerlerinin ortalamasıdır.

Mikrokanal 1

Bu kısımda, birinci mikrokanal ile yapılan iki fazlı akış deneylerinde elde edilen veriler incelenip 2 farklı sabit kuruluk derecesi belirlenmiştir. Bu sabit kuruluk derecesi değerlerinde kütle akısı ile ısı transfer katsayısı arasındaki ilişki incelenmiştir. Tablo 27'de birinci mikrokanalın sabit soğutkan kuruluk dereceleri (%7 ve %12) için deney verileri ve hesaplama sonuçları görülebilir. Şekil 49'da sabit kuruluk derecesi değerlerinde ısı transferi katsayısının kütle akısı ile değişimi grafik üzerinde gösterilmiştir.

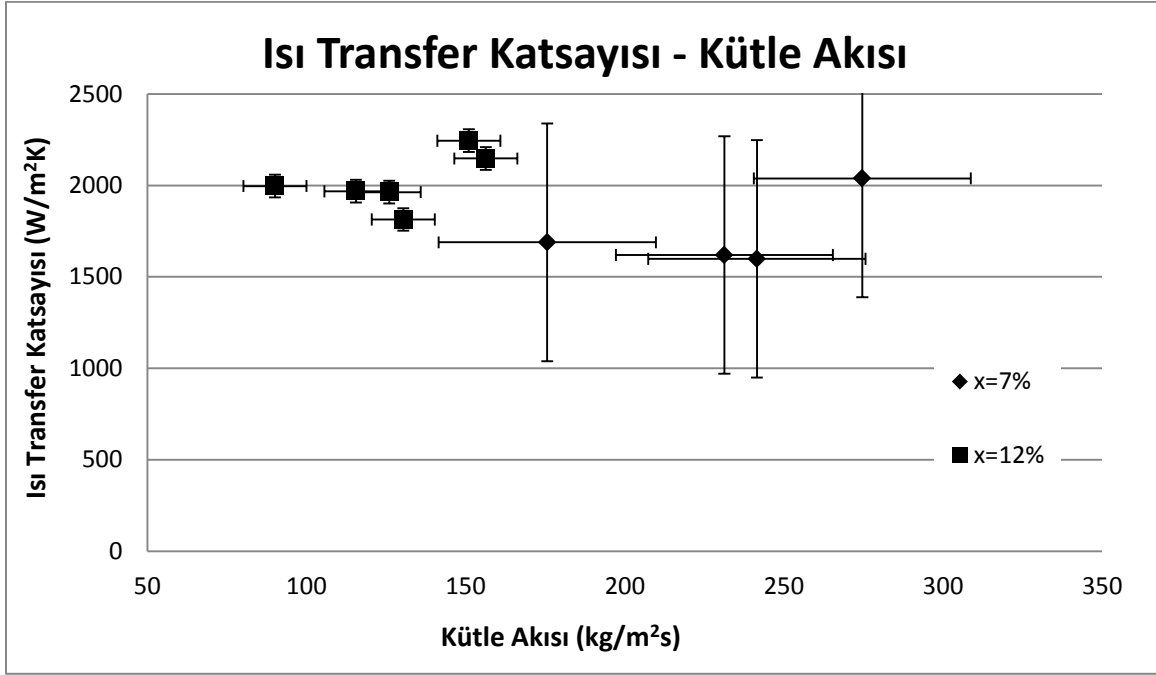
Birinci mikrokanal ile yapılan deneyler boyunca, bu mikrokanalın iki faz deneylerinden önce yapılan ön ısıtıcı kalibrasyonu 1-4 V arasında gerçekleştirilmiş olduğundan, deneyler sırasında ön ısıtıcı bu kalibrasyon aralığı dahilinde kullanılmıştır. Sistemde kullanılan debimetrenin belli bir debinin altında ölçmemesi nedeniyle yaklaşık 1g/s'den yüksek debilerde çalışılmıştır. Yüksek debi ve ön ısıtıcının verebildiği kalibre edildiği aralıktaki en yüksek ısı miktarının yetersizliği sonucunda kuruluk derecesi %32.61'in üzerine çıkarılamamıştır. Elde edilen kuruluk derecelerinden de sabit kuruluk derecesi olarak değerlendirilebilecek en yüksek kuruluk derecesi değeri %12 olarak belirlenmiştir.

Şekil 43'te %7 soğutkan kuruluk derecesi için veriler incelendiğinde 175-275 kg/m²s kütle akısı aralığı için artan kütle akısına karşın ısı transfer katsayısının yaklaşık 1750 W/m²K değeri etrafında salındığı görülmektedir. Aynı grafik üzerinde %12 sabit kuruluk derecesindeki veriler 90-151 kg/m²s kütle akısı arasında elde edilmiş ve %7'lik sabit kuruluk derecesi değerinde elde edilen artan kütle akısıyla değişmeyen ısı transfer katsayısı eğilimi %12'lik sabit kuruluk derecesi değerinde de gözlenmiştir. %12'lik kuruluk derecesinde yaklaşık olarak sabit kalan ısı transfer katsayısı değerinin yaklaşık 2020 W/m²K olduğu Tablo 27'deki veriler kullanılarak hesaplanmıştır.

%7 ve %12'lik kuruluk derecelerinde, ısı transfer katsayısının sabit kalma eğilimi gösterdiği söylenmiş olan kütle akısı aralıklarındaki en yüksek akı değerlerinde ısı transfer katsayısında az da olsa bir yükselme olduğu not edilmiştir.

Tablo 27: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için ısı transferi katsayısı ve kütle akısı değerleri (Mikrokanal 1)

%7			%12		
x (%)	G	h _{deney}	x (%)	G	h _{deney}
-	kg/m ² s	W/m ² K	-	kg/m ² s	W/m ² K
6.58	175.65	1689.09	10.21	90.11	1996.45
6.71	274.63	2038.76	11.35	156.33	2147.28
7.87	241.52	1598.73	11.54	125.99	1963.23
8.08	231.30	1619.69	11.81	130.42	1813.99
			12.92	151.01	2244.56
			13.95	115.54	1968.26



Şekil 43: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için ısı transfer katsayısının kütle akısıyla değişimi (Mikrokanal 1)

Deney verilerinin değerlendirildiği kuruluk derecelerinin test kısmındaki mikrokanalın giriş ve çıkışındaki kuruluk derecesi ortalaması olmasına ve incelemelerde aynı kuruluk derecesinde ele alınan verilerin kuruluk dereceleri aynı veya çok yakın olmasına rağmen farklı giriş-çıkış kuruluk derecelerine sahip olmalarının aynı kuruluk derecesinde ve yaklaşık olarak aynı kütle akısında elde edilen ısı transfer katsayılarındaki farklılıklar üzerinde etkisinin olduğu unutulmamalıdır.

Mikrokanal 2

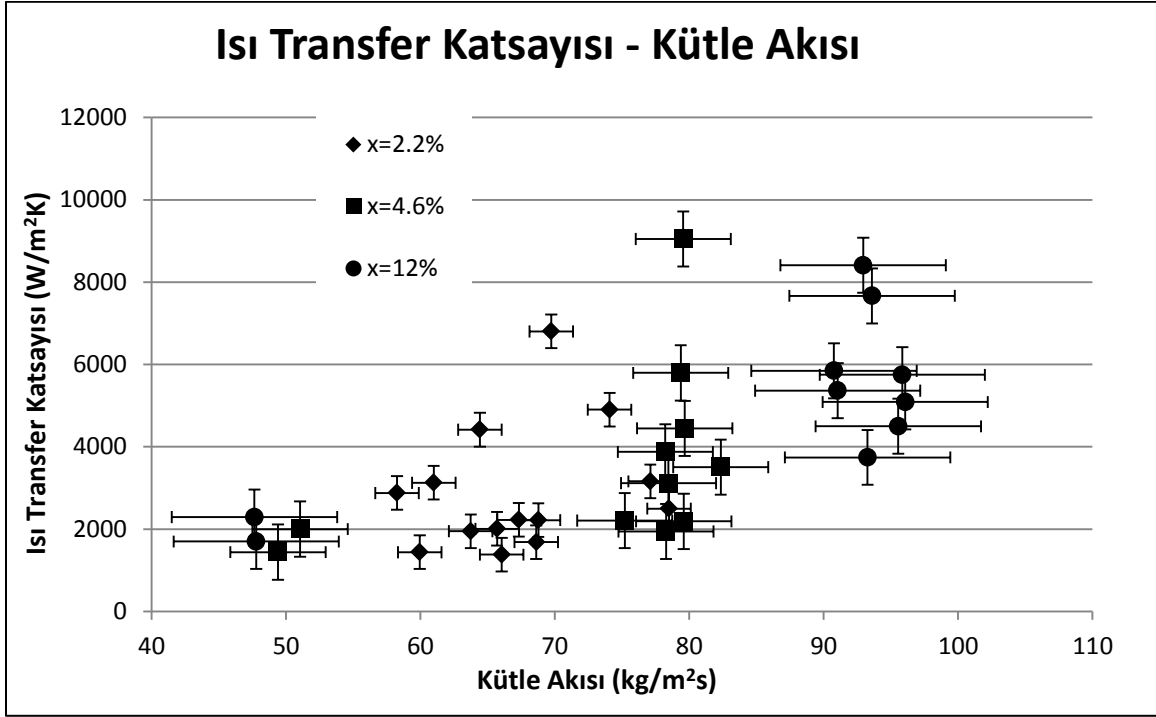
Bu kısımda ikinci mikrokanalda elde edilmiş iki fazlı akış deney verileri sabit kuruluk derecelerinde incelenmiştir. Bu mikrokanal için Tablo 28'de 3 farklı kuruluk derecesi (%2.2, %4.6 ve %12) için ele alınan deney verileri sunulmuştur. Şekil 44'te ise ısı transfer katsayılarının kütle akısıyla değişimi sergilenmektedir.

İkinci mikrokanalın iki fazlı akış deneylerinden önce ön ısıtıcı 4-7 V arasında da kalibre edilmiş, böylece ön ısıtıcının verebileceği maksimum güç 150 W olmuştur. Bu da, ön ısıtıcıdan soğutkana aktarılan ısı transferinin daha yüksek seviyelere çıkmasına imkan sağlamıştır. Bu mikrokanalın büyük hidrolik çapından dolayı (bkz. Tablo 8) diğer mikrokanal deneylerindekiyle aynı seviyede kütle akısı değerleri elde etmek için içerisinde geçen soğutkanın debisi diğer mikrokanallarinkine göre daha yüksek tutulmuştur. Ön ısıtıcıdan soğutkana aktarılabilen ısı miktarına rağmen soğutkanın debisindeki artış mikrokanal boyunca elde edilen kuruluk derecesinin %50.17'e kadar çıkabilmesine izin vermiştir. Bu verilerden de sabit kuruluk derecesinde ele alınabilecek en yüksek kuruluk derecesi %12 olarak tespit edilmiştir.

Tablo 28: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için ısı transfer katsayısı ve kütle akısı değerleri (Mikrokanal 2)

%2.2			%4.6			%12		
x (%)	G	h_{deney}	x (%)	G	h_{deney}	x (%)	G	h_{deney}
-	kg/m ² s	W/m ² K	-	kg/m ² s	W/m ² K	-	kg/m ² s	W/m ² K
1.16	69.73	6802.53	3.44	75.19	2206.53	11.25	96.06	5088.30
1.39	68.61	1686.62	3.49	78.26	1943.29	11.26	95.55	4498.53
1.57	64.41	4415.55	3.84	79.55	9048.98	12.53	95.85	5749.79
1.68	63.74	1950.35	4.01	82.34	3507.62	12.87	47.77	1699.02
1.85	65.70	2006.47	4.13	79.36	5796.61	12.93	47.64	2293.00
1.89	58.25	2877.86	4.46	79.65	4448.53	12.94	93.59	7667.86
2.00	59.94	1439.85	4.49	78.21	3876.96	13.07	92.94	8409.95
2.32	66.04	1381.14	4.50	78.45	3115.36	13.44	90.76	5846.00
2.50	67.32	2223.84	4.84	49.39	1441.25	13.48	93.26	3743.00
2.81	68.77	2218.03	5.18	79.58	2190.02	13.51	91.03	5364.61
2.99	78.48	2498.07	5.29	51.04	2001.26			
3.11	60.98	3126.86	5.42	51.19	5909.28			
3.22	77.10	3160.54	5.68	49.11	4300.21			
3.25	74.07	4903.24	5.72	48.77	6428.41			

Şekil 44'teki grafikte tüm kuruluk derecelerindeki yakın kütle akısı değerlerinde ısı transferi katsayısındaki büyük farklılıkların birkaç nedeni olabilir. Öncelikle, ortalama kuruluk derecesi hesaplanırken ortalamaları alınan giriş ve çıkış kuruluk derecelerinden giriş kısmındaki kuruluk derecesinin bazı verilerde 0 olması ortalama değer gerçekteki ortalama değeri göstermeyebileceğine işaret etmiştir. Ayrıca, literatürdeki birçok çalışmada düşük kuruluk derecelerinde kaynama akış rejimi sıklıkla değiştiği için kuruluk derecesindeki küçük farklılıkların ısı transferi katsayısında büyük değişimlere yol açabildiği vurgulanmıştır. Ne yazık ki akış görüntülemesi yapmadan akış rejimleri ve bu rejimlerin ısı transferine etkilerini belirlemek mümkün değildir. Örneğin, kanalların küçük ve çoklu oluşu, düşük kuruluk derecelerinde görülen habbecikli kaynama rejiminde, kabarcık boylarının kanal boyutlarıyla yakın olabileceği ve laminar akış etkisiyle de duvardan kopamayan kabarcıkların ısı transferinde ani düşmelere yol açabileceği düşünülebilir. Bu nedenle aynı kütle akısı ve yaklaşık aynı ortalama kuruluk derecelerinde ısı transferi katsayısındaki büyük değişimlerin en akla yatkın açıklaması bu şekilde yapılabilir. Ayrıca, deneysel ölçüm hataları ve hesaplamalarda ve incelemelerde yapılan varsayımların etkisi olduğu da düşünülmüştür. Yine de tüm verilerden artan kütle akısına karşılık ısı transfer katsayısında bir artış eğilimi olduğu söylenebilir.



Şekil 44: Sabit soğutkan kuruluk derecesi için ısı transfer katsayısının kütle akısı ile değişimi (Mikrokanal 2)

Mikrokanal 3

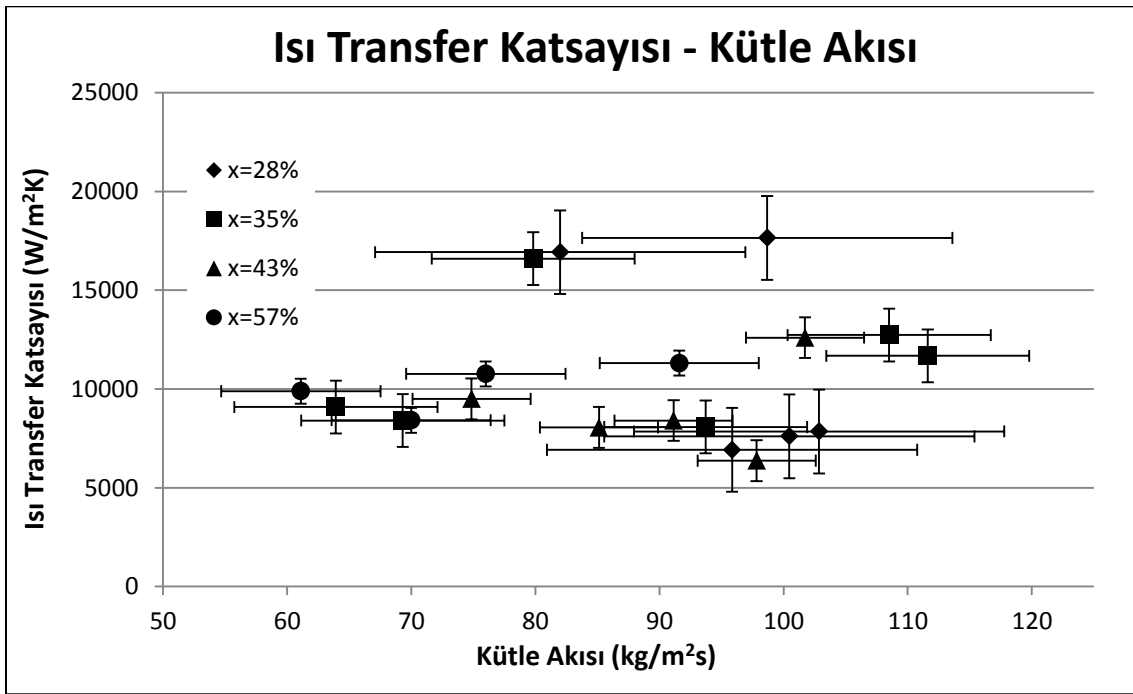
Üçüncü mikrokanal deneylerinde birinci mikrokanaldan farklı ancak ikinciyle benzer bir şekilde ön ısıtıcı 4-7 V arası yapılan kalibrasyon aralığında da kullanılarak soğutkana daha yüksek ısı aktarımı sağlanabilmektedir. İkinci mikrokanal geometrisinden kaynaklanan yüksek hidrolik çap üçüncü mikrokanal için geçerli olmayıp bu mikrokanal birinci mikrokanalinkiyle eşit bir hidrolik çapa sahiptir (bkz. Tablo 8). Ön ısıtıcıdan soğutkana yüksek ısı transferinin sağlanabilmesi ve sahip olunan hidrolik çaptan dolayı soğutkan debisinin uygun olarak ayarlanabilmiş olması daha geniş aralıklarda kuruluk derecesi elde etmeye olanak sağlamıştır.

Bu mikrokanal geometrisinde dikkat edilmesi gereken içi kanal yüzeyinde kanatçık yapısına benzer pürüzlülüklerin (yivli yapı) olmasıdır. Bu yüzey pürüzlülüğü gerçekte ısı transferi alanının hesaplanan değerinden daha büyük olmasına neden olmaktadır. Gerçekteki ısı transferi alanının hesaplandan büyük oluşu hesaplanan ısı transferi katsayısının gerçekte olduğundan daha büyük olarak bulunduğunu göstermektedir.

Üçüncü mikrokanalda yürütülen iki fazlı akış deneylerinin sonucunda elde edilen veriler 4 farklı sabit kuruluk derecesinde (%28, %35, %43 ve %57) ele alınmıştır. Daha sonraki kısımlarda da ele alınacak olan yivli iç yüzeyin ısı transferi üzerindeki olumlu etkisi sonucu kanal boyunca soğutkanın kuruluk derecesinde diğer kanallarda gerçekleşene oranla daha büyük değişimler olması ve daha önceki mikrokanalların deneylerindeki en yüksek debi seviyelerine yakın debilerde de çalışılmasına rağmen diğer mikrokanallarda elde edilenlerden daha büyük kuruluk dereceleri elde edilmiştir. Tablo 29'da sabit kuruluk derecelerinde incelenen deney verileri ve hesaplama sonuçları, Şekil 45'te ise bu değerlerin grafik üzerinde gösterimi verilmiştir.

Tablo 29: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için ısı transferi katsayısı ve kütle akısı değerleri (Mikrokanal 3)

%28			%35			%43			%57		
x (%)	G	h_{deney}	x (%)	G	h_{deney}	x (%)	G	h_{deney}	x (%)	G	h_{deney}
-	kg/m ² s	W/m ² K	-	kg/m ² s	W/m ² K	-	kg/m ² s	W/m ² K	-	kg/m ² s	W/m ² K
27.39	102.8	7850.5	32.40	111.6	11678.7	41.63	85.1	8052.3	56.14	76.0	10767.7
29.61	81.9	16925.5	34.23	69.3	8400.9	41.87	101.7	12597.7	56.17	61.0	9888.7
29.78	100.4	7604.8	34.69	108.5	12730.1	41.91	74.8	9497.4	56.18	69.9	8419.7
30.34	95.8	6921.3	34.78	93.7	8075.8	45.43	91.1	8400.8	57.93	91.5	11310.5
30.42	98.6	17645.5	37.59	63.9	9088.0	46.00	97.8	6374.4			
			38.16	79.8	16597.5						



Şekil 45: Sabit soğutkan kuruluk derecesi için ısı transfer katsayısının kütle akısı ile değişimi (Mikrokanal 3)

Soğutkanın kuruluk derecesinde kanal boyunca büyük değişim olması ve incelenen kuruluk derecesi değerlerinin kanal giriş çıkışındaki kuruluk derecelerinin ortalama değeri olduğu grafikte sabit kuruluk dereceleri için ele alınan veriler arasında kütle akısıyla ısı transferi katsayısı ilişkisi açısından belirgin bir eğilim görülememesine neden olmaktadır. Burada da ikinci mikrokanal için yapılan kaynama akış rejimleri ile ilgili açıklamalara benzer açıklamalar yapılabilir. Sabit kuruluk derecesi belirleme işlemi diğer mikrokanal incelemelerinden daha geniş aralıklardan

seçilerek yapılmıştır. Örneğin, Tablo 29'da da görülebileceği gibi %28 kuruluk derecesinde incelenen veriler %24.42 ve %30.42 kuruluk dereceleri arasında değişiklik göstermektedir. Bu durum da incelenen parametreler arasında belirgin bir eğilim görülememesinde etkilidir.

%28 kuruluk derecesi ele alındığında yine aynı kuruluk derecesi ve yaklaşık olarak aynı kütle akısında (ortalama olarak $96 \text{ kg/m}^2\text{s}$) farklı ısı transferi katsayılarıyla karşılaşılmaktadır. Bu kütle akısındaki ortalama ısı transferi katsayısı yaklaşık $11390 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. %35 ve %43 kuruluk derecelerinde de yine çok açık bir eğilim tespit edilemese de sahip olunan veriler arasında bir eğilim çizgisi oluşturulduğunda artan kütle akısına karşılık artan bir ısı transferi katsayısı eğilimi görülmektedir. %57 kuruluk derecesinde 4 veri olmakla beraber kütle akısındaki artışla ısı transferi katsayısında bir artış olduğu gözlemlenmektedir.

Mikrokanalların Karşılaştırılması

Bu kısımda, incelenen 3 mikrokanalın deney verileri arasından her mikrokanal için aralarında karşılaştırma imkanı verecek sabit kuruluk derece değerleri seçilerek kütle akısı ve ısı transferi katsayısı ilişkisi incelenmiştir. Birinci mikrokanaldan %12, ikinci mikro kanaldan %12, son olarak da üçüncü mikrokanaldan %28 ve %35 kuruluk dereceleri seçilerek karşılaştırma yapılmıştır. Bu kuruluk derecelerinde kütle akısı ile ısı transferi katsayısı arasındaki ilişki Tablo 30'da ve Şekil 46'da görülebilir.

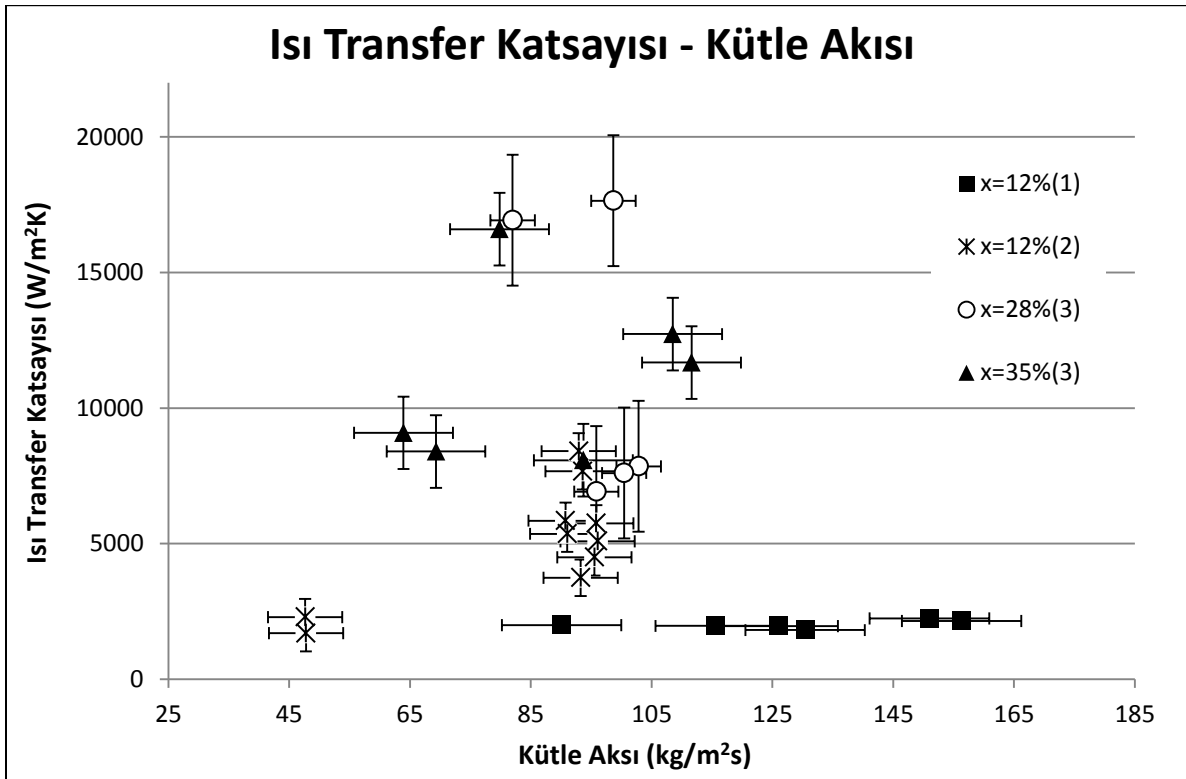
Üçüncü mikrokanal en düşük %28 kuruluk derecesinde incelenmiş diğer mikrokanallarda ortalama olarak bu yükseklikte kuruluk derecelerine ulaşamamıştır. Literatürde de yüksek kuruluk derecesinin elde edilmesinin güçlüğünden bahsedilmiştir (LIU, 2008). İkinci ve üçüncü mikrokanallar karşılaştırıldığında üçüncü mikrokanalda elde edilen ısı transferi katsayılarının tamamının ikinci mikrokanaldakilerden yüksek olduğu görülmektedir. Fakat bu karşılaştırmanın ikinci mikrokanalda daha düşük kütle akısında yapıldığı unutulmamalıdır.

Birinci ve ikinci mikrokanal %12 kuruluk derecesinde değerlendirildiğinde yaklaşık $92 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütle akısında ikinci mikrokanalın daha yüksek ısı transferi katsayısına sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca bu kuruluk derecesinde kütle akısındaki aynı miktarda artışa karşılık ikinci mikrokanalda ısı transferi katsayısındaki artışın daha fazla olduğu görülmektedir. Bu kuruluk derecesindeki bu eğilim yaklaşık $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütle akısından fazla akılarda ikinci mikrokanalda birinciye göre daha büyük ısı transferi katsayıları elde edileceğini gösterebilir.

3 mikrokanalın verileri birlikte incelendiğinde üçüncü mikrokanalın ısı transferi katsayısının özellikle $64\text{-}112 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütle akısı aralığında belirgin olarak diğer iki kanalıkinden yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bunun nedeni 3. mikrokanalın yivli iç yapısı olabilir. Ancak 3. mikrokanalın kuruluk derecesinin diğer kanallardakinden fazla olduğu da not edilmelidir.

