

**T.C.  
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
ENERJİ BİLİM DALI**

**MİKRO BORULARDA ISI TRANSFERİNİN SAYISAL  
ANALİZİ**

**Burak ŞEN**

**Danışman  
Dr. Öğr. Üyesi M.Bahattin AKGÜL**



**MANİSA- 2019**

**Burak ŞEN**

**MIKRO BORULARDA ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ**

**2019**

## TEZ ONAYI

Burak ŞEN tarafından hazırlanan "Mikro Borularda Isı Transferinin Sayısal Analizi" adlı tez çalışması 01.08.2019 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri önünde Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak başarı ile savunulmuştur.

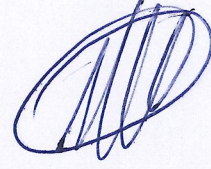
Danışman

Dr. Öğr. Üyesi M.Bahattin AKGÜL  
Manisa Celal Bayar Üniversitesi



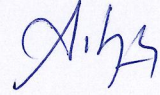
Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Yiğit AKSOY  
Manisa Celal Bayar Üniversitesi



Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Ahmet YILANCI  
Ege Üniversitesi



## **TAAHHÜTNAME**

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

**Burak ŞEN**



## İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER.....	I
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	III
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	V
TABLO LİSTESİ.....	VII
TEŞEKKÜR.....	VIII
ÖZET.....	IX
ABSTRACT.....	XI
1.GİRİŞ.....	1
2. GENEL BİLGİLER.....	5
2.1. Hvac Sistemleri.....	5
2.2. Hvac Kullanım Alanları.....	6
2.3. Mikro Kanal Teknolojisi.....	7
2.3.1. Micro Ölçek Sıvı Akışkanlardaki Temel Konular.....	10
2.3.2. Mikro Kanal Borulu Evaporatörler.....	12
2.4. Evaporatörlerde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar.....	13
2.4.1. Soğutucu Gruplar.....	14
2.4.2. Kloro-Floro Karbon Soğutucu Grupları.....	14
2.4.2.1. Metan serisi.....	14
2.4.2.2. Etan Serisi.....	14
2.4.2.3. Zeotropic karışımlar (% kütle oranı).....	14
2.4.2.4. Azeotropik karışımlar.....	14
2.4.2.5. İnorganik Soğutucu Akışkanlar.....	14
2.4.3. Hidrokarbon gurubu.....	15
2.4.4. Kryojenic (Çok Düşük Sıcaklık) Soğutucu Akışkanlar.....	15
2.4.5. Soğutucu Akışkan Seçimi ve Özellikleri.....	15
2.5. Mikrokanallarda Akış.....	17
2.6. Tek Fazlı Akış.....	17
2.6.1. Tek Fazlı Laminer Akış.....	18
2.6.2. Giriş Bölgeleri.....	19
2.6.3. Giriş Uzunlukları.....	20
2.6.4. Basınç Düşüşü ve Yük Kaybı.....	20
2.6.5. Türbülanslı Akış.....	21
3.MODEL VE GEOMETRİ.....	22
3.1 Tasarım Modeli ve Geometri.....	22
3.1.1. Geometri Modeli.....	22
3.1.2. Mesh Modelleri.....	24
4. TEK FAZLI AKIŞ İÇİN SAYISAL ANALİZLER.....	28

4.1 R134a Analizler .....	33
4.2 R600a Analizler .....	36
4.3. Tek Fazlı Akışların Karşılaştırılması.....	39
5. ÇİFT FAZLI AKIŞ VE SAYISAL ANALİZLERİ.....	42
5.1. Çift Fazlı Akış (Multi-faz).....	42
5.2. Mikro Kanallarda Çift Fazlı Akış ve Akış Türleri .....	43
5.2.1. Ayrık Akış.....	47
5.2.2. Kesikli Akış .....	47
5.2.3. Halka Akış .....	47
5.2.4. Yayılmış Akış .....	48
5.3. Çift Fazlı Akış Modeli ve Yaklaşımlar.....	50
5.3.1. EULER Yaklaşımı .....	50
5.3.2. EULER-Granular Yaklaşımı.....	50
5.3.3. Volume of Fluid (VOF Model) Yaklaşımı .....	51
5.3.4. Mixture Model Yaklaşımı.....	51
5.4. Eşitlikler ve Hesaplama Metotları .....	51
5.5. Çift Fazlı Analizler .....	56
5.5.1. R134a Akışkanın Üç Farklı Hızda Analizleri .....	57
5.5.2. R600a Akışkanın Üç Farklı Hızda Analizleri .....	59
5.5.3. R600a-R134a Akışkanlarının Analiz Karşılaştırması .....	61
6. SONUÇ VE ÖNERİLER .....	65
KAYNAKLAR.....	67
ÖZGEÇMİŞ .....	69