Tablo 30: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için ısı transferi katsayısı ve kütle akısı değerleri (Mikrokanal 1, 2 ve 3)

%12	Mikrokanal 1		%12	Mikrokanal 2		%28	Mikrokanal 3		%35	Mikrokanal 3	
	x (%)	G		h_{deney}	x (%)		G	h_{deney}		x (%)	G
-	kg/m ² s	W/m ² K	-	kg/m ² s	W/m ² K	-	kg/m ² s	W/m ² K	-	kg/m ² s	W/m ² K
10.21	90.1	1996.4	11.25	96.0	5088.3	27.39	102.8	7850.5	32.40	111.6	11678.7
11.35	156.3	2147.2	11.26	95.5	4498.5	29.61	81.9	16925.5	34.23	69.3	8400.9
11.54	125.9	1963.2	12.53	95.8	5749.7	29.78	100.4	7604.8	34.69	108.5	12730.1
11.81	130.4	1813.9	12.87	47.7	1699.0	30.34	95.8	6921.3	34.78	93.7	8075.8
12.92	151.0	2244.5	12.93	47.6	2293.0	30.42	98.6	17645.5	37.59	63.9	9088.0
13.95	115.5	1968.2	12.94	93.5	7667.8				38.16	79.8	16597.5
			13.07	92.94	8409.9						
			13.44	90.76	5846.0						
			13.48	93.26	3743.0						
			13.51	91.03	5364.6						



Şekil 46: Sabit soğutkan kuruluk derecesi için ısı transfer katsayısının kütle akısı ile değişimi (Mikrokanal 1, 2 ve 3)

4.2.1.2 Sabit Kütle Akısı

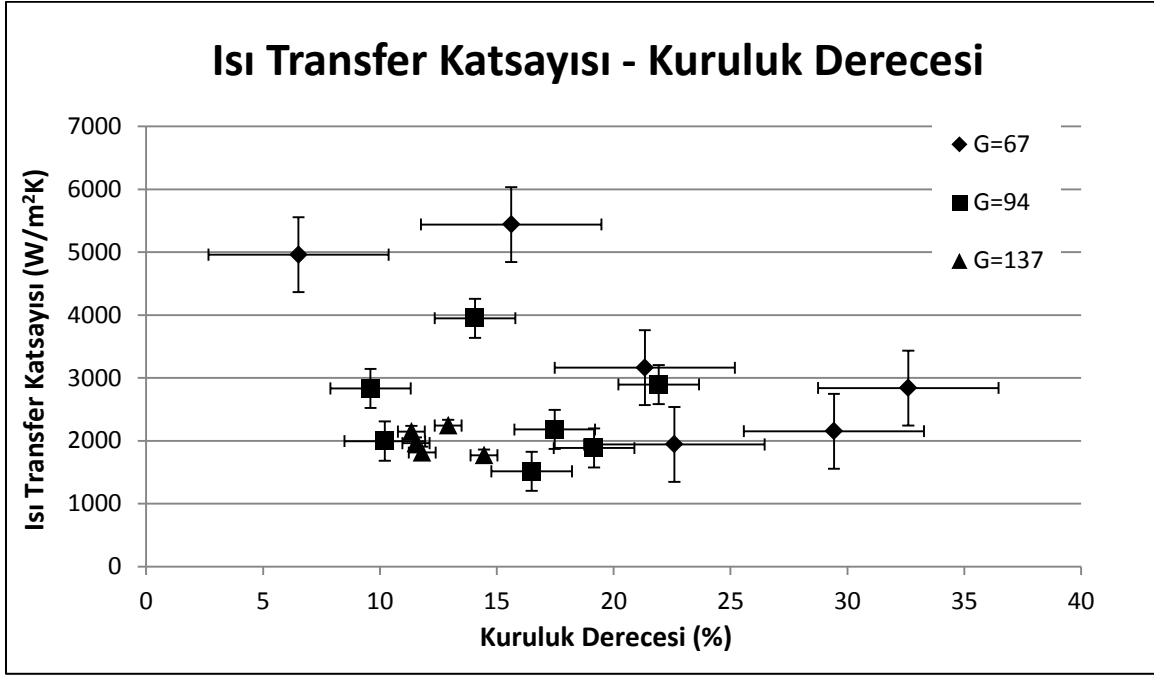
Bu kısımda iki fazlı akış deneyleri yapılan 3 farklı geometrideki mikrokanalın deney verileri, sabit kütle akısında, kuruluk dereceleri ve ısı transferi katsayılarına bakılarak incelenmiştir. Deneyler yapılırken pompa gücünü ayarlayarak debi değerleri sabit tutulmaya çalışıldığı durumlarda deneylerin farklı sıcaklık ve basınç koşulları nedeniyle aynı debinin her deney setinde sağlanması mümkün olmamıştır. Sabit kuruluk derecesi belirlenmesinde olduğu gibi, sabit kütle akısı koşulunda da verilerin değerlendirilmesi için sabit olarak alınan kütle akısı değerleri kendisine yakın kütle akısı değerine sahip deney verilerinden seçilerek oluşturulmuştur. Bu bulgular incelenirken dikkat edilmesi gereken önemli bir nokta vardır. Her ne kadar grafiklerde ısı transferi katsayısının sabit bir kütle akısı ($\text{kg/m}^2\text{s}$) değerinde kuruluk derecesiyle değişimi verilse de, bu değişim bir mikrokanalın içinde akış boyunca kuruluk derecesinin artışıyla ısı transferi katsayısının değişimini vermemektedir. Öyle bir tespit yapılabilmesi için, daha önce de belirtildiği gibi akış görselleşmesi gerekmektedir.

Mikrokanal 1

Birinci mikrokanal iki fazlı akış deneyleri sonucu deneyler arasından sabit kütle akısı olarak 67, 94 ve 137 $\text{kg/m}^2\text{s}$ belirlenmiş, bu kanal üzerindeki değerlendirmeler bu kütle akılarında yapılmıştır. Sabit kütle akıları için incelenecek deney verileri ve hesaplama sonuçları Tablo 31'de sunulmuştur. Bu değerlere ait ısı transferi katsayısı-kuruluk derecesi grafiği Şekil 47'dedir.

Tablo 31: Sabit kütle akıları için ısı transferi katsayıları ve kuruluk dereceleri (Mikrokanal 1)

G			G			G		
67	x (%)	h_{exp}	94	x (%)	h_{exp}	137	x (%)	h_{exp}
$\text{kg/m}^2\text{s}$	-	$\text{W/m}^2\text{K}$	$\text{kg/m}^2\text{s}$	-	$\text{W/m}^2\text{K}$	$\text{kg/m}^2\text{s}$	-	$\text{W/m}^2\text{K}$
51.19	32.61	2840.50	90.11	10.21	1996.45	121.26	14.46	1771.13
58.63	15.62	5440.21	90.67	14.07	3949.19	125.99	11.54	1963.23
63.40	29.43	2153.47	91.55	17.48	2181.20	130.42	11.81	1813.99
74.86	21.33	3162.56	92.12	9.60	2833.15	151.01	12.92	2244.56
79.96	6.52	4959.18	94.78	19.16	1885.95	156.33	11.35	2147.28
80.63	22.60	1943.86	96.59	16.49	1515.51			
			98.31	21.93	2896.33			



Şekil 47: Sabit kütle akıları için ısı transfer katsayısının kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal1)

Şekil 47'deki grafik ele alındığında 67 kg/m²s kütle akısı değerinde artan kuruluk derecesiyle birlikte ısı transferi katsayısında %22.60 kuruluk değerine kadar bir düşüş sonrasında ise düşüğe göre daha yavaş bir yükseliş görülmektedir. Aynı grafikte 94 kg/m²s kütle akısında 67 kg/m²s kütle akısına göre daha dar kuruluk derecesi aralığında veri alınabilmektedir. Bu verilerden eğilim anlaşılamadığı için daha geniş kuruluk derecesi aralığında veriye ihtiyaç duyulmuştur. 137 kg/m²s kütle akısında ise bütün verilerin neredeyse aynı kuruluk derecesinde elde edilebildiği görülmüştür. Bu noktada hesaplanan ortalama ısı transferi katsayısı yaklaşık 1990 W/m²K, kuruluk derecesi %12.41 olmuştur.

3 farklı kütle akısı birlikte incelendiğinde artan kütle akısının deneylerde elde edilebilen kuruluk derecesinin aralığında daralmaya yol açtığı görülmektedir. 137 kg/m²s kütle akısında verilerin toplandığı %12.41 kuruluk derecesinde kütle akısındaki düşüşün ısı transferi katsayısında artışa yol açtığı gözlemlenmektedir.

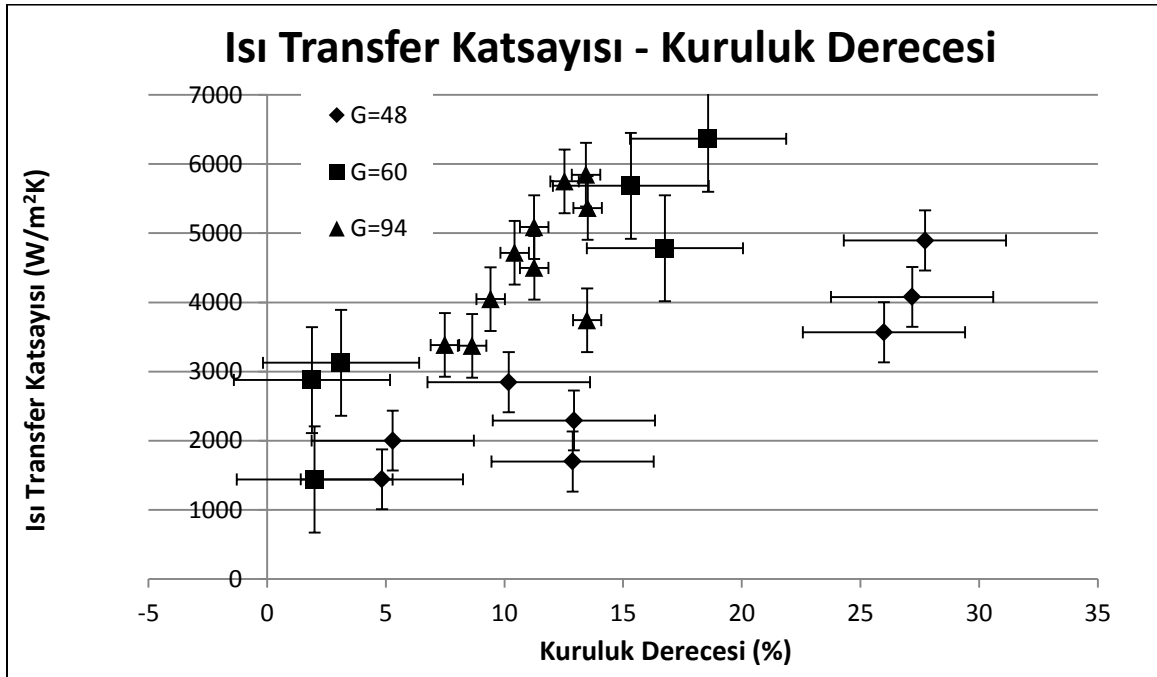
Yerel kuruluk derecesi, iç akışta kaynamada ısı transferi katsayısı değeri üzerinde son derece etkilidir. Boru/kanalların özellikle girişinde, düşük kuruluk derecelerinde, duvarda oluşan kabarcıklarda salınmalar (oscillation) gerçekleşir. Bu salınmalar ısı transferi katsayısında da salınmalara, ve kararsızlığa (instability) yol açar; ısı transferi katsayısında ani yükselme ve düşüşler olur. Öte yandan kuruluk derecesi yükseldikçe, büyüyen kabarcıklar birleşerek duvarda bir buhar tabakası oluşturup buharın düşük ısı iletim katsayısı nedeniyle yalıtım görevi görerek ısı transferi katsayısında düşmelere yol açarlar. Dolayısıyla kabarcık dinamiği, boru/kanallarda kaynamalı akışta çok önemli bir rol oynamaktadır. Özellikle mini/mikrokanallarda kabarcık boyutları kanal karakteristik boyutlarıyla kıyaslanabilir olduğu için bu konunun önemi iyice artmaktadır. Bu nedenlerle, daha önce de belirtildiği gibi, ısı transferinin kuruluk derecesiyle değişiminin sağlıklı olarak yorumlanabilmesi için akış gözlemlenmesi ve akış rejimi belirlenmesi çok önemlidir.

Mikrokanal 2

İkinci mikrokanal deneyleri sonucunda elde edilen veriler 48, 60 ve 94 kg/m²s sabit kütle akılarında değerlendirilmiştir. Tablo 32 bu kütle akılarındaki deneylerin verilerini ve hesaplama sonuçlarını içermektedir. Şekil 48'de de bu değerler grafik üzerinde gösterilmiştir.

Tablo 32: Sabit kütle akıları için ısı transferi katsayıları ve kuruluk dereceleri (Mikrokanal 2)

G	x (%)	h _{exp}	G	x (%)	h _{exp}	G	x (%)	h _{exp}
48	-	W/m ² K	60	-	W/m ² K	94	-	W/m ² K
kg/m ² s	-	W/m ² K	kg/m ² s	-	W/m ² K	kg/m ² s	-	W/m ² K
46.18	25.99	3567.75	58.25	1.89	2877.86	90.76	13.44	5846.00
46.94	27.18	4078.10	59.67	15.33	5685.61	91.03	13.51	5364.61
47.32	27.72	4894.79	59.94	2.00	1439.85	93.26	13.48	3743.00
47.64	12.93	2293.00	60.49	18.58	6365.46	94.45	10.43	4716.92
47.77	12.87	1699.02	60.98	3.11	3126.86	95.55	11.26	4498.53
49.01	10.18	2845.13	61.44	16.76	4783.45	95.79	9.41	4047.35
49.39	4.84	1441.25				95.85	12.53	5749.79
51.04	5.29	2001.26				96.00	8.64	3373.13
						96.06	11.25	5088.30
						96.58	7.49	3383.63



Şekil 48: Sabit kütle akıları için ısı transfer katsayısı-kuruluk derecesi değişimi (Mikrokanal 2)

Şekil 48'de 48 kg/m²s kütle akısındaki veriler incelendiğinde yaklaşık %5 kuruluk derecesinden %28 değerine kadar ısı transferi katsayısında bir artış olduğu gözlemlenebilmektedir. 60 kg/m²s kütle akısında ise sadece %2-19 kuruluk derecesi aralığında veri elde edilebildiği ve bu aralıkta artan kuruluk derecesiyle ısı transferinde de bir artış olduğu görülmektedir. 94 kg/m²s kütle akısında ise 60 kg/m²s'de gerçekleşen eğilime benzer olarak kuruluk derecesindeki artışı ısı transferi katsayısındaki artış takip etmiştir; ancak bu sefer veriler daha dar bir kuruluk derecesi aralığında elde edilmiştir. Ağırlıklı olarak en düşük ısı transferi katsayıları en düşük kütle akısında elde edilmiştir.

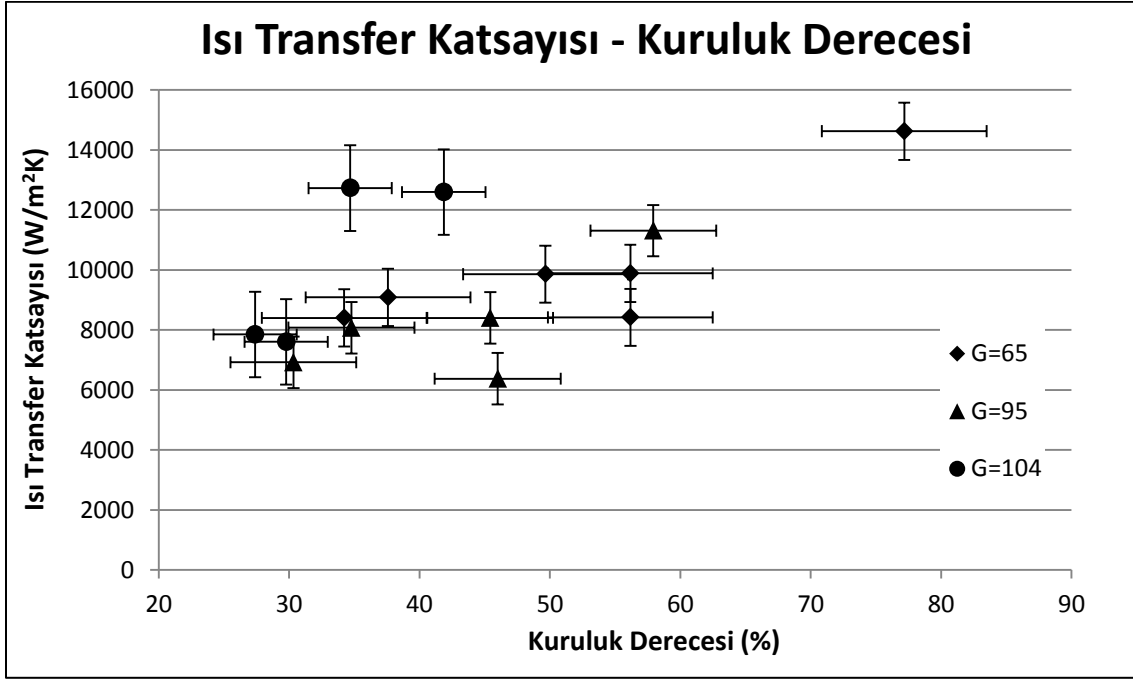
Mikrokanal 3

Üçüncü mikrokanalın iki fazlı akış deney verileri 65, 95 ve 104 kg/m²s kütle akılarında değerlendirilmiştir. Bu deneylerin verilerine ait incelenecek parametrelerle ilgili bilgiler Tablo 33'te verilmiştir. Tablodaki değerler bir grafik üzerinde Şekil 49'da gösterilmiştir.

65 kg/m²s kütle akısındaki üçüncü mikrokanal deney verileri %34-77 kuruluk derecesi aralığında elde edilmiş olup bu aralıkta kuruluk derecesindeki artışı ısı transferi katsayısındaki artış takip etmiştir. 95 kg/m²s sabit kütle akısında kütle akısındaki üçüncü mikrokanal deney verileri %30-60 kuruluk derecesi aralığında elde edilmiş, 65 kg/m²s göre daha dar bir kuruluk derecesi aralığında artan kuruluk derecesiyle ısı transferi akısında bir artış eğilimi görülmektedir. İncelemeye 104 kg/m²s kütle akısıyla devam edildiğinde incelenebilecek kuruluk derecesi aralığının daha da azaldığı görülmekle birlikte bu dar aralıkta kuruluk derecesindeki artışın ısı transferi katsayısında bir yükselişe neden olduğu görülmektedir. Farklı kütle akısı değerlerinde deney sonuçlarında eğilimler birbiriyle uyumludur.

Tablo 33: Sabit kütle akıları için ısı transferi katsayıları ve kuruluk dereceleri (Mikrokanal 3)

65			95			104		
G	x (%)	h _{exp}	G	x (%)	h _{exp}	G	x (%)	h _{exp}
kg/m ² s	-	W/m ² K	kg/m ² s	-	W/m ² K	kg/m ² s	-	W/m ² K
60.02	77.18	14626.07	91.14	45.43	8400.82	100.46	29.78	7604.82
61.09	56.17	9888.75	91.59	57.93	11310.56	101.72	41.87	12597.79
63.92	37.59	9088.05	93.72	34.78	8075.86	102.85	27.39	7850.58
64.14	49.66	9859.70	95.85	30.34	6921.38	108.50	34.69	12730.17
69.31	34.23	8400.94	97.82	46.00	6374.44			
69.99	56.18	8419.71						



Şekil 49: Sabit kütle akısı için ısı transfer katsayısına karşı kuruluk derecesi grafiği (Mikrokanal3)

Mikrokanalların Karşılaştırılması

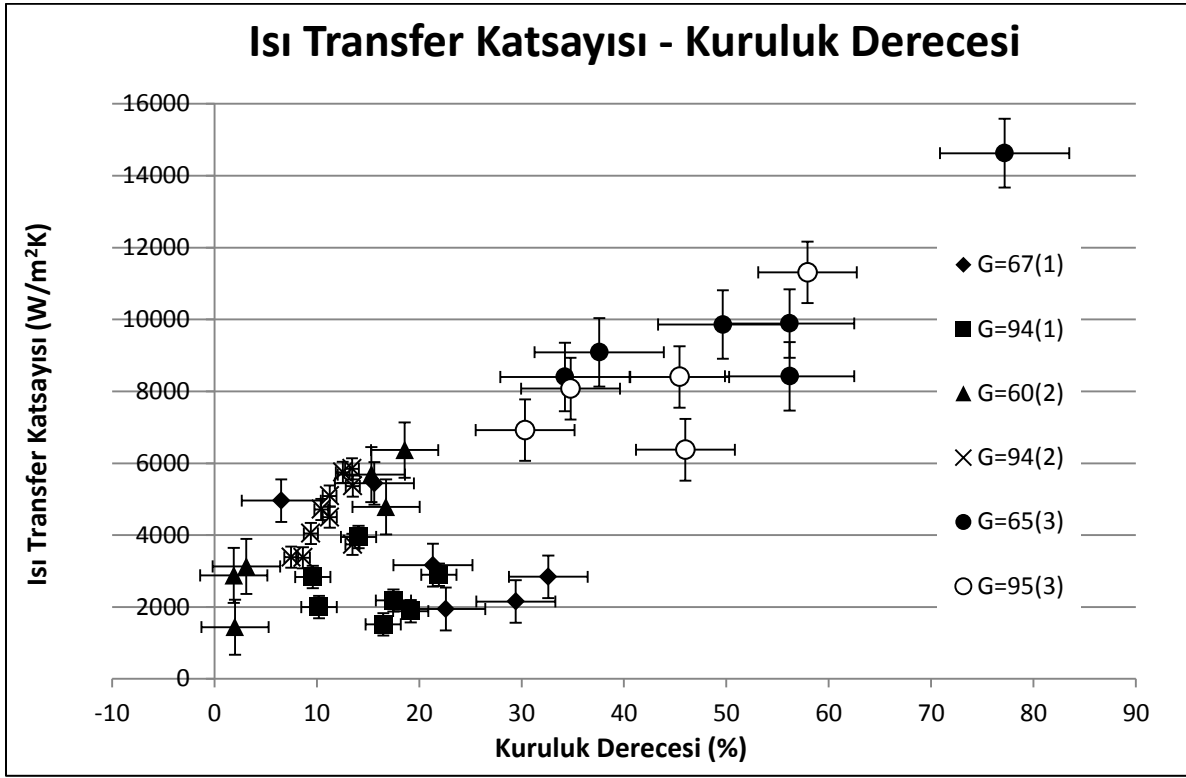
Sabit kütle akısında ısı transferi katsayısı için yapılacak olan 3 mikrokanal karşılaştırması 1. mikrokanalda 67 ve 94 kg/m²s, 2. mikrokanalda 60 ve 94 kg/m²s, son olarak 3. mikrokanalda 65 ve 95 kg/m²s kütle akıları seçilerek değerlendirilmiştir. Bu sabit kütle akılarındaki deney verilerinin ısı transferi katsayısı ve kuruluk derecesi ilişkileri Tablo 34 ve Şekil 50'de incelenebilir.

Birinci mikrokanal 67 kg/m²s ikinci mikrokanal 60 kg/m²s ve üçüncü mikrokanal 65 kg/m²s kütle akılarında incelendiğinde birinci ve ikinci mikrokanal için %33 kuruluk derecesinin altında veri elde edilebilmişken üçüncü mikrokanal verilerinin %34 kuruluk derecesinden daha büyük değerlerde olduğu görülmüştür. Aynı kütle akılarında üçüncü mikrokanal için düşük kuruluk derecelerinde veri elde edilememiş olması bu kanalın sudan soğutkana ısı transferi alanındaki artışla birlikte diğer kanallara oranla daha büyük ısı transferi sağlamasından ve giriş-çıkışındaki soğutkan kuruluk derecesi arasındaki farkın büyük olması sonucu hesaplanan kanal boyu ortalama kuruluk derecesi değerlerinde belli bir değerin altına inilememesinden kaynaklanmıştır. Birinci mikrokanal verileri için daha yüksek kuruluk derecelerinde değerler bulunmamasının nedeni deneylerde ön ısıtıcı gücünün yapılmış olan kalibrasyonun üst değeriyle sınırlı kalmasıdır. İkinci mikrokanalda ise daha geniş kalibrasyon aralığında ön ısıtıcı kullanılmış olmasına rağmen kanalın yüksek hidrolik çapı nedeniyle yüksek debiyle çalışılması, kuruluk derecesini belli bir seviyeden daha yükseğe çekmek için soğutkana ön ısıtıcıdan aktarılması gereken ısı miktarını deney düzeneğinde sahip olunan ön ısıtıcının fiziksel olarak sağlayabildiği en yüksek 150 W değerinden daha yüksek değerlere çekmiş ve yüksek kuruluk derecelerinde veri elde edilememiştir.

Tablo 34: Sabit kütle akıları için ısı transferi katsayıları ve kuruluk dereceleri
(Mikrokanal 1, 2 ve 3)

67			94			60		
Mikrokanal 1			Mikrokanal 1			Mikrokanal 2		
G	x (%)	h_{exp}	G	x (%)	h_{exp}	G	x (%)	h_{exp}
kg/m ² s	-	W/m ² K	kg/m ² s	-	W/m ² K	kg/m ² s	-	W/m ² K
51.19	32.61	2840.50	90.11	10.21	1996.45	58.25	1.89	2877.86
58.63	15.62	5440.21	90.67	14.07	3949.19	59.67	15.33	5685.61
63.40	29.43	2153.47	91.55	17.48	2181.20	59.94	2.00	1439.85
74.86	21.33	3162.56	92.12	9.60	2833.15	60.49	18.58	6365.46
79.96	6.52	4959.18	94.78	19.16	1885.95	60.98	3.11	3126.86
80.63	22.60	1943.86	96.59	16.49	1515.51	61.44	16.76	4783.45
			98.31	21.93	2896.33			

94			65			95		
Mikrokanal 2			Mikrokanal 3			Mikrokanal 3		
G	x (%)	h_{exp}	G	x (%)	h_{exp}	G	x (%)	h_{exp}
kg/m ² s	-	W/m ² K	kg/m ² s	-	W/m ² K	kg/m ² s	-	W/m ² K
90.76	13.44	5846.00	60.02	77.18	14626.07	91.14	45.43	8400.82
91.03	13.51	5364.61	61.09	56.17	9888.75	91.59	57.93	11310.56
93.26	13.48	3743.00	63.92	37.59	9088.05	93.72	34.78	8075.86
94.45	10.43	4716.92	64.14	49.66	9859.70	95.85	30.34	6921.38
95.55	11.26	4498.53	69.31	34.23	8400.94	97.82	46.00	6374.44
95.79	9.41	4047.35	69.99	56.18	8419.71			
95.85	12.53	5749.79						
96.00	8.64	3373.13						
96.06	11.25	5088.30						
96.58	7.49	3383.63						



Şekil 50: Sabit kütle akıları için ısı transferi katsayısının kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal 1, 2 ve 3)

Sırasıyla 67 ve 60 kg/m²s kütle akısı değerlerinde birinci ve ikinci mikrokanal yaklaşık olarak %0-10 kuruluk derecelerinde incelendiğinde ikinci mikrokanal için bu aralıkta var olan tek verinin ısı transferi katsayısının bu kütle akısı aralığında birinci kanal deney verilerinin ortalama değerinden yüksek olduğu görülmektedir.

Şekil 50'deki verilere bakılarak 94-95 kg/m²s kütle akılarında daha iyi bir karşılaştırma yapılması mümkündür. %7 ile %22 kuruluk dereceleri arasında ikinci mikrokanal için birinciden daha yüksek ısı transferi katsayıları elde edilmiştir. 95 kg/m²s 'de değerlendirilen üçüncü mikrokanal için yine diğer kanal deneylerine göre daha yüksek kuruluk derecelerinde veri elde edilmiş olup ısı transferi katsayısı bakımından üçüncü mikrokanal daha yüksek değerlere sahip olmuştur. Ancak grafikteki değerlerin tümü incelendiğinde, 3. mikrokanalın ortalama kuruluk derecesi değişimi açısından 1. ve 2. mikrokanallarla sağlıklı bir şekilde karşılaştırılamayacağı görülmektedir. Yine de buzdolabı uygulamalarında komple buharlaşma sağlanması isteneceği ve 3. mikrokanalla yüksek çıkış ve ortalama kuruluk dereceleri elde edilebildiği düşünülürse, bu mikrokanalın, test edilen mikrokanallar arasında ısı transferi performansı açısından en uygun seçim olacağı görülmektedir. Kesin bir karara varmak için mikrokanalların basınç düşmesi değerlerinin de incelenmesi gerekmektedir. Bir sonraki kısımda bu konudaki bulgu ve tartışmalara yer verilecektir.

Daha önce de bahsedildiği gibi iki fazlı akışta, akış rejimi ısı transferinde çok büyük rol oynamaktadır. Her ne kadar mevcut çalışmada akış görsellemesi yapılamamış olsa da akış rejimleri bazı analizler yapılarak kabaca tahmin edilebilir. İki fazlı akışta akış rejimini tahmin edebilmek için denklem (23)'te verilen Lockhart-Martinelli parametresi (X_{tt}) ve aşağıda tanımlanan boyutsuz kütle akısı gerekmektedir.

$$j_g^* = \frac{xG}{[gD_h\rho_l(\rho_l-\rho_v)]^{1/2}} \quad (55)$$

Akış rejimleriyle ilgili tanımlama bu iki değere bakarak yapılabilir. Genel tanımlamaya göre, $j_g^* < 0.5$, $X_{tt} > 1.5$ darbeli akış (slug flow), $j_g^* < 0.5$, $X_{tt} < 1.0$ katmanlı dalgali akış (stratified and wavy flow), $j_g^* > 1.5$, $X_{tt} > 1.5$ kabarcıklı akış (bubble flow) ve $j_g^* > 1.5$, $X_{tt} < 1.0$ halkalı akış (annular flow) rejimi olmaktadır (KAKAÇ, 2002). Bunlar daha genel kabul görmüş akış rejimleri olup bazı çalışmalarda diğer akış rejimleri de tanımlanmıştır. Akışta kaynama sırasında katmanlı dalgali akışta ısı transfer katsayısı göreceli olarak düşük, halkalı akışta ise yüksek olmaktadır.

Her üç mikrokanal için örnek deney verileri seçilmiş, denklem (23) ve denklem (55) kullanılarak akış rejimi tahmini yapılmıştır. Sonuçlar Tablo 35'te sunulmaktadır.