## SİMGELER ve KISALTMALAR

### Kısaltmalar

<b>COP</b>	Soğutma Performans Katsayısı (Coefficient of Performance)
<b>HVAC</b>	Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme
<b>RF</b>	Radyo Frekans
<b>CFD</b>	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
<b>VOF</b>	Akışkan hacmi
<b>WFDP</b>	Boru iç duvar akış bölgesi
<b>BHFS</b>	Sınır duyarlı ısı akışı
<b>WFDP</b>	Boru duvar sıvısı alanı
<b>GWP</b>	Küresel Isınma Potansiyeli
<b>ODP</b>	Ozon Tükenme Potansiyeli
<b>HAD</b>	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

### Simgeler

<b>Re</b>	Reynold Sayısı
<b>Nu</b>	Nusselt Sayısı
<b>Pr</b>	Prandtl Sayısı
<b><math>L^*_{th}</math></b>	Isıl Akış Giriş Uzunluğu (m)
<b><math>\rho</math></b>	Yoğunluk ( $kg/m^3$ )
<b><math>\alpha</math></b>	Boşluk Oranı
<b><math>X_D</math></b>	Dinamik Kuruluk Derecesi
<b><math>X_S</math></b>	Durgun Kütle Kuruluk Derecesi
<b><math>Ki_f</math></b>	Kayma Faktörü
<b><math>v</math></b>	Hız (m/s)
<b><math>V_{GS}</math></b>	Bağlı Hız (m/s)
<b><math>X_v</math></b>	Hacimsel Kuruluk Derecesi
<b>m</b>	Debi ( $m^3/s$ )

<b><math>D_h</math></b>	Hidrolik ap (m)
<b><math>A.g</math></b>	Gaz Faz Akış Kanal Kesit Alanı ( $m^2$ )
<b><math>s</math></b>	Sıvı Faz Akış Kanal Kesit Alanı ( $m^2$ )
<b><math>V</math></b>	Hacim ( $m^3$ )
<b><math>\mu</math></b>	Dinamik Viskozite (Pa.s)
<b><math>G</math></b>	Kütlesel Akı ( $kg/m^2s$ )
<b><math>g</math></b>	Yer ekimi İvmesi ( $m/s^2$ )
<b><math>C_p</math></b>	Özgöl Isı (J/kgK)
<b><math>k</math></b>	Isıl İletkenlik Katsayısı (W/mK)
<b><math>h</math></b>	Isı Taşınım Katsayısı ( $W/m^2K$ )
<b><math>q</math></b>	Yüzey Isı Akısı ( $W/m^2$ )
<b><math>P</math></b>	Basınç (Pa)
<b><math>T</math></b>	Sıcaklık ( $^{\circ}C, K$ )
<b><math>X</math></b>	Mesafe (m)
<b><math>T_w</math></b>	Duvar Sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )
<b><math>T_f</math></b>	Akışkan Sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )



## ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1. İdeal Soğutma Çevrimi .....	2
Şekil 1.2. Soğutma Çevrimi Elemanları .....	2
Şekil 1.1. Soğutma Çevrimi Şeması .....	3
Şekil 2.1.1. HVAC Sistemleri Genel Görünümü .....	5
Şekil 2.2.1. Mikro Kanallar Şematik Görünümü .....	6
Şekil 2.3.1. Mikro Kanallı Buharlaştırıcı Mikro Kanal Görünümü .....	8
Şekil 2.3.2. Mikro Kanal Bileşenler .....	9
Şekil 2.3.1.1. Çoklu Çip Kesit Görünümü .....	11
Şekil 2.6.2.1. Mikro Kanallarda Akış Bölgeleri .....	19
Şekil 2.6.2.1. Mikro Kanal Akış Bölgeleri .....	19
Şekil 3.1.1.1. Geometri .....	22
Şekil 3.1.1.2. Model Geometri Özellikleri .....	23
Şekil 3.1.1.3. Model Geometri Tasarım Özellikleri .....	23
Şekil 3.1.2.1. Model Yapısı Kesit Görünümü .....	24
Şekil 3.1.2.2. Model Yapısı Yüzey Görünümü .....	24
Şekil 3.1.2.3. Boru Akışkan Girişi (Inlet) .....	25
Şekil 3.1.2.4. Boru Akışkan Çıkışı (Outlet) .....	26
Şekil 3.1.2.5. Boru Yüzey (Wall) Isı Transferi Bölgesi .....	26
Şekil 3.1.2.6. Akışkan Alanı (Fluid Domain) .....	27
Şekil 4.1. Çalışma Veri Doğrulaması .....	32
Şekil 4.1.1. Reynold Sayısı-Isı Taşınım Katsayısı Değişimi Grafiği .....	33
Şekil 4.1.2. Basınç- Reynold Sayısı Değişimi .....	34
Şekil 4.1.3. Nusselt-Reynold Sayısı Değişimi .....	34
Şekil 4.1.4. Kanal Boyunca Basınç Düşümü .....	35
Şekil 4.2.1. Reynold Sayısı-Isı Taşınım Katsayısı Değişimi Grafiği .....	37
Şekil 4.2.2. Basınç- Reynold Sayısı Değişimi .....	37
Şekil 4.2.3. Nusselt-Reynold Sayısı Değişimi .....	38
Şekil 4.2.4. Kanal Boyunca Basınç Düşümü .....	38
Şekil 4.3.1. İki Akışkanın Nu-Re Değişimi .....	39
Şekil 4.3.2. İki Akışkanın Re-h Değişimi .....	40
Şekil 4.3.3. Kanal Boyunca İki Akışkanın Basınç Düşümü Karşılaştırması .....	41
Şekil 4.3.4. Kanal Boyunca Lokal Sıcaklık ve Basınç Ölçümü .....	41
Şekil 5.2.1. İki Fazlı Akışların Genel Sınıflandırılması .....	44
Şekil 5.2.2. Akış Rejimleri ve Türleri .....	45
Şekil 5.2.3. Dairesel ve Dik Borularda İki Fazlı Akış .....	46
Şekil 5.2.4. Dairesel ve Yatay Borularda İki Fazlı Akış .....	46
Şekil 5.2.4.1. Kanal İçi Akış Rejimleri .....	48
Şekil 5.2.4.2. Mikro Kanal Borularda İç Kanat Boru Türleri .....	49
Şekil 5.2.4.3. Mikro Kanallı Isı Değiştirici Tipleri .....	49
Şekil 5.2.4.4. Evaporatör Bağlantı Sistemi .....	49
Şekil 5.4.1. Boru Kanal Akış Kesiti .....	53
Şekil 5.5.1.1. Isı Taşınım Katsayısı-Reynold Sayısı Değişimi .....	57
Şekil 5.5.1.2. Nusselt Sayısı-Reynold Sayısı Değişimi .....	58
Şekil 5.5.1.3. Basınç Düşümü-Hız Değişimi .....	58
Şekil 5.5.2.1. Isı Taşınım Katsayısı-Reynold Sayısı Değişimi .....	59
Şekil 5.5.2.2. Nusselt Sayısı-Reynold Sayısı Değişimi .....	60

Şekil 5.5.2.3. Basınç Düşümü-Hız Değişimi .....	60
Şekil 5.5.3.1. R600a-R134a Reynold Sayısı-Isı Taşınım Katsayısı Değişimi .....	61
Şekil 5.5.3.2. R600a-R134a Nusselt-Reynold Sayısı Değişimi .....	62
Şekil 5.5.3.3. R600a-R134a Basınç Düşümü-Hız Değişimi .....	62
Şekil 5.5.3.4. R600a Tek ve Çift Faz Basınç Düşümü-Hız Değişimi .....	63
Şekil 5.5.3.5. R600a Tek ve Çift Faz Isı Taşınım Katsayısı-Reynold Sayısı Değişimi .....	64