Tablo 35: Mikrokanallarda akış rejimi tahmini için deney verileri ve hesaplama sonuçları

	Parametre	Birim	Deney 1	Deney 2	Deney 3	Deney 4	Deney 5
Mikrokanal 1	T_{sat}	°C	9.37	4.60	12.77	9.76	11.25
	x (%)	-	15.62	17.22	6.52	13.95	17.48
	X_{tt}	-	0.78	0.65	1.97	0.88	0.71
	j_g^*	-	0.45	0.80	0.25	0.79	0.77
	Akış rejimi	-	katmanlı & dalgali		darbeli		

Mikrokanal 2	T_{sat}	°C	8.92	12.71	3.03	4.03	21.85
	x (%)	-	1.68	1.89	4.84	3.44	11.26
	X_{tt}	-	6.60	6.29	2.24	3.13	1.33
	j_g^*	-	0.04	0.03	0.09	0.09	0.30
	Akış rejimi	-	darbeli	darbeli	darbeli	darbeli	darbeli

Mikrokanal 3	T_{sat}	°C	13.50	0.95	8.31	35.46	11.92
	x (%)	-	41.87	24.42	34.69	77.18	57.93
	X_{tt}	-	0.24	0.41	0.30	0.08	0.13
	j_g^*	-	1.99	2.53	1.89	1.62	2.53
	Akış rejimi	-	halkalı	halkalı	halkalı	halkalı	halkalı

Tablodaki değerlere bakıldığında üçüncü mikrokanalda akış rejiminin seçilen tüm deneylerde halkalı akışta olup yüksek ısı transferi katsayısı bulgularını desteklediği görülmektedir. Birinci mikrokanalda iki deneyde yukarıda verilen sınıflandırmaya göre katmanlı ve dalgali, ve darbeli akış rejimleri tespit edilmiştir. Akış rejimi tespit edilemeyen diğer üç veri setinde düşük X_{tt} ve 1'e

yakın J_g^* değerleri katmanlı ve dalgalı akış rejimine yakın olduğunu göstermektedir. Yine bu sonuç, ısı transferi katsayıları göreceli olarak düşük çıkan birinci mikrokanalın deneysel bulgularını desteklemektedir. Son olarak ikinci mikrokanala bakıldığında, seçilen tüm deneylerde darbeli akış olduğu, dolayısıyla ısı transferi katsayısının orta derecede olması beklendiği söylenebilir; deneysel bulgular da bu mikrokanalı ısı transferi performansı açısından orta seviyede göstermiştir.

4.2.2 Basınç Düşmesi

Mikrokanallar ısı transferi katsayısından sonra basınç düşmesi için de karşılaştırılmıştır. Basınç düşmesi değerleri test kısmında mikrokanalın giriş ve çıkışı arasındaki basınç düşmesini tespit eden fark basınçölçer ile ölçülmüştür. Basınç düşmesi de sabit kuruluk derecesi ve sabit kütle akısı olmak üzere iki kısımda incelenmiştir.

4.2.2.1 Sabit Kuruluk Derecesi

Bu kısımda ele alınan basınç düşmesi değerleri ısı transferi katsayısı için incelenen deneylerin verileri kullanılarak değerlendirilmiştir.

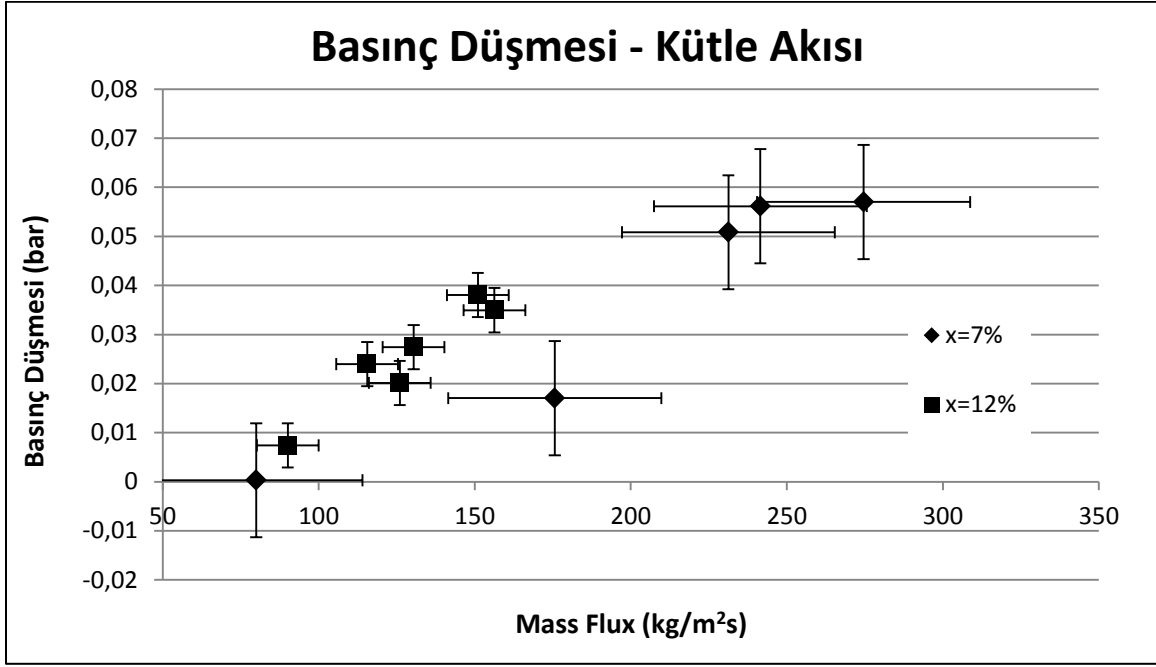
Mikrokanal 1

Birinci mikrokanal için deney verileri %7 ve %12 sabit kuruluk derecelerinde incelenmiştir. Bu kuruluk dereceleri için elde edilen değerler Tablo 36'da incelendiğinde, öncelikle, verilerin seçildiği kuruluk derecesi aralığının artan kuruluk derecesiyle arttığı görülmektedir. Bu durumda, düşük kuruluk derecesinde ele alınan verilerin sabit olarak belirtilen kuruluk derecesinin karakteristiğini daha gerçeğe yakın olarak yansıttığı söylenebilir.

Tablo 36: Sabit soğutkan kuruluk derecelerinde basınç düşmesi ve kütle akısı değerleri (Mikrokanal 1)

%7			%12		
x (%)	G	ΔP	x (%)	G	ΔP
-	kg/m ² s	bar	-	kg/m ² s	bar
6.52	79.96	0.0003	10.21	90.11	0.0074
6.58	175.65	0.0170	11.35	156.33	0.0350
6.71	274.63	0.0570	11.54	125.99	0.0201
7.87	241.52	0.0561	11.81	130.42	0.0274
8.08	231.30	0.0508	12.92	151.01	0.0380
			13.95	115.54	0.0240

Şekil 57 incelendiğinde, birinci mikrokanal için, sabit kuruluk derecelerinde basınç düşmesinin kütle akısıyla arttığı görülmektedir. Bu sonuç literatür ile uyumlu ve beklenen bir sonuçtur. Daha yüksek sabit kalite değerlerinde aynı kütle akısı artışı daha fazla basınç düşmesi artışına sebep olmaktadır.



Şekil 51: Sabit soğutkan kuruluk derecesi için basınç düşmesine karşı kütle akısı grafiği (Mikrokanal 1)

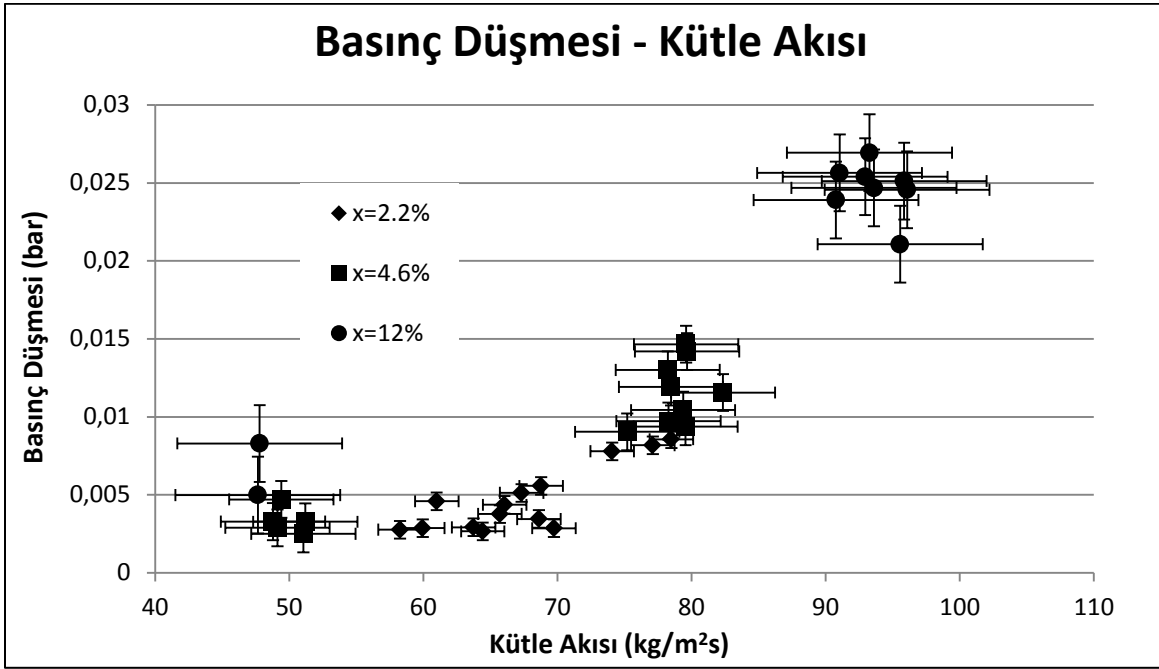
Mikrokanal 2

İkinci mikrokanal iki fazlı akış deney verileri %2.2, %4.6 ve %12 kuruluk değerlerinde ele alınmıştır. Tablo 37 bu kuruluk derecelerindeki verilerin kütle akısı ve basınç düşmesi değerlerini sergilemektedir. Şekil 52'de bu 5 farklı kuruluk derecesindeki deneylerde kütle akısına bağlı olarak basınç düşmesindeki değişim grafik üzerinde gösterilmiştir.

%2.2 kuruluk derecesinde artan kütle akışı ile basınç düşmesinde de artış meydana gelmektedir. %4.6 ve %12 kuruluk derecelerinde aynı eğilim görülmekte fakat eğilimlerinin ara kütle akısı değerlerinde yeterli deney verisi bulunmamaktadır. Şekil 52 farklı kuruluk derecelerinin izlediği eğilimlere bakılarak incelendiğinde aynı kütle akılarında yüksek kuruluk derecelerinde daha yüksek basınç düşmesi olduğu da anlaşılmaktadır. **Belli kütle akısı aralıkları incelendiğinde (ör. 40-60 kg/m²s), belirli bir kuruluk derecesinde (ör. x = %4.6), bazı veriler için, basınç düşmesinde kütle akısıyla azalma görülmektedir – bu durum teorik olarak bekleneni yansıtmamaktadır. Benzer durum diğer kanallar için elde edilen grafiklerde de nadir de olsa gözlemlenmiştir. Bu durumun ölçüm ve hesaplamalardan kaynaklanan ve hata çubuklarıyla gösterilen hatalardan kaynaklandığı düşünülmektedir.**

Tablo 37: Sabit soğutkan kuruluk derecelerinde kütle akısı ve basınç düşmesi değerleri
(Mikrokanal 2)

%2.2			%4.6			%12		
x (%)	G	ΔP	x (%)	G	ΔP	x (%)	G	ΔP
-	kg/m ² s	bar	-	kg/m ² s	bar	-	kg/m ² s	bar
1.16	69.73	0.0029	3.44	75.19	0.0090	11.25	96.06	0.0246
1.39	68.61	0.0035	3.49	78.26	0.0097	11.26	95.55	0.0211
1.57	64.41	0.0027	3.84	79.55	0.0094	12.53	95.85	0.0251
1.68	63.74	0.0029	4.01	82.34	0.0116	12.87	47.77	0.0083
1.85	65.70	0.0038	4.13	79.36	0.0104	12.93	47.64	0.0050
1.89	58.25	0.0028	4.46	79.65	0.0142	12.94	93.59	0.0247
2.00	59.94	0.0029	4.49	78.21	0.0130	13.07	92.94	0.0254
2.32	66.04	0.0044	4.50	78.45	0.0119	13.44	90.76	0.0239
2.50	67.32	0.0051	4.84	49.39	0.0047	13.48	93.26	0.0269
2.81	68.77	0.0056	5.18	79.58	0.0147	13.51	91.03	0.0256
2.99	78.48	0.0086	5.29	51.04	0.0025			
3.11	60.98	0.0046	5.42	51.19	0.0033			
3.22	77.10	0.0082	5.68	49.11	0.0029			
3.25	74.07	0.0078	5.72	48.77	0.0033			



Şekil 52: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için basınç düşmesinin kütle akısıyla değişimi (Mikrokanal 2)

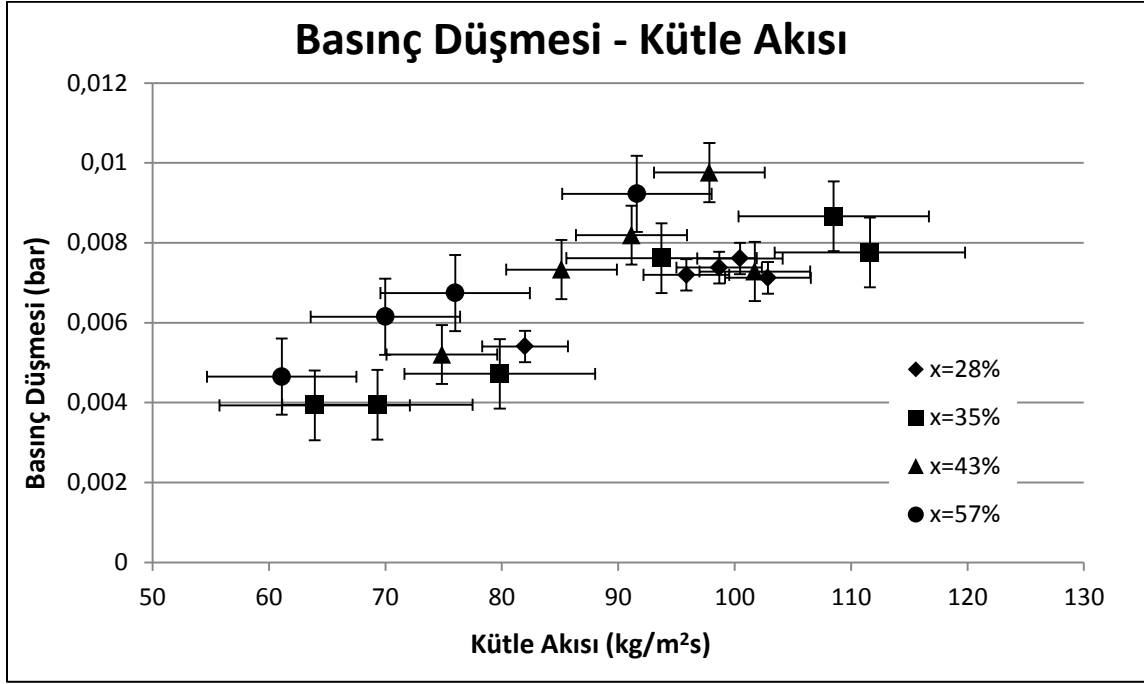
Mikrokanal 3

Üçüncü mikrokanal deney verileri bu kısımda %28, %35, %43 ve %57 kuruluk dereceleri için incelenecektir. Basınç düşmesi için incelenecek olan bu deneylerin ilgili özellikleri Tablo 38'de gösterilmiştir. Şekil 53'de ise belirtilen kuruluk dereceleri için kütle akısına bağlı basınç düşmesi grafiği verilmiştir.

Şekil 53'de sergilenen her 4 kuruluk derecesi değeri için de kütle akısındaki artışa bağlı olarak basınç düşmesinde bir artış eğilim görülmektedir. İncelenen kuruluk derecesi değeri yükseldikçe kütle akısındaki artışın daha yüksek basınç düşmelerinde aynı eğilimi yakaladığı dikkat çeken bir diğer noktadır.

Tablo 38: Sabit soğutkan kuruluk derecelerinde kütle akısı ve basınç düşmesi değerleri (Mikrokanal 3)

%28			%35			%43			%57		
x (%)	G	ΔP	x (%)	G	ΔP	x (%)	G	ΔP	x (%)	G	ΔP
-	kg/m ² s	bar	-	kg/m ² s	bar	-	kg/m ² s	bar	-	kg/m ² s	bar
27.39	102.85	0.0071	32.40	111.62	0.0078	41.63	85.12	0.0073	56.14	76.00	0.0067
29.61	81.99	0.0054	34.23	69.31	0.0039	41.87	101.72	0.0073	56.17	61.09	0.0047
29.78	100.46	0.0076	34.69	108.50	0.0087	41.91	74.85	0.0052	56.18	69.99	0.0062
30.34	95.85	0.0072	34.78	93.72	0.0076	45.43	91.14	0.0082	57.93	91.59	0.0092
30.42	98.67	0.0074	37.59	63.92	0.0039	46.00	97.82	0.0098			
			38.16	79.82	0.0047						



Şekil 53: Sabit soğutkan kuruluk dereceleri için basınç düşmesinin kütle akısıyla değişimi (Mikrokanal 3)

Mikrokanalların Karşılaştırılması

Bu kısımda 3 mikrokanalın basınç düşmesi için karşılaştırmada kullanılacak sabit kuruluk dereceleri her kanal için seçilmiş ve bu verilere bağlı kütle akısı ve basınç düşmesi özellikleri Tablo 39 ve Şekil 54'te sergilenmiştir.

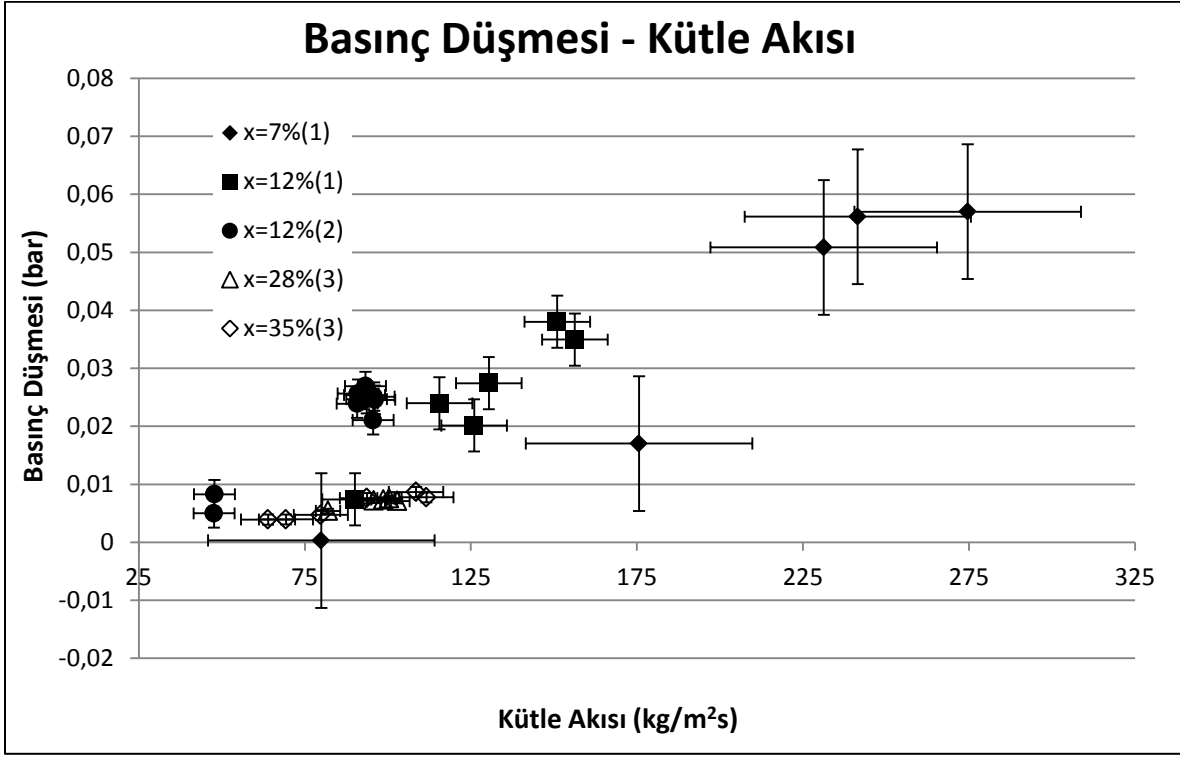
3 mikrokanalın da her kuruluk derecesinde artan kütle akısıyla basınç düşmesinde artış eğilimi gösterdiği görülmektedir. Birinci ve ikinci mikrokanal verileri Şekil 54'te %12 kuruluk derecesinde incelendiğinde ikinci mikrokanalın izlediği, artan kütle akısına karşılık basınç düşmesindeki artış eğiliminin aynı akı değerlerinde birinci mikrokanala göre daha yüksek basınç düşmesi değerlerinde seyrettiği gözlemlenmiştir.

Literatürde artan kuruluk derecesinin daha yüksek basınç düşmelerine neden olduğu ön görülmesine rağmen üçüncü mikrokanalın diğer mikrokanallardakilerden daha yüksek kuruluk derecelerinde takip ettiği kütle akısındaki artışa bağlı basınç düşmesindeki artış eğiliminin, aynı kütle akılarında diğer iki mikrokanaldan daha düşük değerlerde olduğu görülmüştür. Bu grafikteki veriler göz önüne alındığında, 3. mikrokanalın, yüksek kuruluk derecelerine rağmen düşük basınç düşmesine yol açması, bu mikrokanalın buzdolabı uygulamalarına en elverişli kanal olabileceği tezini güçlendirmiştir.

Tablo 39: Sabit soğutkan kuruluk derecesinde basınç düşmesi ile kütle akısı değerleri (Mikrokanal 1, 2 ve 3)

%7			%12			%12		
Mikrokanal 1			Mikrokanal 1			Mikrokanal 2		
x (%)	G	ΔP	x (%)	G	ΔP	x (%)	G	ΔP
-	kg/m ² s	bar	-	kg/m ² s	bar	-	kg/m ² s	bar
6.52	79.96	0.0003	10.21	90.11	0.0074	11.25	96.06	0.0246
6.58	175.65	0.0170	11.35	156.33	0.0350	11.26	95.55	0.0211
6.71	274.63	0.0570	11.54	125.99	0.0201	12.53	95.85	0.0251
7.87	241.52	0.0561	11.81	130.42	0.0274	12.87	47.77	0.0083
8.08	231.30	0.0508	12.92	151.01	0.0380	12.93	47.64	0.0050
			13.95	115.54	0.0240	12.94	93.59	0.0247
						13.07	92.94	0.0254
						13.44	90.76	0.0239
						13.48	93.26	0.0269
						13.51	91.03	0.0256

%28			%35		
Mikrokanal 3			Mikrokanal 3		
x (%)	G	ΔP	x (%)	G	ΔP
-	kg/m ² s	bar	-	kg/m ² s	bar
27.39	102.85	0.0071	32.40	111.62	0.0078
29.61	81.99	0.0054	34.23	69.31	0.0039
29.78	100.46	0.0076	34.69	108.50	0.0087
30.34	95.85	0.0072	34.78	93.72	0.0076
30.42	98.67	0.0074	37.59	63.92	0.0039
			38.16	79.82	0.0047



Şekil 54: Sabit soğutkan kuruluk derecesi için basınç düşmesinin kütle akısıyla değişimi (Mikrokanal 1, 2 ve 3)

4.2.2.2 Sabit Kütle Akısı

Bu başlık altında 3 mikrokanalın iki fazlı akış deneyleri sonucunda elde edilen verilerin sabit kütle akılarında kuruluk derecesiyle basınç düşmesi arasındaki ilişkileri incelenecektir.

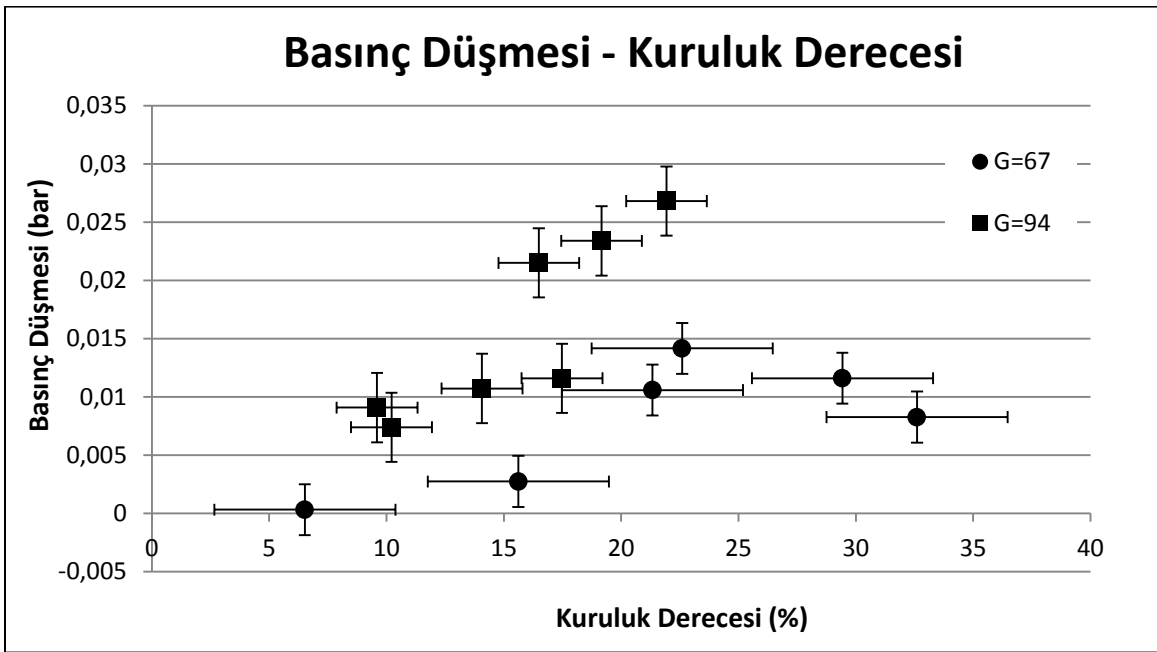
Mikrokanal 1

Bu kısımda birinci mikrokanal deney verileri 67 ve 94 kg/m²s sabit kütle akılarında ele alınacaktır. Bu sabit kütle akılarındaki verilerin karşılaştırılacakları özelliklerin değerleri Tablo 40'da verilmiştir. Şekil 55'te ise kuruluk derecesine göre basınç değişimleri grafik üzerinde gösterilmiştir.

67 ve 94 kg/m²s kütle akılarında basınç düşmesi kuruluk derecesiyle birlikte artmaktadır, bu beklenen bir sonuçtur. Ayrıca, basınç düşmesinde oluşan artış eğilimi yüksek kütle akısında, yani 94 kg/m²s'de daha fazladır.

Tablo 40: Sabit kütle akılarında basınç düşmesi ile kuruluk derecesi değerleri (Mikrokanal 1)

67			94		
G	x (%)	ΔP	G	x (%)	ΔP
kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar
51.19	32.61	0.0083	90.11	10.21	0.0074
58.63	15.62	0.0027	90.67	14.07	0.0107
63.40	29.43	0.0116	91.55	17.48	0.0116
74.86	21.33	0.0106	92.12	9.60	0.0091
79.96	6.52	0.0003	94.78	19.16	0.0234
80.63	22.60	0.0142	96.59	16.49	0.0215
			98.31	21.93	0.0268



Şekil 55: Sabit kütle akıları için basınç düşmesinin kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal 1)

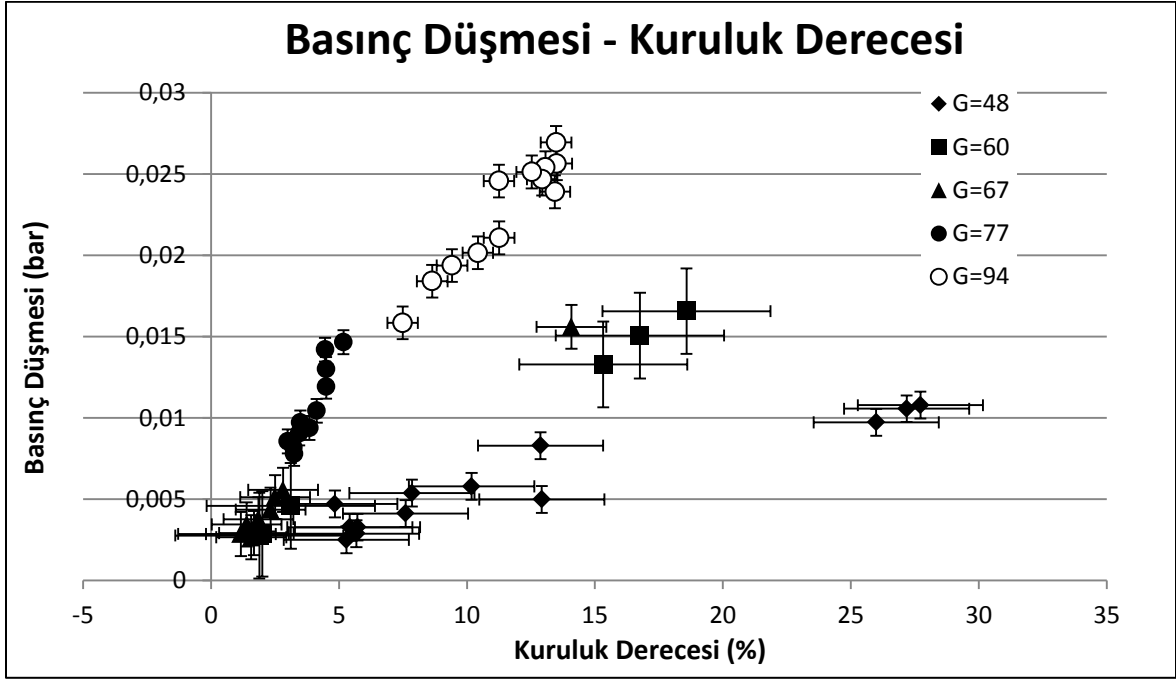
Mikrokanal 2

İkinci mikrokanalda deney verileri 48, 60, 67, 77 ve 94 kg/m²s olarak belirlenip bu değerlerdeki basınç düşmesi için yapılacak karşılaştırmalarda kullanılacak değerler Tablo 41'de verilmiştir. Şekil 56, belirlenmiş bu 5 farklı kütle akısı değeri için kuruluk derecesine göre basınç düşmesi eğilimlerinin görülebileceği grafiği içermektedir.

Tablo 41: Sabit kütle akılarında basınç düşmesi ve kuruluk derecesi değerleri (Mikrokanal 2)

48			60			67		
G	x (%)	ΔP	G	x (%)	ΔP	G	x (%)	ΔP
kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar
46.18	25.99	0.0097	58.25	1.89	0.0028	63.74	1.68	0.0029
46.94	27.18	0.0106	59.67	15.33	0.0133	64.34	14.08	0.0156
47.27	7.60	0.0041	59.94	2.00	0.0029	64.41	1.57	0.0027
47.27	7.85	0.0054	60.49	18.58	0.0166	65.70	1.85	0.0038
47.32	27.72	0.0108	60.98	3.11	0.0046	66.04	2.32	0.0044
47.64	12.93	0.0050	61.44	16.76	0.0151	67.32	2.50	0.0051
47.77	12.87	0.0083				68.61	1.39	0.0035
48.77	5.72	0.0033				68.77	2.81	0.0056
49.01	10.18	0.0058				69.73	1.16	0.0029
49.11	5.68	0.0029						
49.39	4.84	0.0047						
51.04	5.29	0.0025						
51.19	5.42	0.0033						

77			94		
G	x (%)	ΔP	G	x (%)	ΔP
kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar
74.07	3.25	0.0078	90.76	13.44	0.0239
75.19	3.44	0.0090	91.03	13.51	0.0256
77.10	3.22	0.0082	92.94	13.07	0.0254
78.21	4.49	0.0130	93.26	13.48	0.0269
78.26	3.49	0.0097	93.59	12.94	0.0247
78.45	4.50	0.0119	94.45	10.43	0.0202
78.48	2.99	0.0086	95.55	11.26	0.0211
79.36	4.13	0.0104	95.79	9.41	0.0194
79.55	3.84	0.0094	95.85	12.53	0.0251
79.58	5.18	0.0147	96.00	8.64	0.0184
79.65	4.46	0.0142	96.06	11.25	0.0246
			96.58	7.49	0.0158



Şekil 56: Sabit kütle akıları için basınç düşmesinin kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal 2)

Şekil 56'daki grafikte görüldüğü üzere incelenen 5 kütle akısında da kuruluk derecesine bağlı olarak basınç düşmesinde doğru orantılı doğrusal bir ilişkinin olduğu görülmektedir. 48, 60 ve 67 $\text{kg/m}^2\text{s}$ kütle akılarında belli kuruluk derecesi aralıklarında veri sahibi olunmamasına karşın eldeki veriler kuruluk derecesi ile basınç düşümü arasındaki bu doğru orantılı ilişkinin tespiti için yeterli olmuştur. 48, 60 ve 67 $\text{kg/m}^2\text{s}$ kütle akıları birlikte incelendiğinde artan kütle akısına bağlı olarak hem aynı kuruluk derecelerinde daha yüksek basınç düşmeleri elde edildiği, hem de aynı kuruluk derecesi artışına bağlı daha büyük basınç düşmeleri meydana geldiği görülmektedir. Fakat aynı kuruluk derecesi aralıklarında değerlendirilemeseler de 77'den 94 $\text{kg/m}^2\text{s}$ kütle akısına geçildiğinde eldeki veriler doğrultusunda artan kuruluk derecesine bağlı olarak basınç düşmesinde daha az artış eğilimi görülmektedir.

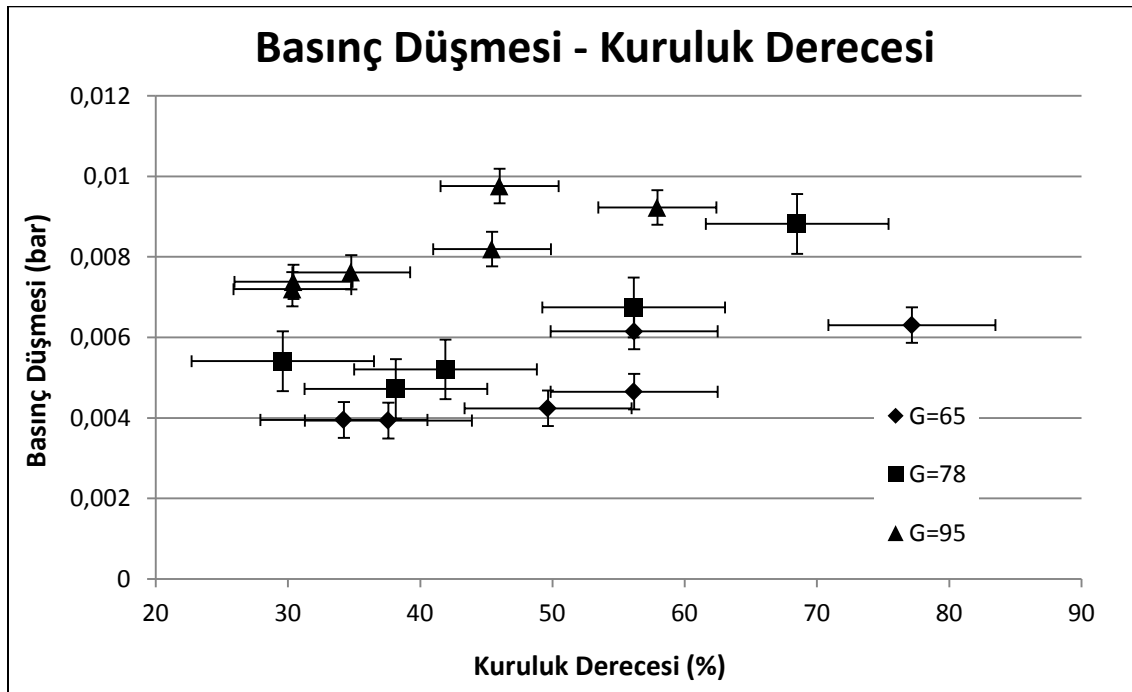
Mikrokanal 3

Üçüncü mikrokanal için deney verileri 65, 78 ve 95 $\text{kg/m}^2\text{s}$ kütle akılarında değerlendirilmiştir. Bu akılardaki basınç düşmesi için yapılacak inceleme için gerekli deney verisi bilgileri Tablo 42'de sunulmuştur. Şekil 57'deki grafik bu akılardaki kuruluk derecesine bağlı basınç düşmesi değişimini göstermektedir.

Şekil 57'deki grafik incelendiğinde tüm kütle akılarında kuruluk derecesindeki artışa karşılık basın düşmesinde benzer bir artış eğilimi olduğu görülmüştür. Aynı kuruluk dereceleri için veriler incelendiğinde artan kütle akısının basınç düşmesinde de bir artışa yol açtığı görülmektedir. Bu sonuç, literatürle uyumludur.

Tablo 42: Sabit kütle akılarında basınç düşmesi ve kuruluk derecesi değerleri (Mikrokanal 3)

65			78			95		
Kütle Akısı	x (%)	ΔP	Kütle Akısı	x (%)	ΔP	Kütle Akısı	x (%)	ΔP
kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar
60.02	77.18	0.0063	74.85	41.91	0.0052	91.14	45.43	0.0082
61.09	56.17	0.0047	76.00	56.14	0.0067	91.59	57.93	0.0092
63.92	37.59	0.0039	76.75	68.50	0.0088	93.72	34.78	0.0076
64.14	49.66	0.0042	79.82	38.16	0.0047	95.85	30.34	0.0072
69.31	34.23	0.0039	81.99	29.61	0.0054	97.82	46.00	0.0098
69.99	56.18	0.0062				98.67	30.42	0.0074



Şekil 57: Sabit kütle akıları için basınç düşmesinin kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal 3)

Mikrokanalların Karşılaştırılması

Bu kısımda 3 mikrokanal için karşılaştırma yapılabilecek sabit kütle akılarına karşılık gelen kuruluk dereceleri ve basınç düşümleri arasındaki ilişki incelenmiştir. Bu kısımda incelenecek 3 mikrokanalın deney verileri Tablo 43 ve Şekil 58'de görülebilir.

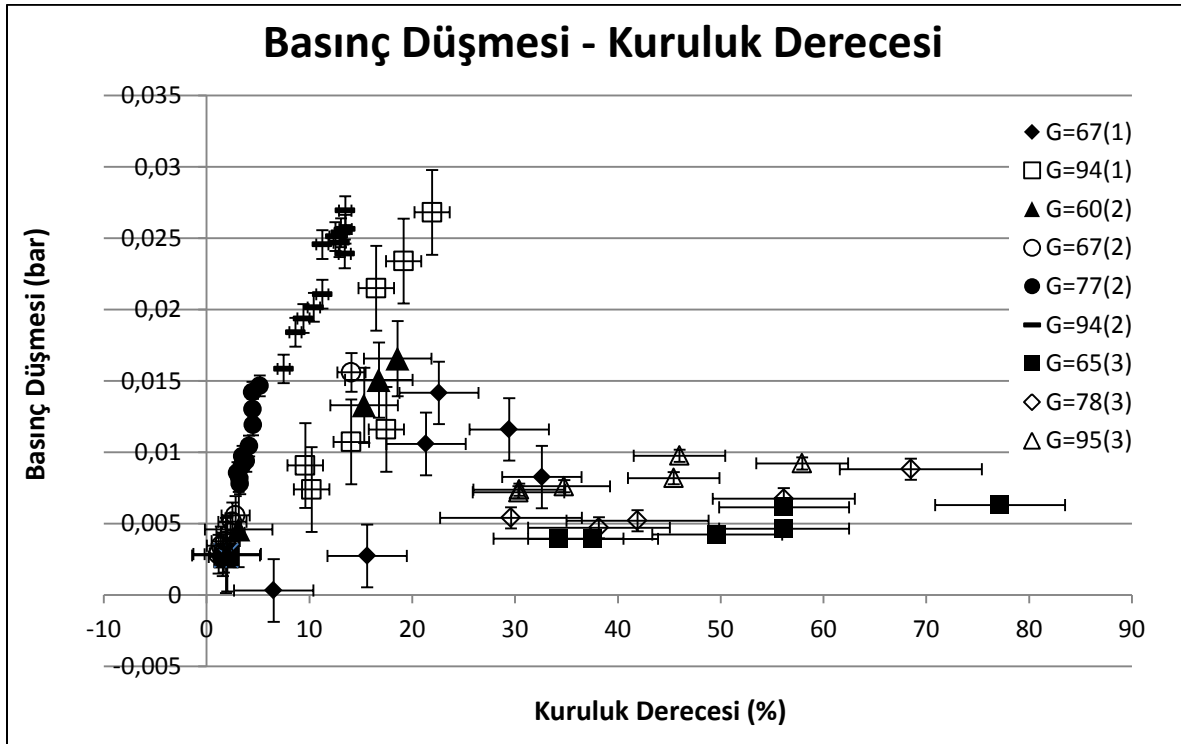
Tablo 43: Sabit kütle akıları için basınç düşmesi ve kuruluk derecesi değerleri
(Mikrokanal 1, 2 ve 3)

67			94			60		
Mikrokanal 1			Mikrokanal 1			Mikrokanal 2		
G	x (%)	ΔP	G	x (%)	ΔP	G	x (%)	ΔP
kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar
51.19	32.61	0.0083	90.11	10.21	0.0074	58.25	1.89	0.0028
58.63	15.62	0.0027	90.67	14.07	0.0107	59.67	15.33	0.0133
63.40	29.43	0.0116	91.55	17.48	0.0116	59.94	2.00	0.0029
74.86	21.33	0.0106	92.12	9.60	0.0091	60.49	18.58	0.0166
79.96	6.52	0.0003	94.78	19.16	0.0234	60.98	3.11	0.0046
80.63	22.60	0.0142	96.59	16.49	0.0215	61.44	16.76	0.0151
			98.31	21.93	0.0268			

67			77			94		
Mikrokanal 2			Mikrokanal 2			Mikrokanal 2		
G	x (%)	ΔP	G	x (%)	ΔP	G	x (%)	ΔP
kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar
63.74	1.68	0.0029	74.07	3.25	0.0078	90.76	13.44	0.0239
64.34	14.08	0.0156	75.19	3.44	0.0090	91.03	13.51	0.0256
64.41	1.57	0.0027	77.10	3.22	0.0082	92.94	13.07	0.0254
65.70	1.85	0.0038	78.21	4.49	0.0130	93.26	13.48	0.0269
66.04	2.32	0.0044	78.26	3.49	0.0097	93.59	12.94	0.0247
67.32	2.50	0.0051	78.45	4.50	0.0119	94.45	10.43	0.0202
68.61	1.39	0.0035	78.48	2.99	0.0086	95.55	11.26	0.0211
68.77	2.81	0.0056	79.36	4.13	0.0104	95.79	9.41	0.0194
69.73	1.16	0.0029	79.55	3.84	0.0094	95.85	12.53	0.0251
			79.58	5.18	0.0147	96.00	8.64	0.0184
			79.65	4.46	0.0142	96.06	11.25	0.0246
						96.58	7.49	0.0158

Tablo 43 (devamı)

65			78			95		
Mikrokanal 3			Mikrokanal 3			Mikrokanal 3		
G	x (%)	ΔP	G	x (%)	ΔP	G	x (%)	ΔP
kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar	kg/m ² s	-	bar
60.02	77.18	0.0063	74.85	41.91	0.0052	91.14	45.43	0.0082
61.09	56.17	0.0047	76.00	56.14	0.0067	91.59	57.93	0.0092
63.92	37.59	0.0039	76.75	68.50	0.0088	93.72	34.78	0.0076
64.14	49.66	0.0042	79.82	38.16	0.0047	95.85	30.34	0.0072
69.31	34.23	0.0039	81.99	29.61	0.0054	97.82	46.00	0.0098
69.99	56.18	0.0062				98.67	30.42	0.0074



Şekil 58: Sabit kütle akıları için basınç düşmesinin kuruluk derecesiyle değişimi (Mikrokanal 1, 2 ve 3)

Şekil 58'de her mikrokanal kendi içinde ele alındığında artan kütle akısının grafikte daha dik eğimlere yol açtığı yani artan kuruluk derecelerine karşılık basınç düşümlerinde daha fazla artışa neden olduğu anlaşılmaktadır. İlk iki mikrokanal 67 kg/m²s ve üçüncü mikrokanal 65 kg/m²s kütle akısında birlikte incelendiğinde kuruluk derecesindeki artışa karşılık basınç düşmesinde sahip olunan artış eğiliminde, 3. mikrokanalın en düşük seviyede olduğu görülmüştür.

Birinci ve ikinci mikrokanallar $94 \text{ kg/m}^2\text{s}$, üçüncü mikrokanal $95 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütle akılarında birlikte değerlendirildiğinde de kuruluk derecesi basınç düşmesi ilişkisindeki eğilimler kanallara göre 2., 1. ve 3. mikrokanal şeklinde sıralanmıştır. Birinci kanalın $77 \text{ kg/m}^2\text{s}$, üçüncü mikrokanalın $78 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütle akısındaki eğilimlerine bakarak da kanallar arasındaki bu sıralamanın bozulmadığı anlaşılmaktadır. Bütün grafik değerlendirildiğinde, sabit kuruluk derecesindeki sonuçlarla paralel olarak, 3. mikrokanalın yüksek kütle akılarında bile diğer iki mikrokanaldan daha düşük basınç düşmesine sebep olduğu, üstelik bu durumun yüksek kuruluk derecelerinde de geçerli olduğu tespit edilmiştir. Basınç düşmesi göz önüne alındığında da incelenen mikrokanallar arasında 3. mikrokanal buzdolabı uygulamaları için en uygun mikrokanal olarak gözükmektedir.

5. Sonuçlar ve neriler

Bu projenin ilk kısmında, iki fazlı R134a akışkanıyla akış ve ısı transferi yapılabilmesi için bir deney düzeneğinin tasarımı ve kurulumu anlatılmıştır. Daha sonra düzeneğın 1.65 mm çapında bakır bir mikroboru ile doğrulanma testleri sunulup ardından üç farklı geometride mikrokanalla yapılan testler verilmiştir.

Tasarımdan kurulum aşamasına kadar, düzenek ile ilgili detaylı bilgiler verilmiştir; cihazlar, cihazların yerleşimi ve çalışma prensipleri, çalışma koşulları ve akış sırası detaylı bir biçimde anlatılmıştır. Mikroboru test verilerinin sunumundan sonra hesaplamalar yapılmış ve elde edilen bulgular literatürde varolan teorik ve deneysel bazı çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Düzeneğın doğrulanmasından sonra mikrokanal deneylerine geçilmiştir.

Üç farklı geometrideki mikrokanalda R134a akışkanı kullanılarak yapılan iki fazlı akış deneyleri sonucu deneyleri yapılan üç mikrokanal arasında mikrokanal ısı transferi ve basınç düşme performansları açısından varılan sonuçlar ve projenin genel değerlendirmesi aşağıdaki gibi özetlenebilir.

1. Isı transferi katsayısı için yapılan değerlendirmeler üçüncü mikrokanalda diğer iki mikrokanaldan daha yüksek ısı transferi katsayıları elde edildiğini göstermiştir.
2. %12 kuruluk derecesinde sabit bir kütle akısı için ikinci mikrokanalda birinci mikrokanala göre daha yüksek ısı transferi katsayıları elde edildiği görülmüştür.
3. Birinci ve ikinci mikrokanal ısı transferi katsayısı karşılaştırması, yaklaşık ortalama %0-12 kuruluk derecelerinde özellikle 60-67 kg/m²s'de ve %7-22 kuruluk derecelerinde 94 kg/m²s kütle akısında ikinci mikrokanalda daha yüksek ısı transferi katsayıları elde edildiğini göstermiştir.
4. Üç mikrokanalın deney verileri arasında yapılan basınç düşmesi değerlendirmeleri basınç düşmesinin her mikrokanalda artan kütle akısı ve artan kuruluk derecesiyle arttığını göstermiştir. Ayrıca aynı kütle akısı veya aynı kuruluk derecesi artışlarında ikinci mikrokanalda en büyük basınç düşmesi meydana geldiği görülmüş olup basınç düşmesi büyüklüğünde ikinci mikrokanalı sırasıyla birinci ve üçüncü mikrokanal takip etmiştir.
5. Mikrokanallar için uygulanan iki fazlı akış deneyleri, yüzey pürüzlülüğündeki artışın basınç düşmesinde tahmin edilen aksine artışa neden olmadığını (üçüncü mikrokanal), çalışılan deney koşullarında mikrokanal içerisindeki iki fazlı akıştaki basınç düşmesinde artışa neden olan kabarcık oluşumunun basınç artışındaki etkisini azaltmış olduğunu göstermiştir.
6. Diğer mikrokanallara göre daha büyük hidrolik çapa sahip ikinci mikrokanalda aynı debiye karşılık daha düşük kütle akıları elde edilmiştir. Örneğın birinci mikrokanalda 2.8 g/s debi değeri 137 kg/m²s kütle akısına karşılık gelmekteyken ikinci mikrokanalda 3.2 g/s debi değeri 48 kg/m²s'ye ve üçüncü mikrokanalda 2.3 g/s lik debi 65 kg/m²s kütle akısına karşılık gelmektedir. Bu kütle akı değerlerinde mikrokanallarda ölçülen en yüksek basınç düşmesi değerleri, birinci kanal için 0.0380 bar, ikinci için 0.0166 bar ve üçüncü kanal için 0.0087 bar olmuştur. Kanalların kütle akılarına karşılık basınç düşmelerindeki karşılaştırmaların tersine debi değerleri için yapılacak değerlendirme aynı debide ikinci kanalın birinci kanaldan daha düşük basınç düşmesine sahip olacağını işaret etmektedir. Bu sebeple de ikinci mikrokanal ısı transferi katsayısındaki avantajı ve aynı debi değerlerindeki düşük basınç düşmesine sahip oluşuyla birinci mikrokanala göre üstünlük sağlamaktadır.

7. Üçüncü mikrokanal basınç düşmesi için ele alındığında da ısı tansfer katsayısında olduğu gibi en ideal kanal olarak gözükmektedir. Elde edilen bu sonuç Arçelik A.Ş. için uygulamada faydalı olacaktır.
8. Her ne kadar Arçelik A.Ş. araştırmacıları projede öngörülen CFD analizleriyle uygun mikrokanalları belirleme çalışmasını tamamlamamış olsa da, firma kendileri uygun gördükleri mikrokanalları tespit ve temin etmiş, ve bu kanalların karşılaştırması açısından amaçlarına ulaşmışlardır; sonuçlar firma için de tatminkardır.
9. Biri ulusal, ikisi uluslararası konferansta üç tebliğ çıkmıştır. Tebliğlerde TÜBİTAK desteğine teşekkür edilmiştir. Projede çalışan iki yüksek lisans öğrencisi de mezun olup doktora çalışmalarına başlamışlardır. Öğrencilerin her biri ayrıca çalışmalarını derledikleri birer makale hazırlamaktadır.

Bu çalışmada elde edilen bulgular ışığında geleceğe yönelik planlar ve öneriler aşağıda sunulmaktadır.

1. Projede elde edilen mikrokanal verileri kullanılarak literatürdeki benzer koşullar için sunulmuş ısı transferi katsayısı eşilişkilerindeki deneysel katsayılar modifiye edilerek bu eşilişkiler mevcut deney verilerine uyarlanacaktır.
2. Proje süresince deneylerde yaşanan bazı sıkıntılar ve zaman sınırlaması nedeniyle yeterli sayıda veri alınamadığı düşünülmüştür. Verilerin yetersiz ya da hatalı olduğu durumlar için deneyler tekrarlanarak yeni eşilişkiler türetilmeye çalışılacaktır.
3. Arçelik A.Ş. tarafında yeterli ve detaylı bir şekilde yapılmayan CFD analizlerini, çalışmayı eksik bırakmamak adına yeni başlayan bir yüksek lisans öğrencisi bilimsel çalışma olarak yürütecektir.
4. Yurt dışında bir firmadan temin edilen çok sayıda mikrokanal numunesi bir başka yeni yüksek lisans öğrencisi tarafından test edilecek ve sonuçlar mevcut çalışmadaki kanalların sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır. Bu yüksek lisans öğrencisi yeni mikrokanallar için bağlantı parçası ve gövde tasarımlarına başlamıştır.
5. Proje yürütücüsü nanoakışkanlarla borularda zorlanmış taşınım ile ısı transferinin incelendiği yeni bir TÜBİTAK projesinde araştırmacıdır. Mevcut deney düzeneğinin nanoakışkanların test edilmesi için modifiye edilerek ileride nanoakışkanlarla deneysel çalışmaların yapılması planlanmaktadır.
6. Mevcut deney düzeneği ayrıca tek fazlı soğutkan akışında laminar ve türbülanslı akımda zorlanmış taşınım ile ısı transferi deneyleri için de kullanılabilir. Deneylerde benzer özellik gösteren farklı akışkanlar kullanılabilir; ya da akışkan özelliklerinin çok değişmesi durumunda düzenekteki bazı cihazlar modifiye edilerek veya değiştirilerek de deneyler yapılabilir. Ancak tek fazlı akışta sabit duvar sıcaklığı sınır koşulunu sağlamak oldukça zor olacağından sabit duvar ısı akısı sınır koşulu kullanılması gerekebilir.
7. İki fazlı akış denklemleri mevcut deney koşullarında sayısal metotla çözülerek deney sonuçlarıyla karşılaştırılabilir.

Bu projede yapılan çalışmalar sonucunda iki fazlı soğutkan akışında kaynama konusunu özellikle deneysel çalışma avantajları açısından iyi bilen bir grup oluşmuştur. Gelecekte yapılacak çalışmalarımızda bu gruba yeni araştırmacılar da katılacak, ve uzun ve zahmetli bir süreçle hazırlanan deney düzeneği daha birçok bilimsel araştırmada kullanılacaktır.

6. Referanslar

AGOSTINI, B., Bontemps, A., Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 26, 296-306, (2005).

BEJAN, A., *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, (1988). Pp. 239-263.

BERTSCH, S.S., Groll, E.A., Garimella, S.V., Effects of heat flux, mass flux, vapor quality, and saturation temperature on boiling heat transfer in microchannels, *Int. J. Multiphase Flow*, 35, 142-154, (2008/11).

BERTSCH, S.S., Groll, E.A., Garimella, S.V., Refrigerant flow boiling heat transfer in parallel microchannels as a function of local vapor quality, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 51, 4775-4787, (2008/04).

BERTSCH, S.S., Groll, E.A., Garimella, S.V., *A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 2110-2118, (2009).

CHOI, K.I., Pamitran, A.S., Oh, C.Y., Oh, J.T., Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO₂ in horizontal smooth minichannels, *Int. J. Refrigeration*, 30, 1336-1346, (2007).

DE ROSSI, F., Mauro, A.W., Rosato, A., Local heat transfer coefficients and pressure gradients for R-134a during flow boiling at temperatures between -9°C and +20°C, *Energy Conversion and Management*, 50, 1714-1721, (2009).

DJORDJEVIC, E., Kabelac, S., Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 31, 1-19, (2006).

IN, S., Jeong, S., Flow boiling heat transfer characteristics of R123 and R134a in a microchannel, *Int. J. Multiphase Flow*, 35, 987-1000, (2009).

JUNG, J.Y., Kwak, H.Y., Fluid flow and heat transfer in microchannels with rectangular cross section, *Heat Mass Transfer*, 44, 1041-1049, (2007).

KAKAÇ, S. and Liu, H., *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC, Florida, (2002).

KANDLIKAR, S.G., Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 389-407, (2002).

KANDLIKAR, S.G., Heat transfer mechanisms during flow boiling in microchannels, *ASME Journal of Heat Transfer*, 126, 8-16, (2004).

LI, W., Wu, Z., A general correlation for evaporative heat transfer in micro/mini-channels, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 53, 1778-1787, (2010).

LIU, D., Garimella, S.V., Flow Boiling Heat Transfer in Microchannels, *ASME Journal of Heat Transfer*, 129, 1321-1332, (2008).

LIU, J.T., Peng, X.F., Yan, W.M., Numerical study of fluid flow and heat transfer in microchannel cooling passages, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 50, 1855-1864, (2006).

MATKOVIC, M., Cavallini, A., Col, D.D., Rossetto, L., Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 52, 2311-2323, (2009).

- MORINI, G., L., Viscous heating in liquid flows in micro-channels, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 48, 3637-3647, (2005).
- ONG, C.L., Thome, J.R., Flow boiling heat transfer of R134a, R236fa and R245fa in a horizontal 1.030 mm circular channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33, 651-663, (2009).
- PARK, H.S., Punch, J., Friction factor and heat transfer in multiple microchannels with uniform flow distribution, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 51, 4535-4543, (2008).
- PARK, J.E., Thome J.R., Critical heat flux in multi-microchannel copper elements with low pressure refrigerants, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 53, 110-122, (2010).
- QU, W., Mudawar, I., Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks – 1. Experimental investigation and assessment of correlation methods, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 46, 2755-2771, (2003).
- REVELLIN, R., Mishima, K., Thome, J.R., Status of prediction methods for critical heat fluxes in mini and microchannels, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 30, 983-992, (2009).
- REVELLIN, R., Thome, J.R., Experimental investigation of R-134a and R-245fa two-phase flow in microchannels for different flow conditions, *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, 28, 63-71, (2007).
- SAITOH, S., Daiguji, H., Hihara, E., Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 48, 4973-4984, (2005).
- SHIFERAW, D., Karayiannis, T.G., Kenning, D.B.R., Flow boiling in a 1.1 mm tube with R134a: Experimental results and comparison with model, *Int. J. Thermal Sciences*, 48, 331-341, (2009).
- SONNTAG, R., E., Borgnakke, C., Van Wylen, G., J., *Fundamentals of Thermodynamics*, Vol: 6, Wiley, Phoenix, (2003).
- SUN, L., Mishima, K., Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels, *Int. J. Multiphase Flow*, 35, 47-54, (2008).
- TEKİN, B., *Experimental Investigation of R134a Flow in a 1.65 mm Copper Minutube*, (Yüksek Lisans Tezi), ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü, (2011).
- TIBIRIÇÀ, C.B., Ribatski, G., Flow boiling heat transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm tube, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 53, 2459-2468, (2010).
- TUCKERMAN, D.B., Pease, R.F., Optimized convective cooling using micromachined structure, *Journal of the Electrochemical Society*, 129(3), C98, (1982).
- YAN, Y.Y., Lin, T.F., Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small-pipe, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 41, 4183-4194, (1998).
- YARIN, L.P., Ekelchik, L.A., Hetsroni, G., Two-phase laminar flow in a heated microchannels, *Int. J. Multiphase Flow*, 28, 1589-1616, (2002).

7. Ekler

EK A: DENEY DÜZENEGİNDE KULLANILAN CİHAZLARIN ÖZELLİKLERİ

A.1 SOĞUTMA BANYOSU

Banyo her iki çevrimdeki akışkanların şartlandırılması için kullanılmıştır.