## TABLolar LİSTESİ

	<b>Sayfa</b>
Tablo 2.3.2.1. Kanalların Hidrolik Çap Sınıflandırılması .....	12
Tablo 2.4.5.1. Soğutucu Akışkan R134a'nın 40°C'deki Termodinamik Özellikleri.....	16
Tablo 2.4.5.1. Soğutucu Akışkan R600a'nın 40°C'deki Termodinamik Özellikleri.....	16
Tablo 3.1.2.1. Mesh İstatistikleri.....	25
Tablo 4.1.1. Laminer Akış Hesaplaması .....	33
Tablo 4.2.1. Laminer Akış Hesaplaması .....	36
Tablo 5.2.1. Akış Rejimleri ve Alt Grupları.....	45



## TEŞEKKÜR

Çalıőmamın her aőamasında bana destek olan, bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren danışman hocam Sayın Yrd.Doç. Dr. Üyesi M.Bahattin AKGÜL'e , yüksek lisans eğitimim sırasında desteğini ve yardımlarını esirgemeyen Sayın Yrd.Doç.Dr. Üyesi İbrahim AYDIN'a ve Sayın Dr.Öğr.Üyesi Ahmet YILANCI'ya, bu çalışmada deneyimlerini ve bilgilerini benimle paylaőan Sayın Günnur ŞEN'e , yüksek lisans eğitimim sırasında deneyimleri , bilgi birikimi ve desteği için Sayın Suat ÖZDEN'e, teknik bilgi birikimi ve bu çalışmada bana moral motivasyon desteği için Sayın Mehmet BAYIR'a ,çalıőmalarım sırasında manevi desteğini her zaman yanımda hissettiğim değerli mesai arkadaşlarıma ve EGEKROM ailesine, sistem tasarımlarında fikir ve bilgi paylaőımlarından dolayı Sayın Berk Birtan ERDOĞAN'a, öğrenim hayatım boyunca beni maddi ve manevi olarak destekleyen ve hep yanımda olan aileme yürekten teşekkür ederim.

**Burak ŞEN**  
Manisa, 2019

## ÖZET

### Yüksek Lisans Tezi

#### Mikro Borularda Isı Transferinin Sayısal Analizi

Burak ŞEN

Manisa Celal Bayar Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Enerji Bilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi M. Bahattin AKGÜL

Ülkemizdeki enerji ihtiyacının büyük bir kısmı yurtdışı kaynaklardan tedarik edilmektedir. Enerjinin değeri artarken sadece ekonomik olarak bakmamak ve milli değer olarak görmemiz gerekir. Bu aşamada ilk yol mevcut kullanımın en aza indirilmesi ve tasarruf edilmesidir. Bu enerji tüketimi ile beraberinde çevreye ve ozona verilen zarar göz önüne alınarak belirli tedbirler alınması gerekmektedir. Bu sorunun çözümü için yeni enerji üretim kaynakları arayışına gidilmekte ve kullanılmakta olan enerji üretim kaynaklarının mümkün ise daha verimli kullanılması, mümkün değil ise mevcut verimin sürekliliğinin sağlanması temel amaç haline gelmektedir. Bu da optimum soğutma sağlama ihtiyacı ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) ile ozon tüketme potansiyeli (ODP) kontrol altında tutulması ihtiyacını önemle göstermektedir.

Mevcut çalışmada, soğutucu sistemlerde kullanılan evaporatör bileşeni ele alınmıştır. Yapılan çalışmada normal evaporatörler ile mikrokanal evaporatörler arasındaki fark ve literatürde yer alan ideal durumlar, belirli durumda gerçekleşen akışlar ve bunlarla ilgili yapılmış deneysel çalışmaların farkı ele alınmıştır.