Firma adı: Cole Parmer

Katalog numarası: KH-13500-30

A.2 DİJİTAL DİŞLİ POMPA SİSTEMİ

Bu pompa soğutkanın çevrimi ve debisini ayarlamak için kullanılmıştır.

Firma adı: Cole Parmer

Katalog numarası: KH-74014-55

A.3 MİKRO- AKIŞÖLÇER

Mikro-akışölçer soğutkanın debisini ölçmek için kullanılmaktadır. Coriolis tip bir akışölçerdir.

Firma adı: Rheonik

Akışölçer Modeli: RHM 04 Universal Coriolis Kütle Akışölçeri

Transmitter Modeli: RHE 08 Rheonik gelişmiş transmitterleri

A.4 CAM TÜP

Cam tüp ilk tasarımda test kısmında kullanılmak için seçilmiştir, ancak “Değişiklikler” kısmında anlatılan nedenler ve sorunlar yüzünden değiştirilmiştir.

Firma adı: Cole Parmer

Katalog numarası: KH-34742-00

A.5 MUTLAK BASINÇ TRANSDÜSERİ

Mutlak basınç transdüserleri her iki çevrimde de basınç ölçümü yapmak için kullanılmaktadır.

Firma adı: Cole Parmer

Katalog numarası: KH-68347-40

A.6 RTD PROBU

RTD'ler belirlenen yerlerde akışın içine girerek akışkanların sıcaklıklarını ölçmek için kullanılmaktadır.

Firma adı: Cole Parmer

Katalog numarası: KH-08117-80

A.7 THERMOCOUPLE WIRE

Isıl çiftler akışkanların içinden geçtiği boruların yüzeylerinden sıcaklık ölçmek için kullanılmaktadır.

Firma adı: Cole Parmer

Katalog numarası: KH-08542-04

A.8 ROTAMETRE

Rotametreler su kısmında iki ayrı yerde su debisini ölçmek için kullanılmaktadır.

Firma adı: Cole Parmer

Katalog numarası: EW-32205-02 (KH-32205-02)

A.9 FARK BASINÇ TRANSDÜSERİ

Fark basınç transdüseri test kısmında soğutkanın basıncındaki düşmeyi okumak için kullanılmaktadır.

Firma adı: Cole Parmer

Katalog numarası: KH-68071-56

A.10 DC GÜÇ KAYNAĞI

DC güç kaynağı basınç transdüserlerine doğru akım elektrik sağlamak için kullanılmaktadır.

Firma adı: MCH Technic

Katalog numarası: MCH 305D-2 DC Güç kaynağı

A.11 VERİ TOPLAMA SİSTEMİ

Veri toplama sistemi basınç transdüserlerinden, RTD'lerden ve ısı çiftlerinden gelen basınç ve sıcaklık değerlerini toplamak ve bilgisayar arayüzüne aktarmak için kullanılmaktadır.

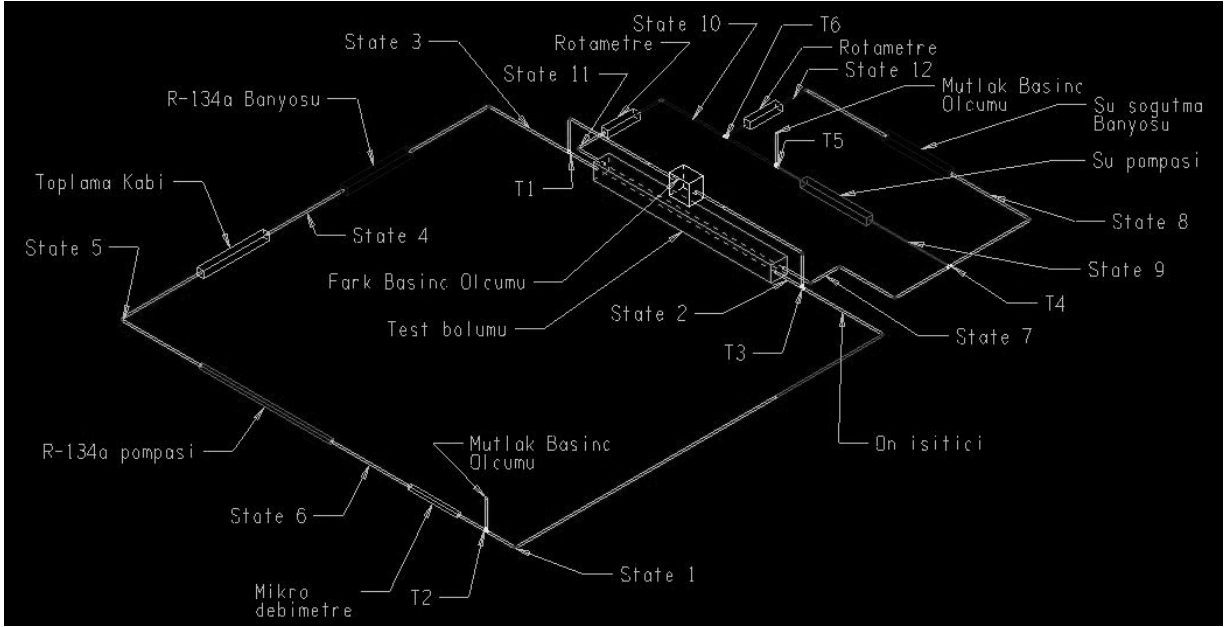
Firma adı: Agilent

Katalog numarası: 34970A Veri Toplama Ünitesi

Katalog numarası: 34901A 20-Kanal Multiplexer + 2 Akım kanalı Modülü

(Bütünleşik ısı çift bağlantısı)

EK B: DENEY DÜZENEGİNİN ÖN TASARIM TASLAĞI



Şekil B.1: Deney düzeneğinin ön tasarım taslağı

EK C: DENEY DÜZENEGİNİN ÖN TASARIM BAĞLANTILARI

Tablo C.1: Düzenek kurulumu için gereken boru ve hortumlar

Boru (çap)	Uzunluk (mm)
1/8" boru	350
1/4" boru	5800
1/4" hortum	2000

Tablo C.2: Dirsek ve T-bağlantıları

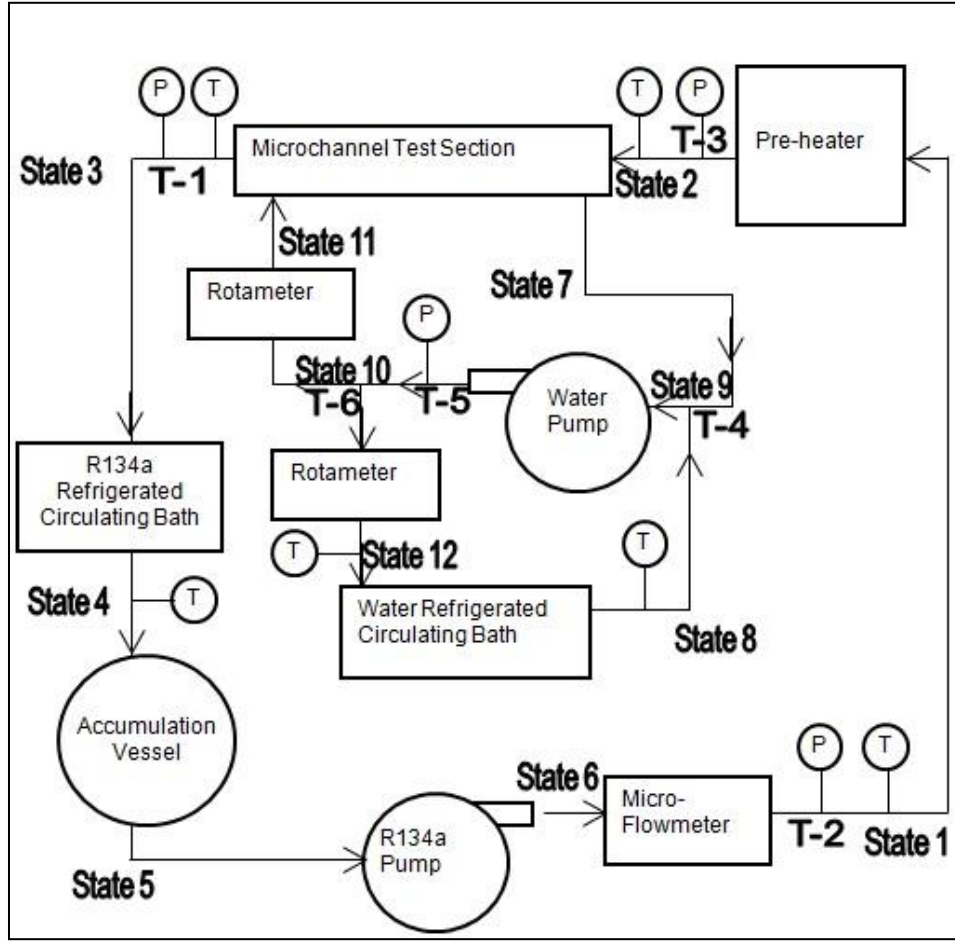
Dirsek ve T-bağlantıları	#
1/4" NPT (M) pipe (1000 mm)	1
1/4" NPT (F) * 1/4" tube elbow	4
1/4" NPT (F) * 1/4" NPT (F) elbow	7
(2) 1/4" NPT (F) * (1) 1/4" NPT (M) T-connection	1
(3) 1/4" NPT (F) T-connection	3
(2) 1/4" NPT (F) * (1) 1/8" NPT (F) T-connection	1
(1) 1/4" NPT (F) * (1) 1/4" NPT (M) * (1) 1/8" NPT (F) T-connection	1

Tablo C.3: Soğutkan (R-134a) çevrimi boru ve bağlantı parçaları (Yerler için bkz. Şekil C.1)

Yer	Malzeme
T1_3	1/4" NPT (M) pipe (300 mm)
3	1/4" NPT (F) * 1/4" tube elbow
3_bath	1/4" tube (300 mm)
4	1/4" tube (300 mm)
4_5	1/4" tube (300 mm)
5	1/4" NPT (F) * 1/4" tube elbow
5_6	1/4" NPT (M) pipe (300 mm)
6	1/4" NPT (M) pipe (300 mm)
6_T2	1/4" NPT (M) pipe (100 mm)
T2	(2) 1/4" NPT (F) * (1) 1/4" NPT (M) T-connection
T2-P	1/4" NPT (F) pipe (100 mm)
T2_1	1/4" NPT (M) pipe (100 mm)
1	1/4" NPT (F) * 1/4" NPT (F) elbow
pipe (1_2)	1/4" NPT (M) pipe (1000 mm)
elbow (1_2)	1/4" NPT (F) * 1/4" NPT (F) elbow
elbow_2	1/4" NPT (M) pipe (300 mm)
T3	(3) 1/4" NPT (F) T-connection
T3_elbow (DPT inlet)	1/4" NPT (M) pipe (100 mm)
elbow (DPT inlet)	1/4" NPT (F) * 1/4" NPT (F) elbow
DPT inlet_DPT	1/4" NPT (M) pipe (300 mm)
DPT_DPT exit	1/4" NPT (M) pipe (300 mm)
elbow (DPT exit)	1/4" NPT (F) * 1/4" NPT (F) elbow
elbow_T1	1/4" NPT (M) pipe (300 mm)
T1	(3) 1/4" NPT (F) T-bağlantısı
test_T1	1/4" NPT (M) pipe (100 mm)
T2_test	1/4" NPT (M) pipe (100 mm)

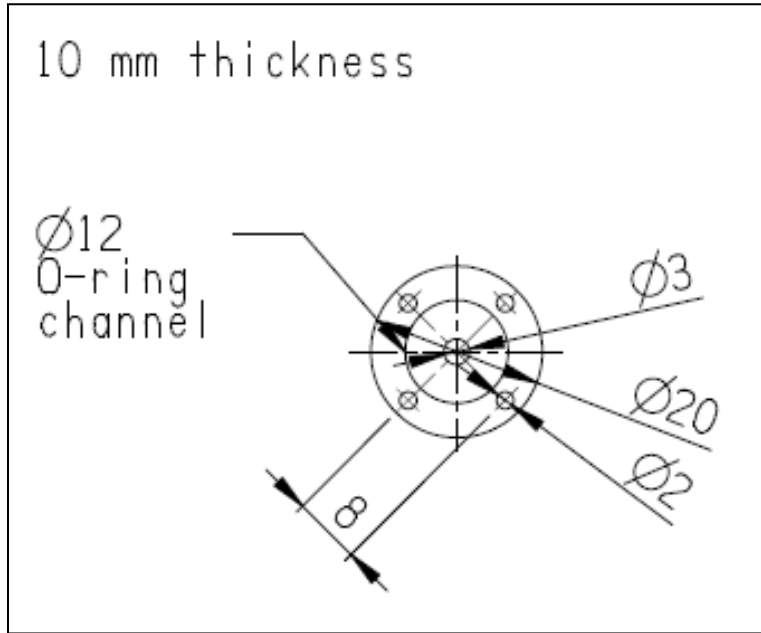
Tablo C.4: Su çevrimi borular ve bağlantı parçaları (Yerler için bkz. Şekil C.1)

Yer	Malzeme
test_7	1/4" NPT (M) pipe (100 mm)
7	1/4" NPT (F) * 1/4" NPT (F) elbow
7_9 pipe	1/4" NPT (M) pipe (200 mm)
7_9 elbow	1/4" NPT (F) * 1/4" NPT (F) elbow
7_9 pipe2	1/4" NPT (M) pipe (200 mm)
9 (T4)	(2) 1/4" NPT (F) * (1) 1/8" NPT (F) T-connection
9_8	1/4" NPT (M) pipe (300 mm)
8	1/4" NPT (F) * 1/4" tube elbow
8_bath	1/4" tube (300 mm)
bath_12	1/4" tube (300 mm)
12	1/4" NPT (F) * 1/4" tube elbow
12_rotameter	1/4" NPT (M) pipe (300 mm)
rotameter_10	1/4" NPT (M) pipe (300 mm)
9_pump	1/8" NPT (M) pipe (300 mm)
pump_T5	1/8" NPT (M) pipe (100 mm)
T5	(2) 1/4" NPT (F) * (1) 1/8" NPT (F) T-connection
T5_P	1/4" NPT (M) pipe (100 mm)
T5_10 (T6)	1/4" NPT (M) pipe (100 mm)
10	(3) 1/4" NPT (F) T-connection
10_elbow	1/4" NPT (M) pipe (300 mm)
Elbow	1/4" NPT (F) * 1/4" NPT (F) elbow
elbow_rotameter	1/4" NPT (M) pipe (100 mm)
rotameter_11	1/4" NPT (M) pipe (100 mm)
11_test	1/4" NPT (M) pipe (100 mm)

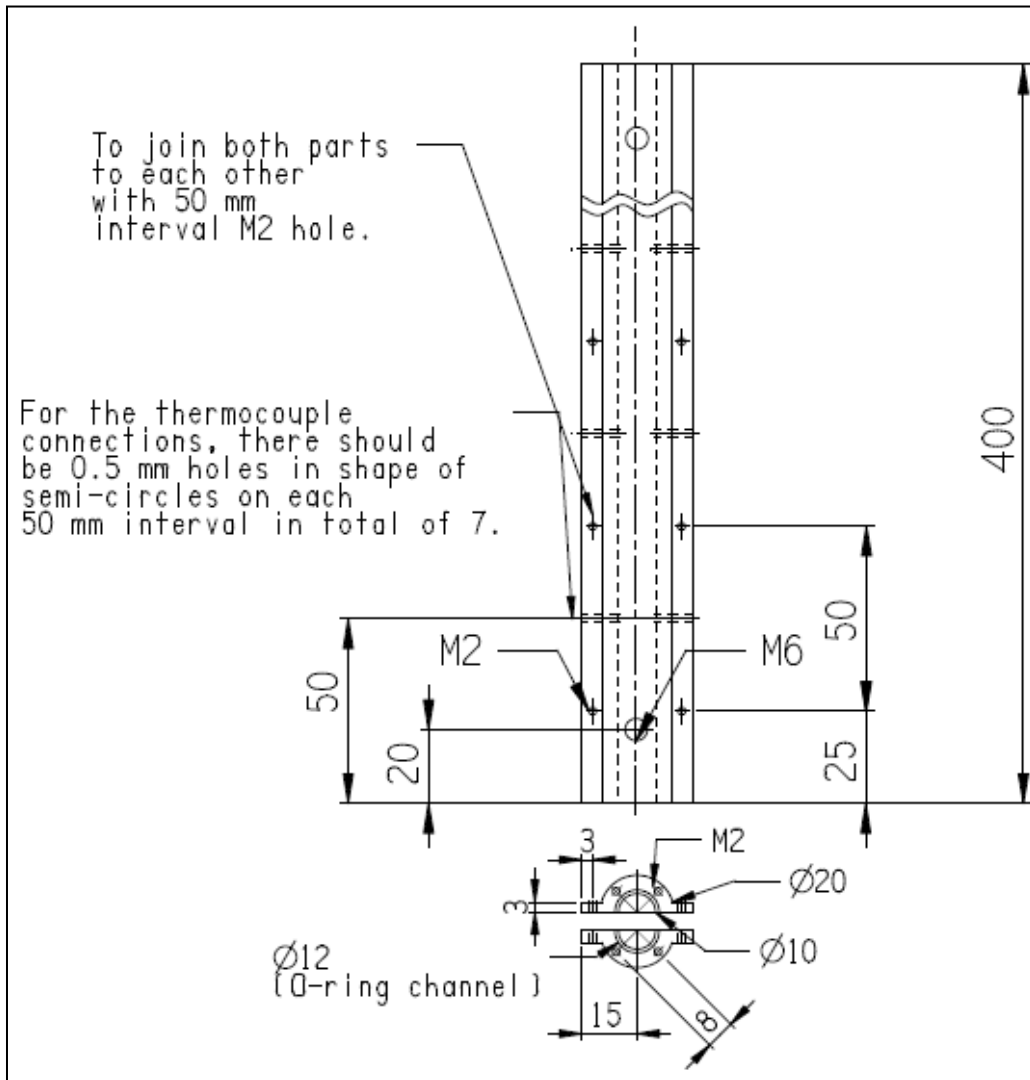


Şekil C.1: Düzeneğin ön tasarım sırasında hal noktaları ile birlikte şematik çizimi

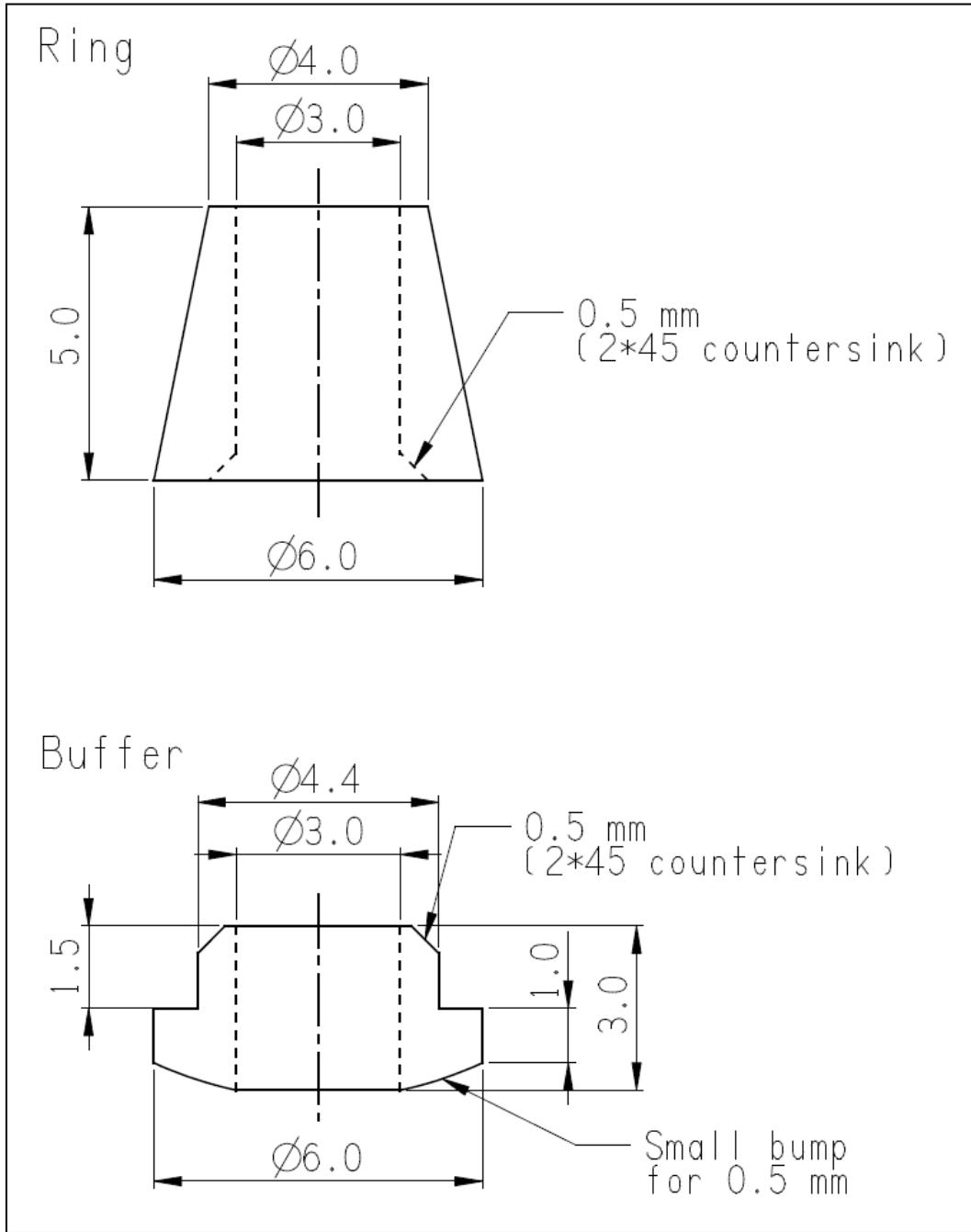
EK D: TEST KISMINDA KULLANILAN PARÇALARIN TEKNİK ÇİZİMİ
D.1 FLANŞ TEKNİK ÇİZİMİ



D.2 DIŞ GÖVDE TEKNİK ÇİZİMİ



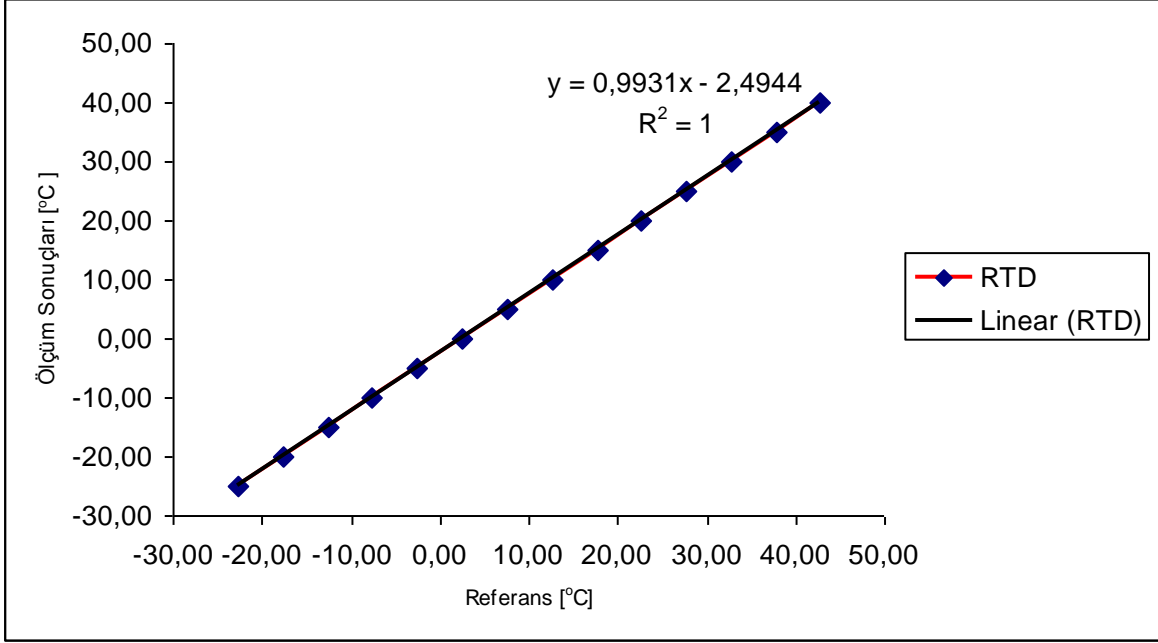
D.3 YÜZÜK VE TAMPONUN TEKNİK ÇİZİMLERİ



EK E: MİNİBORU DENEYLERİ İÇİN KALİBRASYON ÇALIŞMALARI

E.1 RTD VE ISIL ÇİFTLER

Sıcaklık ölçüm cihazlarının kalibrasyonları Arçelik A.Ş. laboratuvarlarında yapılmıştır. Isıl çift ve RTD'lerin kalibrasyonu için bir soğutma banyosu ve referans sıcaklık ölçüm cihazı (referans RTD) gerekmektedir. Hepsi birlikte referans RTD ile birlikte banyoya konulmuştur. Farklı banyo sıcaklıkları için bütün ölçüm cihazları ile sıcaklık ölçülmüştür. Referans RTD sonuçlarına dayanarak ısı çiftlerin ve RTD'lerin kalibrasyon sabitleri belirlenmiştir. Hepsi için de doğrusal eğri uydurulmuş ve bu sabitler bilgisayar programına girilmiştir. Örnek bir RTD kalibrasyon eğrisi Şekil E.1'de verilmiştir.



Şekil E.1: Örnek RTD kalibrasyon eğrisi

E.2 BASINÇ TRANSDÜSERLERİ

Deneylerde bir adet fark basınç transdüseri, iki adet mutlak basınç transdüseri ve bir güç transdüseri kullanılmıştır.

Güç transdüseri 0 – 10 V çıkış vermekte ve 0 – 1000 W arasında ölçüm yapmaktadır. Bu transdüserin çıkışı ön ısıtıcıya verilen gücü kontrol eden kontrol kutusuna bağlanmıştır. Bu transdüserin veri toplama ünitesindeki karta bağlanması ve voltaj okuma yerinden akım okunması için gereken köprü bağlantıları Arçelik A.Ş. tarafından yapılmıştır.

Basınç transdüserlerinin kalibrasyonları da Arçelik A.Ş. laboratuvarlarında yapılmıştır. Mutlak basınç transdüserlerinin (MBT) kalibrasyonları eş oldukları için birlikte yapılmıştır. Referans olması için bir basınç transdüseri (BT) kullanılmış ve MBT'lere paralel bağlanmıştır. Kalibrasyonlarda boru içinde basınçlandırılmış nitrojen gazı basıncı kontrol etmek için kullanılan vanalarla birlikte kullanılmış ve sistem basıncı 0 – 200 psi arasında – MBT toplam aralığı – değiştirilmiştir. Basınç değerleri önce 0'dan 200'e sonra 200'den 0'a doğru değiştirilmiştir. MBT sonuçları mA olarak ölçülmüş ve ikisi de ayrı ayrı kalibre edilmiştir. 4 – 20 mA çıkış değerleri için kalibrasyon eğrileri çizilmiş ve kalibrasyon sabitleri bulunmuştur. MBT 1 soğutkan tarafı, MBT 2 su tarafı basıncını bulmak için kullanılacaktır.

$$P[\text{psi}] = 12682 * I[\text{mA}] - 50.417 \quad (\text{E.1})$$

$$P[\text{psi}] = 12705 * I[\text{mA}] - 50.520 \quad (\text{E.2})$$

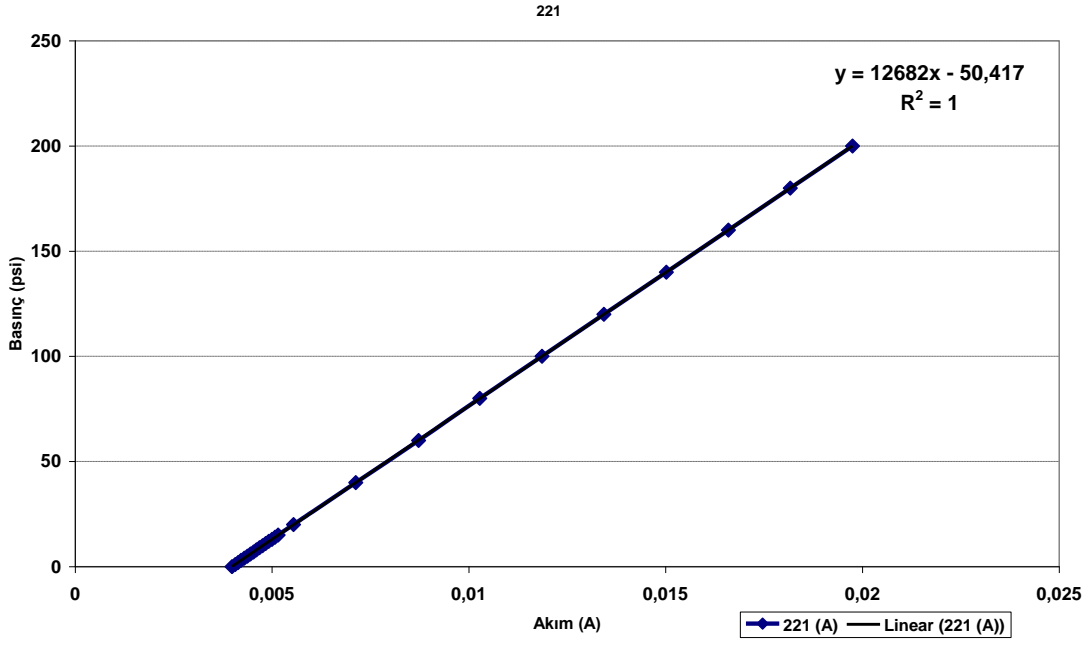
MBT'lere ek olarak test kısmındaki basınç düşmesini bulmak için kullanılacak olan fark basınç transdüseri (FBT) kalibrasyonu da yapılmıştır. FBT ölçüm aralığı 0 – 5 psi (0 – 0.34 bar) olduğundan referans BT yardımıyla bu aralıkta kalibrasyon yapılmıştır. FBT'nin iki ucu olduğundan bir ucu açık bırakılmış ve geyç basınç ölçer gibi kullanılarak kalibrasyonu yapılmıştır. FBT eğrisi de MBT'ler gibi çıkarılmıştır.

$$DP[\text{bar}] = 21.452 * I[\text{mA}] - 0.0878 \quad (\text{E.3})$$

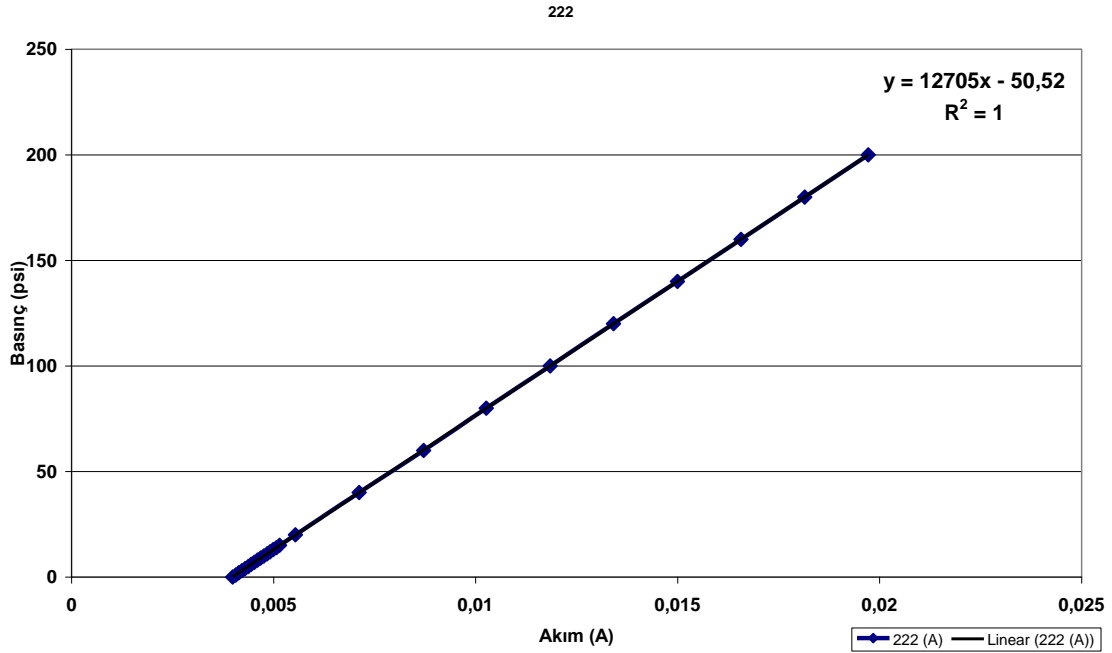
Basınç transdüserleri kalibrasyon sonuçları ve eğrileri Tablo E.1 – E.2 ve Şekil E.1 – E.4'te verilmiştir.

Tablo E.1: Mutlak basınç transdüserleri kalibrasyon değerleri

PSI	221	222	PSI	221	222	PSI	221 (A)	222 (A)
0-200 psi çıkış			0-200 psi iniş			0-200 psi ortalama		
0	0,003983	0,003985	0	0,003982	0,003989	0	0,003983	0,003987
1	0,004064	0,004063	1	0,004061	0,004065	1	0,004063	0,004064
2	0,004137	0,004136	2	0,00414	0,004143	2	0,004138	0,00414
3	0,004212	0,004214	3	0,004216	0,004217	3	0,004214	0,004215
4	0,004291	0,004295	4	0,004298	0,004299	4	0,004295	0,004297
5	0,004366	0,00437	5	0,004376	0,004377	5	0,004371	0,004373
6	0,004445	0,004448	6	0,004453	0,004454	6	0,004449	0,004451
7	0,004524	0,004526	7	0,00453	0,00453	7	0,004527	0,004528
8	0,004601	0,004602	8	0,004606	0,004607	8	0,004603	0,004604
9	0,00468	0,00468	9	0,004683	0,004684	9	0,004681	0,004682
10	0,004759	0,004758	10	0,004764	0,004761	10	0,004761	0,00476
11	0,004838	0,004837	11	0,004841	0,004842	11	0,004839	0,00484
12	0,004917	0,004915	12	0,004918	0,004917	12	0,004917	0,004916
13	0,004997	0,004994	13	0,004996	0,004995	13	0,004997	0,004994
14	0,005078	0,005073	14	0,005078	0,005076	14	0,005078	0,005074
15	0,005152	0,005147	15	0,005156	0,005152	15	0,005154	0,00515
20	0,005543	0,005536	20	0,005551	0,005545	20	0,005547	0,00554
40	0,007121	0,007114	40	0,007133	0,007124	40	0,007127	0,007119
60	0,008742	0,008733	60	0,008706	0,008695	60	0,008724	0,008714
80	0,010273	0,01026	80	0,010282	0,010268	80	0,010277	0,010264
100	0,011859	0,011846	100	0,011862	0,011847	100	0,011861	0,011846
120	0,013432	0,013416	120	0,013435	0,013417	120	0,013433	0,013417
140	0,01502	0,015001	140	0,015017	0,014993	140	0,015018	0,014997
160	0,016588	0,016564	160	0,016597	0,016574	160	0,016592	0,016569
180	0,018162	0,018146	180	0,018169	0,018148	180	0,018165	0,018147
200	0,019752	0,019717	200	0,019747	0,019723	200	0,019749	0,01972



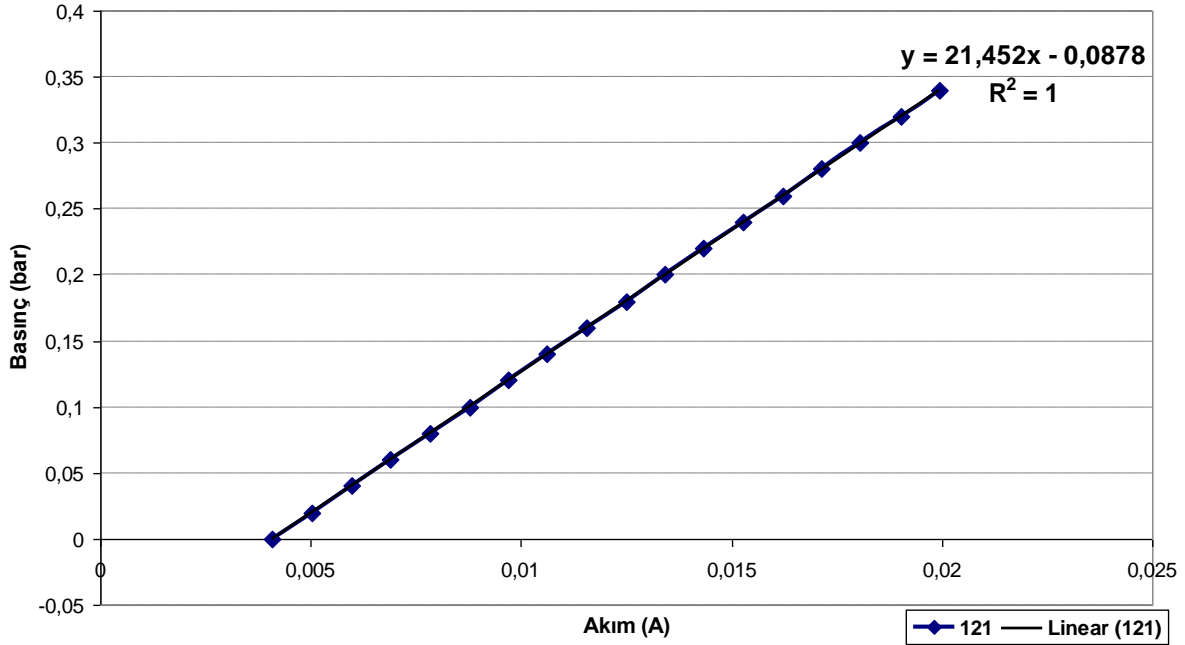
Şekil E.2: Mutlak basınç transdüseri (1) kalibrasyon eğrisi



Şekil E.3: Mutlak basınç transdüseri (2) kalibrasyon eğrisi

Tablo E.2: Fark basınç transdüseri kalibrasyon değerleri

bar	A
0	0,004069
0,02	0,00503
0,04	0,005966
0,06	0,006871
0,08	0,007818
0,1	0,008794
0,12	0,009678
0,14	0,01061
0,16	0,011569
0,18	0,012514
0,2	0,013423
0,22	0,014318
0,24	0,015271
0,26	0,016219
0,28	0,017132
0,3	0,018052
0,32	0,019025
0,34	0,019949



Şekil E.4: Fark basınç transdüseri kalibrasyon eğrisi

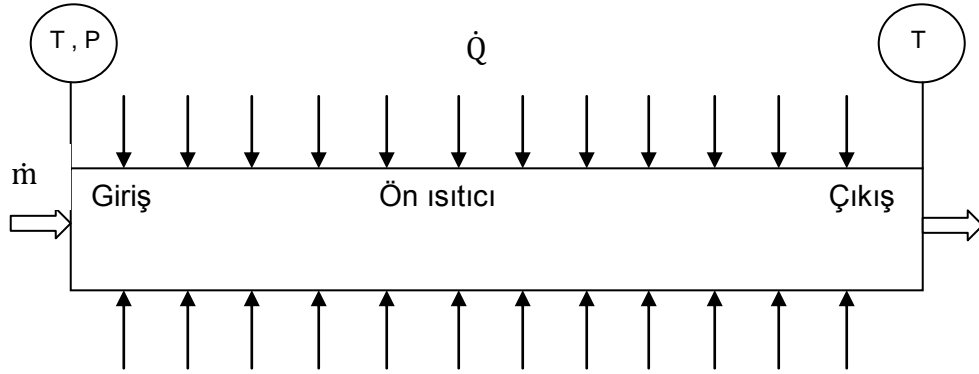
E.3 ÖN ISITICI

Isıtıcı (ön ısıtıcı) test kısmının öncesine konulmuştur. Kalibrasyonu açıklanmadan önce kullanım amacı tekrar belirtilmelidir. Soğutkanın sıcaklık ve basıncı mikro-akışölçerin çıkışında ölçülmüştür ve halini belirlemek için bu özellikler bağımsız olmalıdır. Bu yüzden akışölçer çıkışında soğutkan sıvı fazda olmalıdır. İki fazlı akış için ön ısıtma yapılması kararlaştırılmıştır.

Belirlenen bir değere kadar ısıtıcı gücü artırılarak soğutkan entalpisi istenen kuruluk derecesi elde edilene kadar artırılmıştır. Kuruluk derecesi belirlenmesi önemli olduğu için mümkün olduğunca doğru ve hassas bir şekilde hesaplanması gerekmektedir. Ön ısıtıcı gücü 150 W'tır ve test kısmından önce bakır boruya sarılmış bir elektrik dirençli kablodur. Manuel ve otomatik olarak kontrol edilebilen bir kontrol kutusu hazırlanmıştır ancak bakır boru deneylerinde otomatik kontrol uyumlu veri toplama kartındaki teknik sıkıntılardan dolayı kullanılamamıştır. Manuel olarak kontrol edilen güç girdisi bir güç transdüseri aracılığıyla veri toplama ünitesine, oradan da bilgisayara aktarılmıştır. Ön ısıtıcı sisteme monte edildikten sonra 0.040 W/mK ısıl iletim katsayısı ve 6 mm kalınlığında izolasyon malzemesiyle kaplanmıştır (Armaflex). Ön ısıtıcıdan olan kayıpların doğrulanması açısından ön ısıtıcı boyunca ısı çiftleri konulmuştur. Bunlardan bir tanesi bakır boru ön ısıtıcı arasına, bir tanesi ön ısıtıcı izolasyon arasına, diğeri de izolasyon üstüne yerleştirilmiştir.

Ön ısıtıcı kalibrasyonu tek faz soğutkan akışında yapılmıştır. Soğutkanın sıcaklık ve basıncı ön ısıtıcı girişinde ölçülmüştür. Soğutkana aktarılan ısıyı bulmak için çıkıştaki hal de bilinmelidir. Bu noktada da sıcaklık ölçülmüş ve özelliklerin bu veriyle bilinebilmesi için sıvı akışı gerekmiştir.

Soğutkan tarafında kontrol hacmi incelemesi yapıldığında tek giriş tek çıkış olduğu, iş olmadığı ve akış boyunca pozitif ısı transferi olduğu söylenebilir. Bu model Şekil E.5'te görülebilir.



Şekil E.5: Kontrol hacmi olarak soğutkan çevrimi ön ısıtıcı bölümünün incelenmesi

Termodinamiğin 1. yasasından denklem (E.4) elde edilebilir.

$$\dot{Q}_{RI} = \dot{m}_R(h_{he} - h_{hi}) \quad (E.4)$$

\dot{Q}_{RI} ön ısıtıcıdan soğutkana verilen ısı, \dot{m}_R soğutkan kütle debisi, h_{he} soğutkanın ön ısıtıcı çıkışındaki entalpisi ve h_{hi} ön ısıtıcı girişindeki entalpisidir. Çıkıştaki entalpi değeri bu bölgede basınçta kayıp olmadığı (ihmal edilebilir düzeyde olduğu hesaplanmıştır) varsayılarak bulunmuştur.

Soğutkan kütle debisi mikro-akışölçer monitöründen okunmuştur. Entalpi değerleri de bilindiğinden ön ısıtıcıdan soğutkana olan ısı transferi bulunmuştur. Ön ısıtıcıya verilen güç de bilgisayardan takip edilebildiğinden bu deneyler farklı değerler için yapılarak ön ısıtıcıya verilen gücün ne kadarının soğutkana aktarıldığı bulunabilmiştir. Verilen güç ve alınan güç arasındaki bağlantı iki fazlı deneylerin doğruluğu açısından büyük önem taşımaktadır. Kalibrasyon deney verileri Tablo E.3'te sunulmaktadır. Tablo E.4'te bu veriler kalibrasyon eğrisi çıkarılabilmesi için ayrıştırılmıştır.

Tablo E.3: Ön ısıtıcı kalibrasyonu için hal özellikleri

İsim	Birim	Deney 1	Deney 2	Deney 3
R134a kütle debisi	g/s	1.50	2.30	1.96
R134a basıncı	Bar	4.61	3.39	3.61
Ön ısıtıcı giriş sıcaklığı	°C	4.70	-2.55	-2.07
Giriş entalpisi	kJ/kg	205.92	196.45	197.29
Ön ısıtıcı çıkış sıcaklığı	°C	12.58	-1.20	2.57
Çıkış entalpisi	kJ/kg	217.15	198.64	203.90
Ön ısıtıcı verilen güç	W	19.11	9.59	15.71
Ön ısıtıcı alınan güç	W	16.83	5.03	12.94

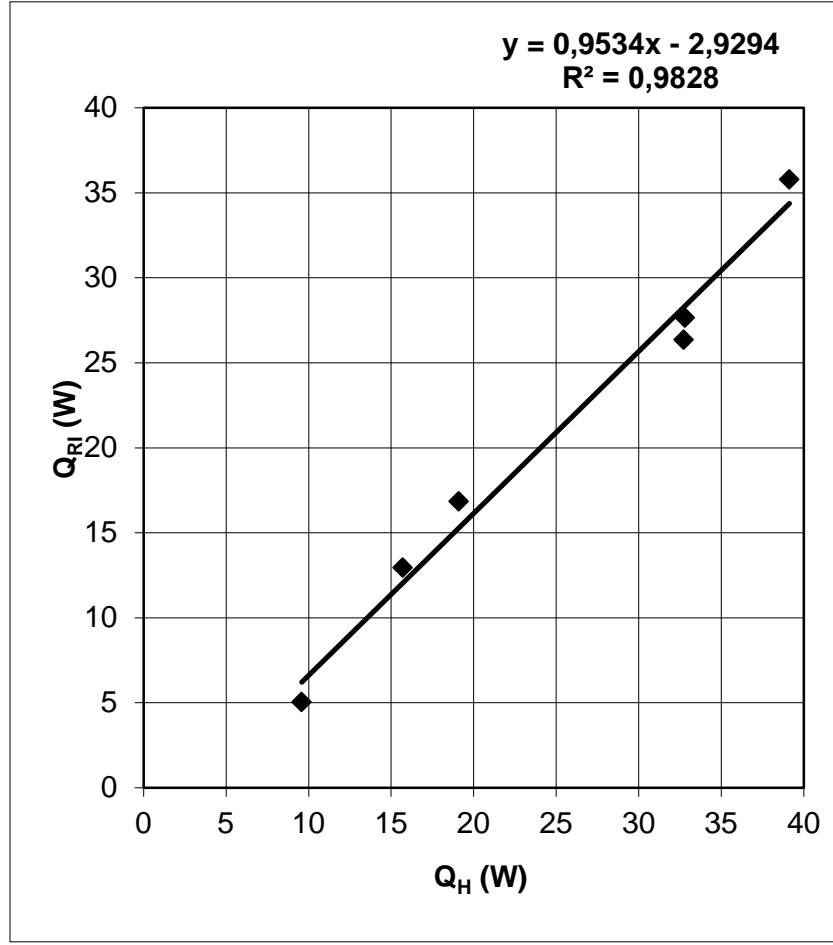
İsim	Birim	Deney 4	Deney 5	Deney 6
R134a kütle debisi	g/s	1.86	1.67	1.94
R134a basıncı	bar	4.72	4.42	3.79
Ön ısıtıcı giriş sıcaklığı	°C	-0.27	-0.51	-4.97
Giriş entalpisi	kJ/kg	199.70	199.34	193.47
Ön ısıtıcı çıkış sıcaklığı	°C	13.66	10.91	5.70
Çıkış entalpisi	kJ/kg	218.96	215.14	207.72
Ön ısıtıcı verilen güç	W	39.13	32.75	32.81
Ön ısıtıcı alınan güç	W	35.78	26.34	27.65

Tablo E.4: Ön ısıtıcı kalibrasyon eğrisi değerleri

Ön ısıtıcı verilen	Ön ısıtıcı alınan
W	W
9.59	5.03
15.71	12.94
19.11	16.83
32.75	26.34
32.81	27.65
39.13	35.78

Kalibrasyon eğrisi Şekil E.6'da görülmektedir. Ön ısıtıcı kalibrasyonu 3 – 5 bar aralığında yapılmıştır. İki fazlı deneylerde daha yüksek basınçlarda çalışılmıştır, ancak literatürdeki çalışmalarda da görüldüğü üzere doyma basıncının ısı transferi üzerindeki etkisi ihmal edilebilecek düzeydedir. Kalibrasyon denklemi şu şekildedir:

$$\dot{Q}_{RI} = 0.9534 * \dot{Q}_H - 2.9294 \quad (E.5)$$



Şekil E.6: Ön ısıtıcı kalibrasyon eğrisi

E.4 TEST BÖLGESİ KAYIPLARI

Test kısmında tek ve karşıt akışlı çift borulu ısı değıştircisi kullanılmıştır. Soğutkan bakır borudan su ise alüminyum gövde ile bakır boru arasında akmaktadır. Sudan soğutkana iki fazlı akışta ısı transferi soğutkan verileriyle bulunamamaktadır, çünkü ölçümleri yapılan sıcaklık ve basınç değerleri bağımsız değildir. Bu nedenle su tarafından soğutkana ısı transferi su tarafı verilerinden bulunmalıdır. Sudan dışarıya olan ısı kaybı bilinmediği için izolasyon olmasına rağmen incelenmeden ihmal edilemez, çünkü düşük kütle akısına sahip soğutkan akışı en küçük bir hatadan büyük ölçüde etkilenebilir ve sonuçlar sapabilir. Bu nedenle, su kısmındaki kayıplar bulunmalıdır. Kayıplar iki ayrı şekilde incelenmiştir: Viskoz ısınma ve çevreye kayıp. Neticede, sudan soğutkana net ısı transferi, \dot{Q}_W aşağıdaki şekildedir.

$$\dot{Q}_W = \dot{V}_w \rho_w (h_{wi} - h_{we}) + \dot{Q}_V - \dot{Q}_{W,loss} \quad (E.6)$$

\dot{V}_w su hacimsel debisi, ρ_w su yoğunluğu, h_{wi} ve h_{we} su taraf giriş ve çıkış entalpileri, \dot{Q}_V viskoz ısınma, ve $\dot{Q}_{W,loss}$ ise su tarafından çevreye olan ısı kaybıdır.

Sudaki entalpi farkı sıvı faz olduğundan denklem (E.7)'den bulunabilmiştir.

$$h_{wi} - h_{we} = c_p (T_{wi} - T_{we}) \quad (E.7)$$

T_{wi} ve T_{we} su tarafı giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır.

Viskoz ısınma düşük hız ve Re sayısı olan akışlarda önemli bir etmendir (MORINI, 2005). Bu ısınma hesabında kullanılacak su geometrisi Tablo E.5'te verilmiştir. Su tarafı gövde teknik çizimi de Ek D.2'de sunulmuştur.

Tablo E.5: Su tarafı geometrisi

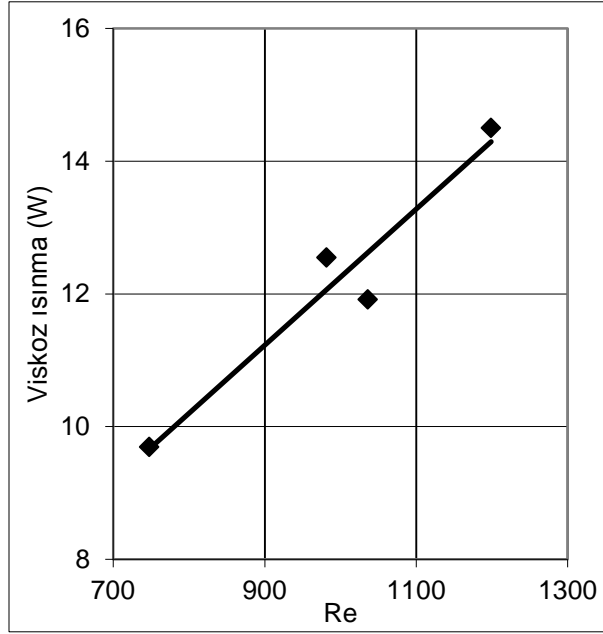
İç çap (mm)	3.18
Dış çap (mm)	10.00
İç çevre (mm)	9.97
Dış çevre (mm)	31.42
Akım kesit alanı (mm ²)	70.62
Hidrolik çap (mm)	6.83

Kalibrasyon hesapları için su etilen glikol karışımının özellikleri farklı sıcaklık değerlerinde bilinmelidir. Özellikler farklı karışım oranları için belli değerlerde bilinmektedir ancak ara değerlerde bu özellikler mevcut olmadığında bu veri noktalarından yola çıkılarak karışım termodinamik özellikleri için Ek F.1 – F.4'te sunulan eğriler hazırlanmıştır.

Viskoz ısınmanın bulunabilmesi için su tarafı ve soğutkan tarafı sıcaklıkları çevreyle eşitlenmiştir. Bu durumda farklı debilerde Re sayısının viskoz ısınmaya etkisi incelenmiştir. Birçok deney yapılsa da bütün sıcaklıkların birbirine eşitliği sıkıntılı bir süreç olduğundan 4 değer elde edilebilmiştir. Her ne kadar bu veri sayısı yetersiz gibi görünse de birden çok deneyde benzer Re sayıları için benzer sonuçlar elde edildiğinden ve değişimin Re sayısına lineer olarak bağlı olduğu görüldüğünden bu veri sayısına göre sonuç bulunmuştur. Viskoz ısınmanın W biriminden tablosu, grafiği ve denklemleri Tablo E.6, Şekil E.7 ve denklem (E.8)'de verilmiştir.

Tablo E.6: Su tarafı için deneysel viskoz ısınma sonuçları

	Birim	Deney 1	Deney 2	Deney 3	Deney 4
P_w	bar	13.20	12.77	13.06	12.63
V_w	l/dk	1.15	1.85	1.50	1.60
T_{m,w}	°C	20.01	19.86	20.36	19.83
ρ_w	kg/m³	1080.59	1080.67	1080.42	1080.68
m_w	kg/s	0.0207	0.0333	0.0270	0.0288
C_p	J/kgK	3387.21	3386.70	3388.35	3386.61
μ	kg/ms	0.00268	0.00269	0.00266	0.00269
k	W/mK	0.403	0.403	0.403	0.403
V	m/s	0.271	0.437	0.354	0.378
Re_w	-	747.81	1198.93	981.97	1036.34
Q_v	W	9.69	14.50	12.55	11.91
T_w - T_{R-134a}	°C	-0.19	-0.52	-0.20	-0.18



Şekil E.7: Su tarafında viskoz ısınmanın Reynolds sayısına göre değişimi

$$\dot{Q}_V[W] = 0.0103 * Re_w + 1.9879 \quad (E.8)$$

Viskoz ısınmaya ek olarak, ısı değiştiricisinin uçlarından ve izolasyon üzerinden dışarıya olan ısı kayıpları vardır. Isı kaybının su tarafı ile çevre sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı cinsinden bulunması planlanmıştır. Su tarafı sıcaklığı en fazla 35°C, çevre sıcaklığı da en az 20°C olmuştur. Bu üç değer için ısı kaybı denklem (E.9)'dan hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{W,loss}[W] = \frac{\Delta T}{\frac{1}{\pi d_{si} L h_W} + \frac{\ln(d_{so}/d_{si})}{2\pi k_{Al} L} + \frac{\ln(d_{ins}/d_{so})}{2\pi k_{ins} L} + \frac{1}{\pi d_{ins} L h_{air}}} \quad (E.9)$$

Bu denklemde paydadaki ilk terim su tarafındaki taşınım ısı direnci ve h_W suyun ısı transfer katsayısıdır. İkinci ve üçüncü terimler alüminyum gövde ve izolasyon boyunca olan ısı iletim dirençleri, son terim ise düzeneğin etrafındaki havanın doğal taşınım ısı direncidir.

Su tarafı ısı transfer katsayısı denklem (E.10) – (E.13) ile dört ayrı şekilde hesaplanmıştır. Isıl olarak gelişmekte olan akış denklemleri kullanılmıştır.

Gnielinski eşilişkisi (KAKAÇ, 2002):

$$Nu = \left[3.66^3 + 1.61^3 \left(\frac{Pe_b d}{L} \right) \right]^{1/3}, \quad 0.1 < \frac{Pe_b d}{L} < 10000 \quad (E.10)$$

Hausen eşilişkisi (KAKAÇ, 2002):

$$Nu = 3.66 + \frac{0.19(Pe_b d/L)^{0.8}}{1 + 0.117(Pe_b d/L)^{0.467}}, \quad 0.1 < \frac{Pe_b d}{L} < 10000 \quad (E.11)$$

“Dairesel kanallar için Asimtotik ortalama Nusselt sayısı” (KAKAÇ, 2002):

$$Nu = 1.953 \left(\frac{Pe_b d}{L} \right)^{1/3}, \quad \frac{Pe_b d}{L} > 100 \quad (E.12)$$

Pohlhausen eşilişkisi (KAKAÇ, 2002):

$$Nu = 0.664 \left(\frac{Pe_b d}{L} \right)^{1/2} Pr_b^{-1/6}, \quad 0.5 < Pr_b < 500 \ \& \ \frac{Pe_b d}{L} > 1000 \quad (E.13)$$

Bu denklemlerde Nu Nusselt sayısını, Pe Peclet sayısını, d hidrolik çapı ve L dış gövde uzunluğunu göstermektedir.

Viskoz ısınma hesaplarında kullanılan su tarafı geometrisi Tablo E.7'e görülebilir. Çevreye olan ısı kaybının hesaplanması için gereken bazı ekstra parametreler de bu tabloda sunulmuştur.

Tablo E.7: Isı kaybı hesapları için su tarafı geometrisi

İç çap (mm)	3.175
Dış çap (mm)	10
İç çevre (mm)	9.97
Dış çevre (mm)	31.42
Akım kesit alanı (mm ²)	70.62
Hidrolik çap (mm)	6.83
Eşdeğer çap (mm)	28.32
Test uzunluğu (mm)	400

Dışarıya olan ısı kaybının sıcaklığa bağımlılığı bulunmak istenmiştir, ancak su tarafı için yapılan hesaplamalar sonucunda en fazla sıcaklık farkı ve en fazla ısı transfer katsayısı olan durumda bile bu terimin tamamen ihmal edilebilir düzeyde olduğu görülmüştür. Geometrik parametreler, termodinamik özellikler ve ısı kaybı sonuçları Tablo E.8'de sunulmuştur.

Tablo E.8: Çevreye maksimum ısı kaybı durumunda su tarafı için sonuçlar

d_{si}	mm	10
d_{so}	mm	20
t_{ins}	mm	20
d_{ins}	mm	60
k_{al}	W/mK	230
k_{ins}	W/mK	0.04
h_w	W/m ² K	1000
h_{air}	W/m ² K	10
L	mm	400
ΔT	K	15
Q	W	1.22

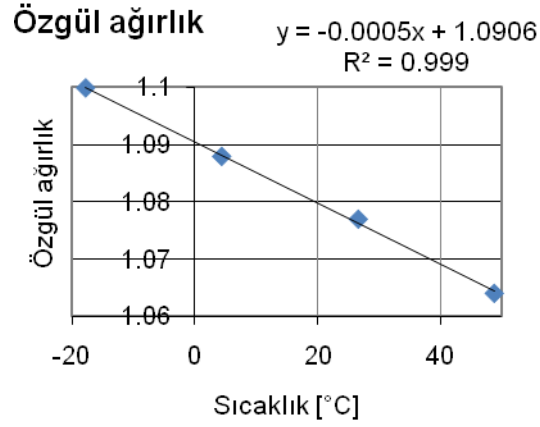
En kötü durumda ısı kaybı 1.22 W çıkmıştır. Bu durumun hesaplarında denklemlerden gelen sonuçların en yüksek olanı ısı transfer katsayısı olarak alınmıştır. En yüksek sıcaklık farklı olan durumda toplam ısı transferi yaklaşık 50 W olduğundan, en fazla kayıp %2.5 civarında olmuştur. En düşük ısı transferi olan durumda yapılan hesaplamalarda ise 9.5 W ısı transfer için 0.25 W ısı kaybı bulunmuştur. Kayıp yine %2.5 civarındadır ve dolayısıyla deneysel hesaplamalarda bu terim ihmal edilmiştir.

EK F: HACİMSEL KARIŞIM ORANI 1:1 OLAN SU – ETİLEN GLİKOL KARIŞIMININ ÖZELLİKLERİ

F.1: KARIŞIMIN ÖZGÜL AĞIRLIĞI

Tablo F.1: Su – etilen glikol karışımı için özgül ağırlığın sıcaklığa bağımlılığı

Sıcaklık (°C)	Özgül ağırlık
-17.8	1.1
4.4	1.088
26.7	1.077
48.9	1.064

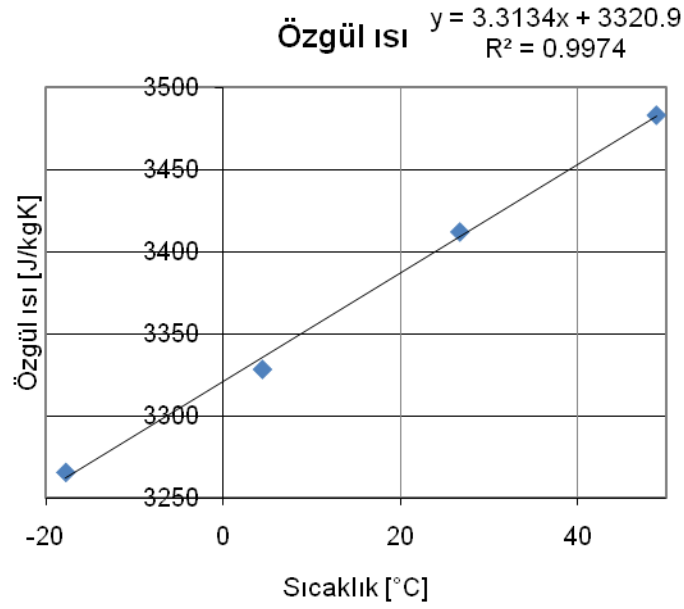


Şekil F.1: Su – etilen glikol karışımı için özgül ağırlığın sıcaklığa göre değişimi

F.2 KARIŞIMIN ÖZGÜL ISISI

Tablo F.2: Su – etilen glikol karışımı için özgül ısının sıcaklığa bağımlılığı

Sıcaklık (°C)	Özgül ısı (J/kgK)
-17.8	3265.704
4.4	3328.506
26.7	3412.242
48.9	3483.4176

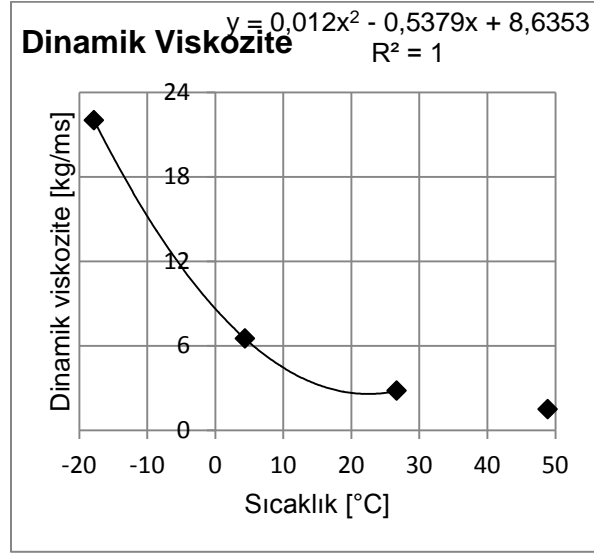


Şekil F.2: Su – etilen glikol karışımı için özgül ısının sıcaklığa göre değişimi

F.3 KARIŞIMIN DİNAMİK VİSKOZİTESİ

Tablo F.3: Su – etilen glikol karışımı için dinamik viskozitenin sıcaklığa bağımlılığı

Sıcaklık (°C)	Dinamik viskozite (kg/ms)
-17.8	22
4.4	6.5
26.7	2.8
48.9	1.5

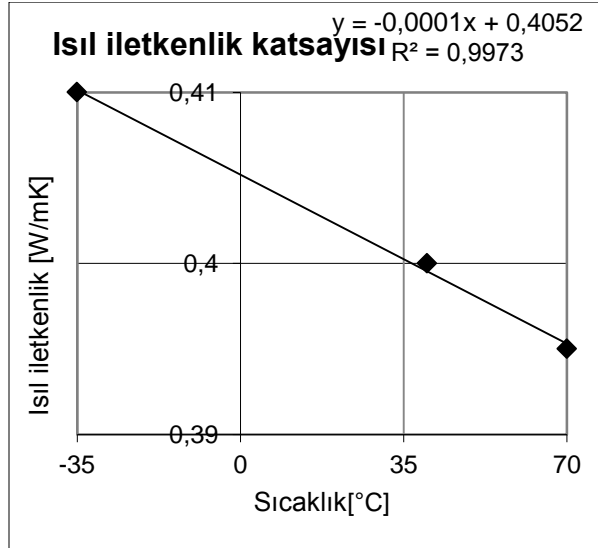


Şekil F.3: Su – etilen glikol karışımı için dinamik viskozitenin sıcaklığa göre değişimi

F.4 KARIŞIMIN ISIL İLETKENLİK KATSAYISI

Tablo F.4: Su – etilen glikol karışımı için ısı iletkenliğinin sıcaklığa bağımlılığı

Sıcaklık (°C)	Isıl İletkenlik (W/mK)
-35	0.41
40	0.4
70	0.395

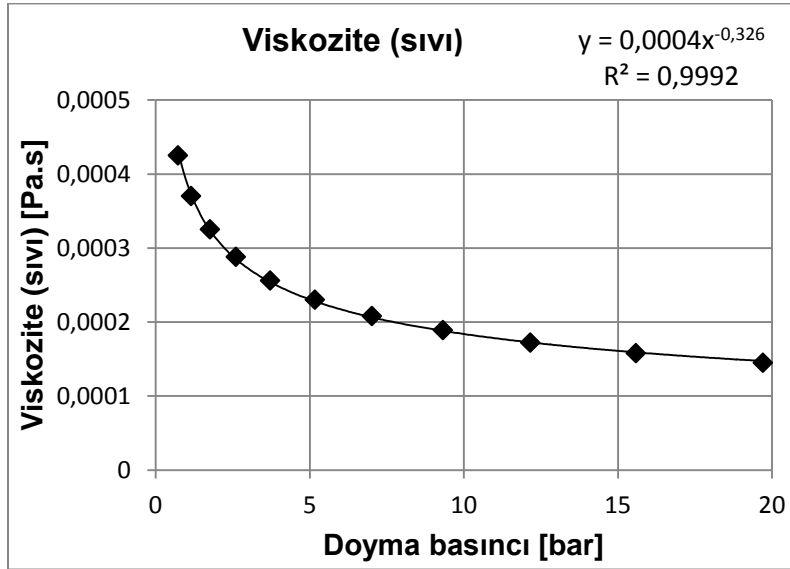


Şekil F.4: Su – etilen glikol karışımı için ısı iletkenliğinin sıcaklığa göre değişimi

EK G: SOĞUTKAN (R-134A) ÖZELLİKLERİ
G.1 SOĞUTKAN VİSKOZİTESİ (SIVI)

Tablo G.1: Viskozitenin (sıvı) R-134a doyma basıncına bağımlılığı

Doyma basıncı (bar)	Viskozite (sıvı) (Pa.s)
0.728	0.000425
1.159	0.00037
1.765	0.000325
2.607	0.000288
3.721	0.000256
5.175	0.00023
7.02	0.000208
9.33	0.000189
12.16	0.000172
15.59	0.000158
19.71	0.000145

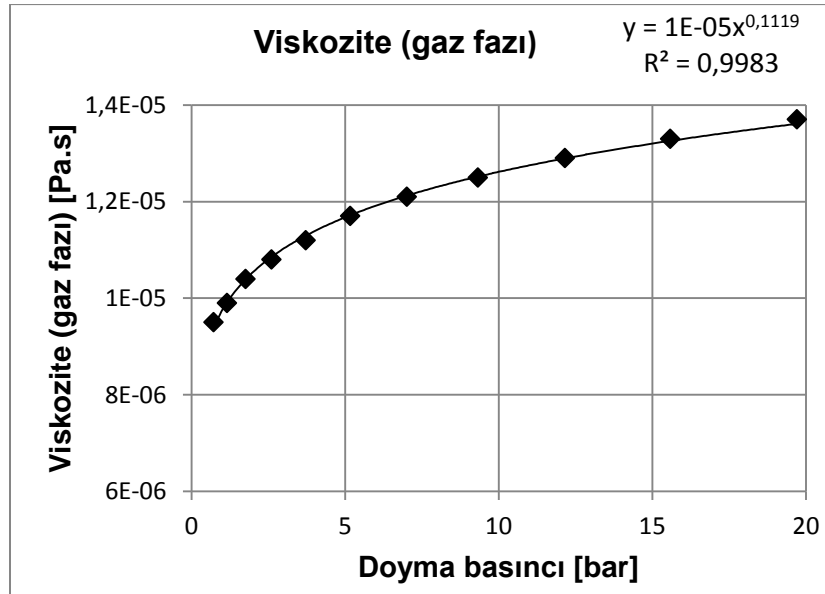


Şekil G.1: Viskozitenin (sıvı) R-134a doyma basıncına göre değişimi

G.2 SOĞUTKAN VİSKOZİTESİ (GAZ)

Tablo G.2: Viskozitenin (gaz) R-134a doyma basıncına bağımlılığı

Doyma basıncı (bar)	Viskozite (gaz fazı) (Pa.s)
0.728	0.0000095
1.159	0.0000099
1.765	0.0000104
2.607	0.0000108
3.721	0.0000112
5.175	0.0000117
7.02	0.0000121
9.33	0.0000125
12.16	0.0000129
15.59	0.0000133
19.71	0.0000137

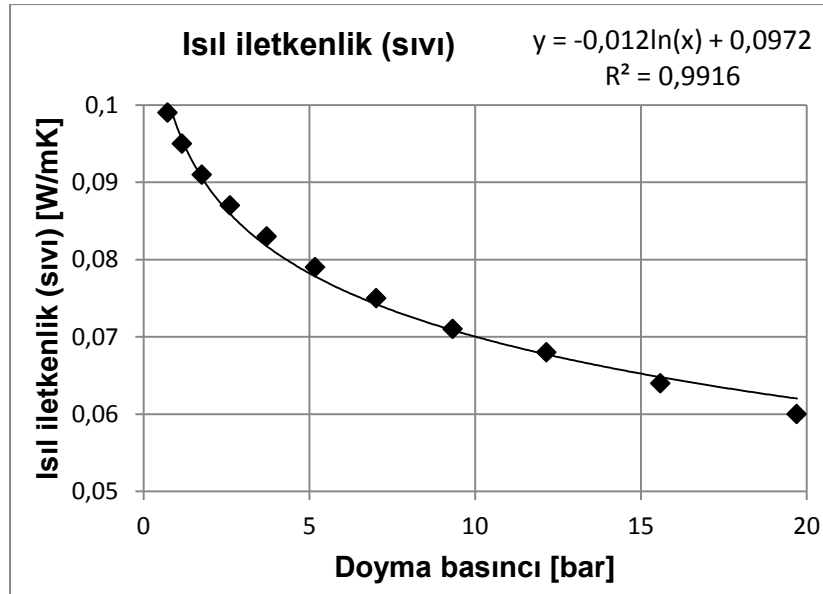


Şekil G.2: Viskozitenin (gaz) R-134a doyma basıncına göre değişimi

G.3 SOĞUTKAN ISIL İLETKENLİK (SIVI) KATSAYISI

Tablo G.3: Isıl iletkenlik (sıvı) katsayısının R-134a doyma basıncına bağımlılığı

Doyma basıncı (bar)	Isıl iletkenlik (sıvı) (W/mK)
0.728	0.099
1.159	0.095
1.765	0.091
2.607	0.087
3.721	0.083
5.175	0.079
7.02	0.075
9.33	0.071
12.16	0.068
15.59	0.064
19.71	0.06

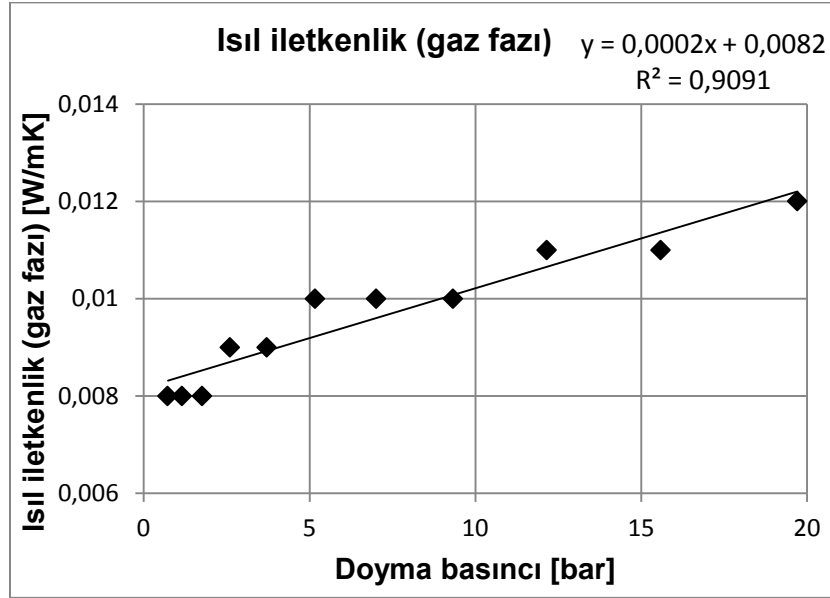


Şekil G.3: Isıl iletkenlik (sıvı) katsayısının R-134a doyma basıncına göre değişimi

G.4 SOĞUTKAN ISIL İLETKENLİK (GAZ) KATSAYISI

Tablo G.4: Isıl iletkenlik (gaz) katsayısının R-134a doyma basıncına bağımlılığı

Doyma basıncı (bar)	Isıl iletkenlik (gaz) (W/mK)
0.728	0.008
1.159	0.008
1.765	0.008
2.607	0.009
3.721	0.009
5.175	0.01
7.02	0.01
9.33	0.01
12.16	0.011
15.59	0.011
19.71	0.012

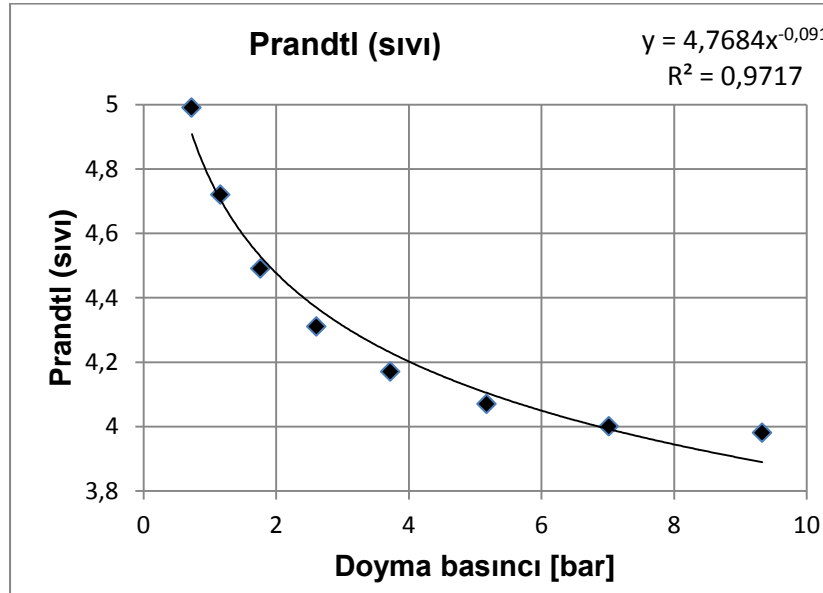


Şekil G.4: Isıl iletkenlik (gaz) katsayısının R-134a doyma basıncına göre değişimi

G.5 SOĞUTKAN PRANDTL (SIVI) SAYISI

Tablo G.5: Pr (sıvı) sayısının R-134a doyma basıncına bağımlılığı

Doyma basıncı (bar)	Pr (sıvı)
0.728	4.99
1.159	4.72
1.765	4.49
2.607	4.31
3.721	4.17
5.175	4.07
7.02	4.00
9.33	3.98

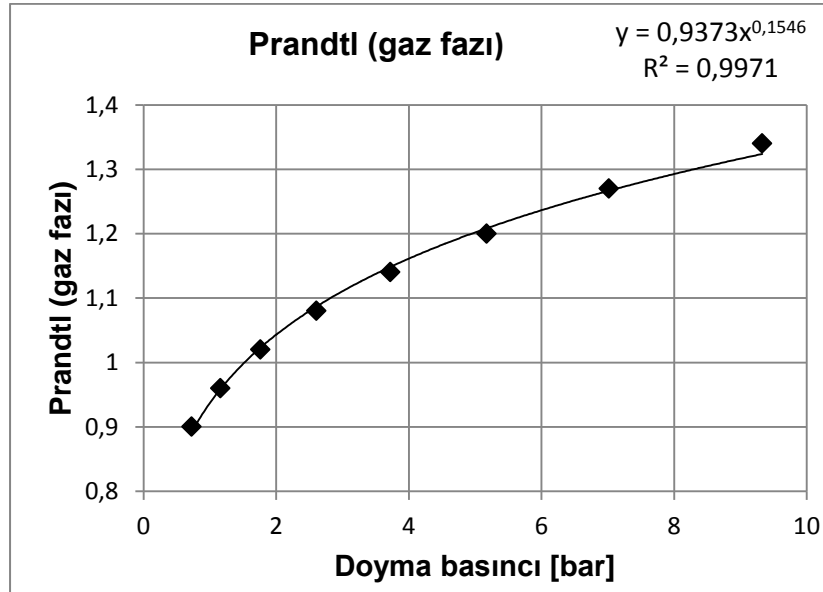


Şekil G.5: Pr (sıvı) sayısının R-134a doyma basıncına göre değişimi

G.6 SOĞUTKAN PRANDTL (GAZ) SAYISI

Tablo G.6: Pr (gaz) sayısının R-134a doyma basıncına bağımlılığı

Doyma basıncı (bar)	Pr (gaz)
0.728	0.9
1.159	0.96
1.765	1.02
2.607	1.08
3.721	1.14
5.175	1.2
7.02	1.27
9.33	1.34
12.16	1.44
15.59	1.57
19.71	1.74

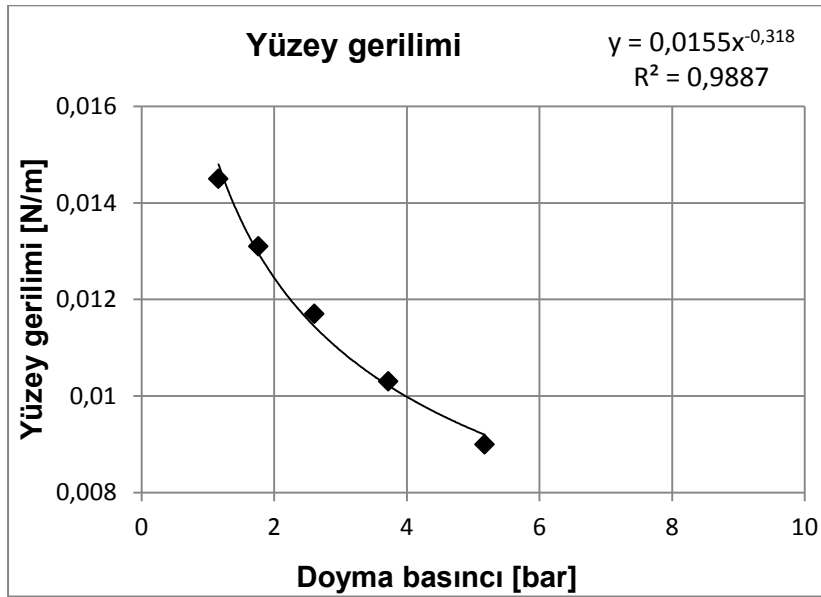


Şekil G.6: Pr (gaz) sayısının R-134a doyma basıncına göre değişimi

G.7 SOĞUTKAN YÜZEY GERİLİMİ

Tablo G.7: Yüzey geriliminin R-134a doyma basıncına bağımlılığı

Doyma basıncı (bar)	Yüzey gerilimi (N/m)
1.159	0.0145
1.765	0.0131
2.607	0.0117
3.721	0.0103
5.175	0.009

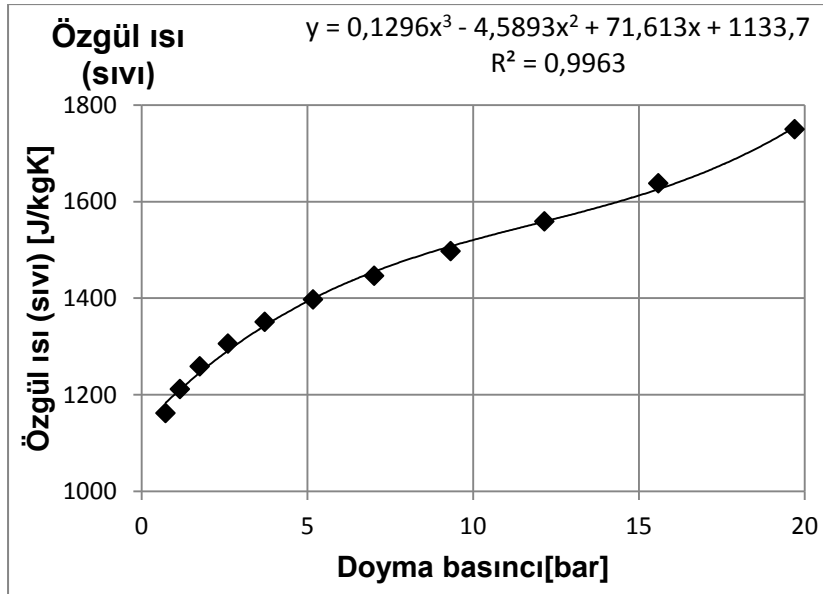


Şekil G.7: Yüzey geriliminin R-134a doyma basıncına göre değişimi

G.8 SOĞUTKAN ÖZGÜL ISISI (SIVI)

Tablo G.8: R-134a özgül ısısının (sıvı) doyma basıncına göre değişimi

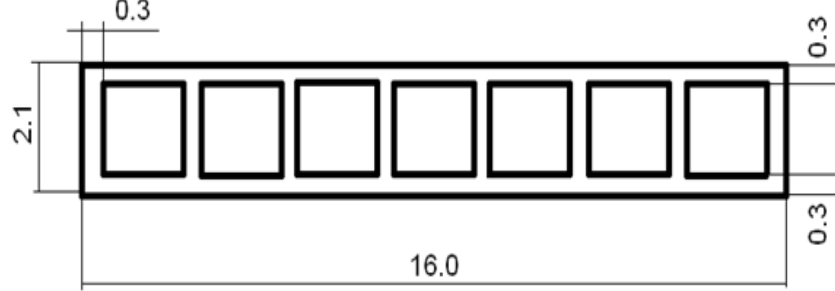
Doyma basıncı (bar)	Özgül ısı (sıvı) (J/kgK)
0.728	1162
1.159	1212
1.765	1259
2.607	1306
3.721	1351
5.175	1397
7.02	1446
9.33	1497
12.16	1559
15.59	1638
19.71	1750



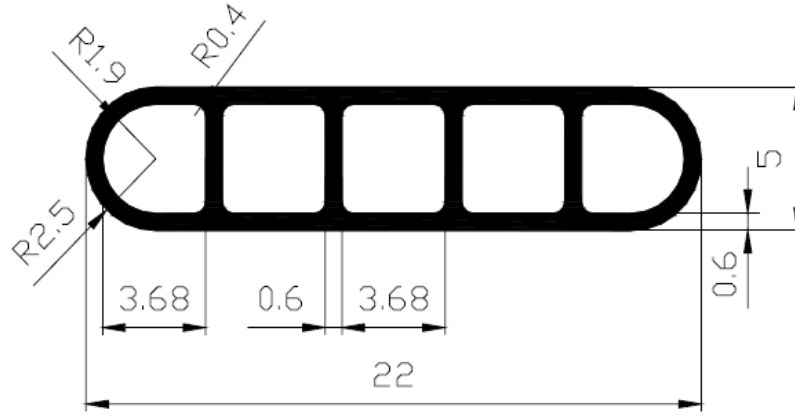
Şekil G.8: Özgül ısı (sıvı) - R-134a doyma basıncı değişimi

EK H: MİKROKANAL ENİNE KESİT ALAN ÇİZİMLERİ

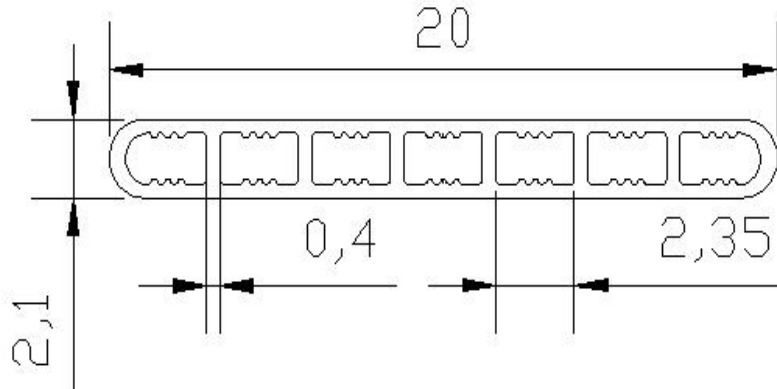
Şekil H.1, H.2 ve H.3'te sırasıyla iki fazlı akış deneyleri tamamlanmış birinci, ikinci ve üçüncü mikrokanal enine kesit alan çizimleri yer almaktadır. Çizimlerde belirtilen uzunluk değerlerinin birimi milimetredir (mm).



Şekil H.1: Birinci mikrokanal enine kesit alan çizimi



Şekil H.2: İkinci mikrokanal enine kesit alan çizimi

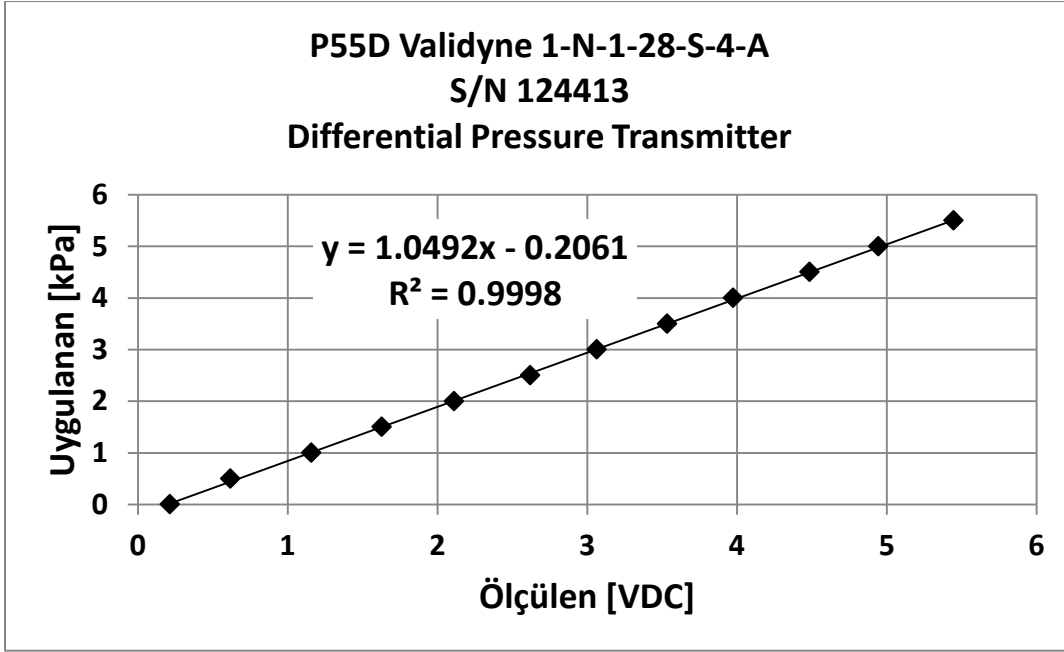


Şekil H.3: Üçüncü mikrokanal enine kesit alan çizimi

EK I: MİKROKANAL DENEYLERİ İÇİN KALİBRASYON ÇALIŞMALARI

I.1 FARK BASINÇ ÖLÇER

İkinci mikrok kanalın sisteme montajından sonra yapılan ilk deneyler sırasında test kısmının soğutkan giriş ve çıkışındaki basınç farkını ölçen fark basınç ölçerin kalibrasyonunda sapma tespit edilmiştir. Ayrıca basınç kayıpları fark basınç transdüserinin çalışma aralığının çok altında kaldığı için, Arçelik A.Ş. tarafından, 0-5 kPa (0-0,05 bar) aralığında çalışan Validyne fark basınç transdüseri temin edilmiştir. Bu cihazın kalibrasyonu Arçelik A.Ş.'de yapılmıştır. Kalibrasyon işlemi tamamlandıktan sonra, Şekil I.1'de verilen kalibrasyon eğrisi kullanılarak deneyler sürdürülmüştür.



Şekil I.1: P55D Validyne fark basınç ölçer kalibrasyon eğrisi

I.2 ÖN ISITICI

Bakır boru deneyleri tamamlandıktan sonra ön ısıtıcı kontrolünü, Arçelik A.Ş. tarafından hazırlanmış HP VEE programı aracılığıyla bilgisayar üzerinden yapabilmek için bir çoğullayıcı kart veri kaydediciye yerleştirilmiştir. Bu sayede ilgili program kullanılarak ön ısıtıcı tarafından verilmesi istenilen güç değeri programa voltaj değeri girilerek sağlanabilmektedir. Ön ısıtıcının düzeneğe kullanılma amacı gereği, ön ısıtıcıdan soğutkana aktarılan ısı miktarının bilinmesi test bölümünün girişinde soğutkan kurulum derecesinin belirlenebilmesi için gereklidir.

Bilgisayarda girilen voltaj değerine karşılık gelen, ön ısıtıcının soğutkana aktardığı ısı miktarı tespiti sistemde tek faz soğutkan akışı sağlanarak yapılmıştır. Tek faz akışta akışkanın sıcaklık ve basıncı bilinen bir noktasının entalpi değeri belirlenebileceği için soğutkanın sadece sıvı fazda olmasına dikkat edilmiştir. Ön ısıtıcı kalibrasyonu daha önce bakır boruda yapılan benzer bir şekilde yürütülmüştür. Dolayısıyla, düzeneğin ön ısıtıcı bölümü için kontrol hacmi yaklaşımıyla termodinamiğin birinci yasası uygulanarak soğutkana aktarılan ısı miktarı denklem (I.1) ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{\text{önısıtıcı}} = \dot{m}_{R134a} (h_{\text{önısıtıcı,çıkış}} - h_{\text{önısıtıcı,giriş}}) \quad (I.1)$$

Bu denklemde $\dot{Q}_{\text{ön ısıtıcı}}$ ön ısıtıcı bölümünde soğutkanın aldığı ısı miktarı, \dot{m}_{R134a} soğutkan çevriminde R134a'nın pompa tarafından sağlanan kütleli debisi, $h_{\text{ön ısıtıcı, çıkış}}$ soğutkanın ön ısıtıcı bölümünün çıkışındaki entalpi değeri, $h_{\text{ön ısıtıcı, giriş}}$ soğutkanın ön ısıtıcı bölümünün girişindeki entalpi değeridir. Soğutkanın kütleli debisi soğutkan çevrimindeki debimetre ile ölçülmekte, soğutkanın ön ısıtıcı bölümünün giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri ise soğutkan için tek faz sıvı akışı sağlandığından, bağımsız sıcaklık ve basınç özellikleriyle REFPROP 7 Beta programı kullanılarak belirlenmektedir.

Programda farklı voltaj değerleri girilip her biri için sistem sürekli rejime ulaşıncaya kadar beklenmiş ve ön ısıtıcının öncesinde ve sonrasında sıcaklık ve basınç ölçülerek ve sağlanan akışın kütleli debisi debimetrede okunarak bilgisayarda girilen voltaj değerine karşılık gelen, soğutkana aktarılan ısı miktarı hesaplanmıştır. Bu işlem farklı voltaj değerleri için tekrar edilmiştir. Girilen farklı voltaj değerlerinde sürekli rejimde soğutkanın ön ısıtıcı öncesi ve sonrasındaki özellikleri Tablo I.1'de verilmiştir.

Tablo I.1: Ön ısıtıcı kalibrasyonu için soğutkan özellikleri (1-4 V)

İsim	Birim	Deney 1	Deney 2	Deney 3	Deney 4
Kütleli debi	g/s	7.37	7.35	7.24	7.27
R134a basıncı	bar	5.38	5.39	5.4	5.4
Ön ısıtıcı giriş sıcaklığı	°C	5.52	5.55	5.58	5.6
Girişteki entalpi	kJ/kg	207.49	207.53	207.58	207.6
Ön ısıtıcı çıkış sıcaklığı	°C	6.35	6.82	7.43	8.14
Çıkıştaki entalpi	kJ/kg	208.62	209.26	210.09	211.06
Girilen voltaj değeri	V	1	1.5	2	2.5
Soğutkana aktarılan güç	W	8.33	12.72	18.16	25.15
İsim	Birim	Deney 5	Deney 6	Deney 7	
Kütleli debi	g/s	7.24	7.21	7.25	
R134a basıncı	bar	5.43	5.46	5.45	
Ön ısıtıcı giriş sıcaklığı	°C	5.64	5.68	6.48	
Girişteki entalpi	kJ/kg	207.66	207.71	208.8	
Ön ısıtıcı çıkış sıcaklığı	°C	9.05	10.16	11.62	
Çıkıştaki entalpi	kJ/kg	212.3	213.82	215.82	
Girilen voltaj değeri	V	3	3.5	4	
Soğutkana aktarılan güç	W	33.59	44.05	50.87	

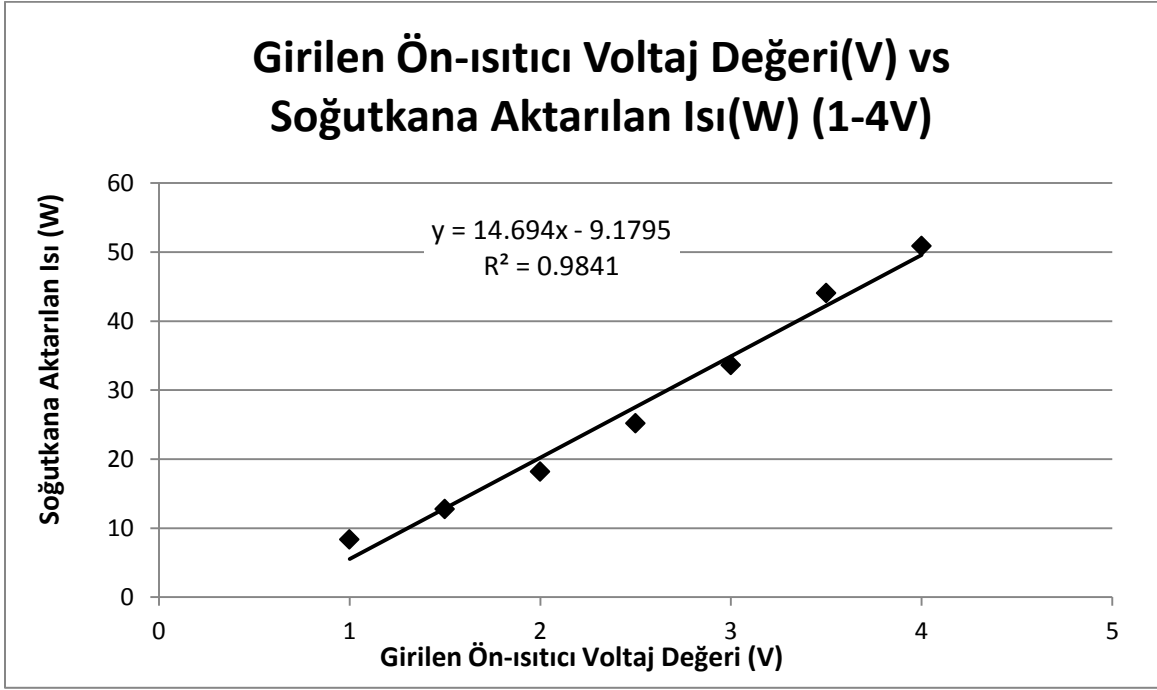
Birinci mikrokanal için ön ısıtıcı 1-4 V aralığında kullanılmış olup ikinci mikrokanal deneylerinden önce test kısmına girişte daha yüksek kurulum derecelerinde soğutkan elde edebilmek için ön ısıtıcının 4-7 V aralığında da kullanılabileceği düşünülmüştür. Bu amaçla önce sadece 1-4 V arası için yapılmış olan ön ısıtıcı kalibrasyonu 4-7 V için de tekrarlanmıştır. Tablo I.2'de 4-7 V arası yapılan deneylerdeki soğutkan özellikleri görülebilir.

Tablo I.2: Ön ısıtıcı kalibrasyonu için soğutkan özellikleri (4-7 V)

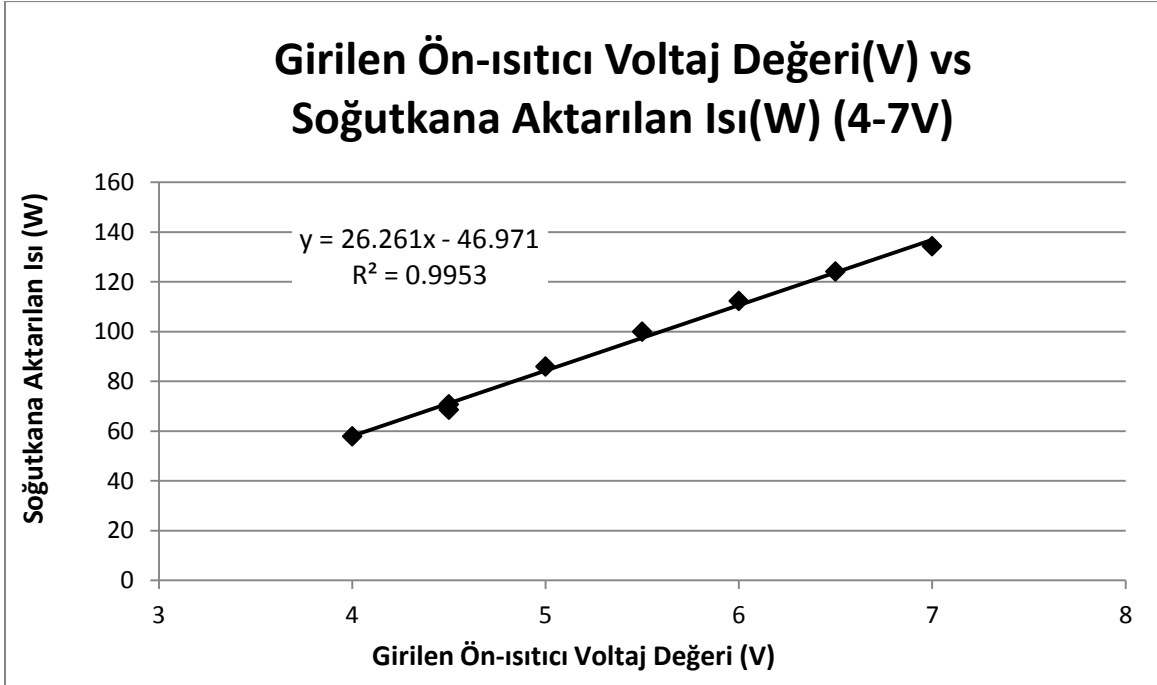
İsim	Birim	Deney 1	Deney 2	Deney 3	Deney 4
Kütleli debi	g/s	7.45	7.06	7.44	7.4
R134a basıncı	bar	5.61	5.45	5.49	5.59
Ön ısıtıcı giriş sıcaklığı	°C	6.05	6.08	6.07	6.1
Girişteki entalpi	kJ/kg	208.22	208.25	208.24	208.29
Ön ısıtıcı çıkış sıcaklığı	°C	11.74	13.17	14.49	15.94
Çıkıştaki entalpi	kJ/kg	215.99	217.95	219.78	221.79
Girilen voltaj değeri	V	4	4.5	5	5.5
Soğutkana aktarılan güç	W	57.89	68.52	85.82	99.90

İsim	Birim	Deney 5	Deney 6	Deney 7	Deney 8
Kütleli debi	g/s	7.39	7.39	7.38	7.51
R134a basıncı	bar	5.71	6.17	6.11	4.34
Ön ısıtıcı giriş sıcaklığı	°C	6.12	6.23	6.27	1.92
Girişteki entalpi	kJ/kg	208.32	208.47	208.53	202.61
Ön ısıtıcı çıkış sıcaklığı	°C	17.17	18.42	19.46	8.86
Çıkıştaki entalpi	kJ/kg	223.51	225.26	226.71	212.02
Girilen voltaj değeri	V	6	6.5	7	4.5
Soğutkana aktarılan güç	W	112.3	124.08	134.25	70.70

Bu veriler kullanılarak elde edilen 1-4 V ve 4-7 V aralıklarındaki ön ısıtıcı kalibrasyon eğrileri sırasıyla Şekil I.2 ve I.3'de verilmiştir.



Şekil I.2: Ön ısıtıcı için girilen voltaj değerine karşı soğutkana aktarılan ısı miktarı değişimi (1-4V)



Şekil I.3: Ön ısıtıcı için girilen voltaj değerine karşı soğutkana aktarılan ısı miktarı değişimi (4-7V)

Bu iki kalibrasyon eğrisi için elde edilen eşilişkiler aşağıdadır.

1-4 V arası girilen voltaj değeri için:

$$\dot{Q}_{\text{önısıtıcı}}(W) = 14.694 * V_{\text{girilen}}(V) - 9.1795 \quad (I.2)$$

4-7 V arası girilen voltaj değeri için:

$$\dot{Q}_{\text{önısıtıcı}}(W) = 26.261 * V_{\text{girilen}}(V) - 46.971 \quad (1.3)$$

Bu eşilişkilerde $\dot{Q}_{\text{önısıtıcı}}$ ön ısıtıcıdan soğutkana aktarılan ısı miktarı olup V_{girilen} ise bilgisayar üzerinden ön ısıtıcı kontrolü için girilen voltaj değeridir.

EK J: MİKROBORUDA ÖRNEK İKİ FAZLI DENEY İÇİN SONUÇLAR
J.1 SU VE SOĞUTKAN TARAFI GEOMETRİLERİ

Soğutkan tarafı geometrisi			Su tarafı geometrisi		
İç çap	mm	1.65	İç çap	mm	3.175
Dış çap	mm	3.175	Dış çap	mm	10
İç çevre	mm	5.18	İç çevre	mm	9.97
Akım kesit alanı	mm ²	2.14	Dış çevre	mm	31.42
Test uzunluğu	mm	400	Akım kesit alanı	mm ²	70.62
Isı transfer alanı	mm ²	2073.45	Hidrolik çap	mm	6.83
			Eşdeğer çap	mm	28.32

J.2 ÖRNEK DENEY İÇİN TEST KISMI KOŞULLARI

Soğutkan kütle debisi	g/s	0.505
Soğutkan giriş basıncı	bar	7.32
Soğutkan akışölçer	°C	16.96
Soğutkan giriş sıcaklığı	°C	28.61
Soğutkan çıkış sıcaklığı	°C	28.09
Soğutkan basınç düşmesi	bar	0.05
Su giriş sıcaklığı	°C	33.83
Su çıkış sıcaklığı	°C	33.70
Su debisi	l/dk	1.65
Su kütle debisi	kg/s	0.030
Su kütle debisi	g/s	29.53
Test giriş duvar sıcaklığı	°C	30.55
Test çıkış duvar sıcaklığı	°C	30.71
Ön ısıtıcı verilen güç	W	28.30
Ön ısıtıcı net güç	W	24.05
Viskoz ısınma	W	9.06
Net ısı transfer oranı	W	22.24

J.3 SOĞUTKAN DENEY HALLERİ

Akışölçer (Ön ısıtıcı giriş)		
Soğutkan basınç	bar	7.32
Soğutkan sıcaklık	°C	16.96
Soğutkan kuruluk derecesi (%)	-	-
Soğutkan entalpi (kJ/kg)	kJ/kg	223.23
Test Giriş (Ön ısıtıcı çıkış)		
Soğutkan basınç	bar	7.32
Soğutkan sıcaklık	°C	28.24
Soğutkan kuruluk derecesi (%)	-	18.09
Soğutkan entalpi (kJ/kg)	kJ/kg	270.81
Test Çıkış		
Soğutkan basınç	bar	7.27
Soğutkan sıcaklık	°C	28.02
Soğutkan kuruluk derecesi (%)	-	43.40
Soğutkan entalpi (kJ/kg)	kJ/kg	314.81

J.4 SU TARAFI ÖZELLİKLERİ

Hız	m/s	0.3894
Yoğunluk	kg/m ³	1073.72
Viskozite	Pa.s	0.0042
Reynolds sayısı	-	687
Özgül ısı	J/kgK	3432.78
Isıl iletkenlik	W/mK	0.402
Pr	-	35.49
Ortalama sıcaklık	°C	33.77
Kütle debisi	kg/s	0.0295

J.5 SOĞUTKAN DENEYSEL HESAPLAMALAR

Net ısı transfer oranı	W	22.24
Isı akısı	W/m ²	10726.16
Kütle akısı	kg/m ² s	236.40
Su ortalama sıcaklığı	°C	33.77
Duvar ortalama sıcaklığı	°C	30.63
Su – duvar sıcaklık farkı	°C	3.14
Soğutkan giriş sıcaklığı	°C	28.24
Soğutkan çıkış sıcaklığı	°C	28.02
Giriş sıcaklık farkı	°C	-2.39
Çıkış sıcaklık farkı	°C	-2.61
Log. Ort. Sıcaklık Farkı	°C	-2.50
U	W/m ² K	4293.24
H	W/m ² K	4318.26
Soğutkan ortalama sıcaklığı	°C	28.13
Soğutkan doyma basıncı	bar	7.30
Ortalama kuruluk derecesi (%)	-	30.75

J.6 LİTERATÜRDEKİ EŞİLİŞKİLERİN HESAPLAMALARI

CHEN					
ρ_{liquid}	kg/m ³	1230.78	Mass flow rate	kg/s	5.05E-04
ρ_{vapor}	kg/m ³	26.08	μ	Pa.s	1.52E-04
μ_{liquid}	Pa.s	2.091E-04	Refrigerant Re	-	2624
μ_{vapor}	Pa.s	1.249E-05	Re_{liquid}	-	1865
X _{tt}	-	0.45	$Re_{\text{two-phase}}$	-	8511
1/X _{tt}	-	2.22	Pe_{liquid}	-	7420.77
F	-	4.52	$Pe_{\text{liquid}} * d/L$	-	30.61
F _o	-	3.13	$h_{\text{liquid only}}$	W/m ² K	163.59
k_{liquid}	W/Mk	0.0737	$h_{\text{convective boiling}}$	W/m ² K	511.89
k_{vapor}	W/mK	0.0097	θ_B	K	2.50
Pr_{liquid}	-	3.98	ΔP_v	J/m ³	39809.22
Pr_{vapor}	-	1.27	S	-	0.91
σ	N/m	0.0077	$h_{\text{vapor only}}$	W/m ² K	2398.88
$c_{p,\text{liquid}}$	J/kgK	1462.25	h	W/m ² K	2910.77
GÜNGÖR			BERTSCH		
Re_{liquid}	-	1292	$h_{\text{nucleate boiling}}$	W/m ² K	4088.31
E	-	5.28	Re_{liquid}	-	1865
h_{liquid}	W/m ² K	163.59	Re_{vapor}	-	31228
S	-	0.88	$h_{\text{convection, liquid}}$	W/m ² K	251.54
h_p	W/m ² K	4088.34	$h_{\text{convection, vapor}}$	W/m ² K	78.75
h_{TP}	W/m ² K	4449.99	$h_{\text{convection, boiling}}$	W/m ² K	198.41
			Co	-	0.491
			h	W/m ² K	4137.56

J.7 DENEYSEL SONUÇLAR VE LİTERATÜRDEKİ EŞİLİŞKİLERİN SONUÇLARI

Soğutkan kütle debisi	g/s	0.51
Kütle akısı	kg/m ² s	236.40
Ortalama kuruluk derecesi (%)	-	30.75
h_{exp}	W/m ² K	4318.26
$h_{Güngör}$	W/m ² K	4449.99
$h_{Bertsch}$	W/m ² K	4137.56
h_{Chen}	W/m ² K	2910.769
Soğutkan basınç düşmesi	bar	0.05

EK K: BELİRSİZLİK ANALİZİ

Hesaplanan değerin içerdiği toplam belirsizliği belirlemek için bu değerin içerdiği her bir değişkenin toplam belirsizliğe katkısı göz önüne alınır. Ölçülen büyüklük, R, ve bu büyüklüğün bağlı olduğu n tane bağımsız değişken $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ise R büyüklüğü

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (K.1)$$

şeklinde yazılabilir. Ayrıca bu n tane bağımsız değişkenin her birinin hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve ölçülen R büyüklüğünün hata oranı da w_R ise R büyüklüğünün hata oranı aşağıdaki gibi olacaktır (Kline ve McClintock, 1953).

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

Bu denklem kullanılarak iki fazlı deneyler sonucunda hesaplanmış olan ısı transfer katsayısındaki belirsizlik miktarları hesaplanabilir. Çalışmadaki parametreler arasındaki fonksiyonel ilişkiler Tablo K.1'de, Denklem K.2'nin tüm parametrelere uygulanmasıyla elde edilen belirsizlik değerleri Tablo K.2'de sunulmuştur.

Tablo K.1: Deneysel parametreler arasındaki fonksiyonel ilişkiler

Parametre	Fonksiyonel İlişki
\bar{h}_{TP}	$\bar{h}_{TP}(U_i, t, k_{Al})$
U_i	$U_i(\dot{Q}_W, A_i, \Delta T_{LM})$
\dot{Q}_W	$\dot{Q}_W(\dot{Q}_V, \dot{V}_W, \rho_W, h_{we} - h_{wi})$
A_i	$A_i(P_h, L)$
ΔT_{LM}	$\Delta T_{LM}(T_w, T_{re}, T_{ri})$
\dot{Q}_V	$\dot{Q}_V(Re_W)$
P_h	$P_h(h_{ch}, w_{ch})$
Re_W	$Re_W(\rho_W, u_m, D_h, \mu_W)$
u_m	$u_m(\dot{V}_W, A_c)$
D_h	$D_h(A_c, P_w)$
P_w	$P_w(h_{Al}, w_{Al})$
A_c	$A_c(d, h_{ch}, w_{ch})$
$(h_{we} - h_{wi})$	$(h_{we} - h_{wi})(C, (T_{we} - T_{wi}))$
h_{ri}	$h_{ri}(\dot{Q}_{RI}, T_{hi}, P_R)$

Tablo K.2: Üç minikanalda bir deney verisi için yapılan belirsizlik analizinde kullanılan ve bulunan değerler

Parametre	Birim	Minikanal 1		Minikanal 2		Minikanal 3	
		Değer	Belirsizlik	Değer	Belirsizlik	Değer	Belirsizlik
h_{ch} (1 port)	mm	1,50	±0,02	3,80	±0,02	1,30	±0,02
w_{ch} (1 port)	mm	1,94	±0,02	3,68	±0,02	2,35	±0,02
h_{Ai}	mm	2,10	±0,02	5,00	±0,02	2,10	±0,02
w_{Ai}	mm	16,00	±0,02	22,00	±0,02	20,00	±0,02
L	mm	465,00	±0,02	440,00	±0,02	525,00	±0,02
t	mm	0,30	±0,02	0,60	±0,02	0,40	±0,02
d	mm	49,60	±0,02	65,70	±0,02	49,60	±0,02
P_h	mm	48,20	±0,03	68,79	±0,03	51,80	±0,03
P_w	mm	192,02	±0,08	256,11	±0,08	200,02	±0,09
A_i	mm ²	22413,00	±13,19	30268,11	±12,52	27195,00	±14,89
A_{cw}	mm ²	1898,61	±6,24	3285,53	±6,24	1890,21	±6,24
D_{hw}	mm	39,55	±0,13	51,31	±0,10	37,80	±0,13
T_{wi}	°C	12,55	±0,05	8,92	±0,05	21,77	±0,05
T_{we}	°C	11,77	±0,05	8,00	±0,05	20,12	±0,05
T_{Wmean}	°C	12,16	±0,03	8,46	±0,03	20,94	±0,03
T_w	°C	6,40	±0,02	1,62	±0,02	10,87	±0,02
T_{hi}	°C	-1,02	±0,05	-5,54	±0,05	7,65	±0,05
ΔT_{LM}	°C	-3,50	±0,06	1,66	±0,09	-1,26	±0,11
P_R	bar	3,30	±0,07	2,90	±0,07	4,04	±0,07
DP	bar	0,0147	±0,0009	0,0147	±0,0009	0,0098	±0,0009
Q_V	W	8,26	±3,71	5,26	±3,22	15,59	±5,20
Q_{RI}	W	20,21	±7,21	34,90	±8,67	84,33	±13,30
Q_W	W	84,75	±7,97	109,72	±8,88	216,61	±10,64
U_i	W/m ² K	1079,19	±103,11	2183,75	±209,88	6304,28	±626,90
k_{Ai}	W/mK	228,96	±0,00	228,84	±0,00	229,11	±0,00
h_{TP}	W/m ² K	1080,72	±145,26	2190,02	±469,33	6374,44	±3604,44

Ölçüm cihazlarından okunan değerlerdeki belirsizlikler cihazlar hakkında üretici firmanın hazırladığı kataloglardan edinilmiştir. Isı transfer katsayısı belirlemede her iki çevrimdeki akışkanların özellikleri ve ön ısıtıcının soğutkana aktardığı ısı tespiti için elde edilmiş grafiklerde gösterilen deneysel verilere oturtulmuş doğru veya eğri denklemlerindeki belirsizlikler MS Excel programı yardımıyla %95 güvenlik aralığında doğrusal ve çoklu bağlantım (regresyon) yöntemleriyle tespit edilmiştir.

TÜBİTAK
PROJE ÖZET BİLGİ FORMU

Proje No: 107M504
Proje Başlığı: Evaporatör Tasarımı ve Optimizasyonu için Mikrokanallarda Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi
Proje Yürütücüsü ve Araştırmacılar: Doç.Dr. Almila Güvenç Yazıcıoğlu, Dr. Hüsnü Kerpiççi, Aydın Çelik
Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi: Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 06531 Ankara
Destekleyen Kuruluş(ların) Adı ve Adresi: Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi, 34950 Tuzla/İstanbul
Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri: 01.09.2008 – 01.03.2011
Öz (en çok 70 kelime): Bu çalışmada, buzdolabı evaporatörlerinde kullanılmak üzere çeşitli mikrokanallardaki iki fazlı soğutkan akışında ısı transferi ve basınç düşmesi deneysel olarak incelenmiştir. Öncelikle bir deney düzeneği hazırlanmıştır. Deney düzeneğinin doğrulanmasından sonra 3 farklı mikrokanalın ısı transferi ve basınç düşmesi performansları test edilmiştir. İki fazlı akışta zorlanmış taşınım ile deneysel ısı transfer katsayıları hesaplanmış ve basınç düşmeleri ölçülmüştür. 7-kanallı, yivli mikrokanalın diğerlerinden daha iyi ısı transferi performansı olduğu, ve bunu daha düşük basınç düşmesiyle sağladığı görülmüştür.
Anahtar Kelimeler: Mikrokanal, zorlanmış taşınım ile iki fazlı ısı transferi, soğutkan, R134a, sabit duvar sıcaklığı
Fikri Ürün Bildirim Formu Sunuldu mu? Evet <input type="checkbox"/> Gerekli Değil <input checked="" type="checkbox"/> Fikri Ürün Bildirim Formu'nun tesliminden sonra 3 ay içerisinde patent başvurusu yapılmalıdır.
Projeden Yapılan Yayınlar: <ol style="list-style-type: none">1. TEKİN B., Güvenç Yazıcıoğlu A., Kerpiççi H., Kakaç S., Experimental investigation of heat transfer and pressure drop for two-phase R134a flow in a 1.65 mm copper tube, ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Paper No: 25432, July 12-14, 2010.2. TEKİN B., Güvenç Yazıcıoğlu A., Kakaç S., Kerpiççi H., 1.65 mm'lik bir bakır miniboruda iki fazlı R134a akışının deneysel olarak incelenmesi, 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Zonguldak, 2011.3. AĞARTAN Y. A., Güvenç Yazıcıoğlu A., Experimental comparison of the heat transfer performance of microchannel geometries, VIII Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Vol. 1, pp. 194-203, 2011.