Literatürde, mini, mikro ve konvansiyonel kanal boyutları ve bunların hidrolik çaplarının sınıflandırılmasında net bir görüş birliği yoktur. Bu alanda halen yapılan çalışmalar gelecekte oluşturulacak farklı soğutma sistemleri için büyük bir önem taşımaktadır. Bu nedenle evaporatörlerde kullanılan mini ve mikro kanal kullanımını performans arttırmak için kullanılan yöntemdir. Bu yöntemde hem dış taraftan gelen ısının, ısı iletim katsayısı, hem de iç taraftan taşınan ısının, ısı taşınım katsayısında performans artışı sağlanarak evaporatör toplam ısı geçiş katsayısı artmaktadır.

Mini ve mikro kanallarda gerçekleşen iki fazlı akışların, konvansiyonel kanallardan farklı olarak ele alındığı ve daha farklı sonuçlar elde edildiği aşikardır. Bu yüzden mini ve mikro kanallarda basınç düşümü takip edilerek gerçekleşen ısı transferi ve ısı transfer katsayılarının bunlara bağlı olarak buharlaşma ve yoğuşmalara olan etkisi hala araştırılmaya devam edilmektedir.

Bu çalışmada R600a akışkanı kullanılarak yapılan çift fazlı akışta 0.6m/s hız değerinde 39856 W/m<sup>2</sup>K ısı taşınım katsayısı gözlemlenmiştir. Tek fazlı akışta ise bu

değer  $16520 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir. R600a akışkanının çift fazlı analizlerde R134a akışkanından daha yüksek performans gösterdiği ve kendi içerisinde tek faz ve çift faz durumdaki performansı analiz edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler: Mikro Kanal Evaporatör, Soğutucular, Çift Fazlı Akış, Tek Fazlı Akış, Basınç Düşümü, Isı Transferi, Isı Transfer Katsayısı**

**2019, 69 sayfa**



## **ABSTRACT**

**M.Sc. Thesis**

### **Numerical Analysis of Heat Transfer in Micro Tubes**

**Burak ŞEN**

**Manisa Celal Bayar University  
Graduate School of Applied and Natural Sciences  
Department of Mechanical Engineering**

**Supervisor: Asst. Prof. Dr. M. Bahattin AKGÜL**

Most of the energy needs in our country are supplied from foreign sources. As the value of energy increases, we should not only look at economically and see it as national value. At this stage, the first way is to minimize the current use and to save money. With this energy consumption, it is necessary to take certain measures taking into account the damage to the environment and ozone. In order to solve this problem, new energy production sources are being searched and the energy resources are being used more efficiently if possible, and if not possible, ensuring the continuity of the existing efficiency becomes the main objective. This demonstrates the need to maintain an optimal cooling supply and global warming potential (GWP) and the need to control ozone depletion potential (ODP).

In the present study, the evaporator component used in cooling systems is handled. In this study, the difference between the normal evaporators and microchannel evaporators and the ideal conditions in the literature, the flow in certain conditions and the difference of experimental studies about them were handled.

There is no clear consensus in the literature on the classification of mini, micro and conventional duct dimensions and their hydraulic diameters. The studies in this area are of great importance for different refrigeration systems to be created in the future. Therefore, the use of mini and microchannels used in evaporators is the method used to increase performance. In this method, the total heat transfer coefficient of the evaporator increases with the increase in the heat transfer coefficient, heat transfer coefficient and heat transfer coefficient.

It is evident that two-phase flows in mini and micro channels are treated differently than conventional channels and different results are obtained. Therefore, the effect of heat transfer and heat transfer coefficients on the evaporation and condensation of the heat transfer coefficients, which are followed by the pressure drop in the mini and micro channels, is still being investigated.

In this study, heat transfer coefficient of  $39856 \text{ W/m}^2\text{K}$  was observed at a speed of  $0.6 \text{ m/s}$  in dual phase flow using R600a fluid. In single-phase flow, this value is  $16520 \text{ W/m}^2\text{K}$ . The performance of the R600a fluid outperformed the R134a fluid in dual phase analyzes and the performance of the single phase and dual phase state was analyzed.

**Key Words: Micro Channel Evaporator, Refrigerants, Two Phase Flow, Single Phase Flow, Pressure Drop, Heat Transfer, Heat Transfer Coefficient**

**2019, 69 pages**





## 1.GİRİŞ

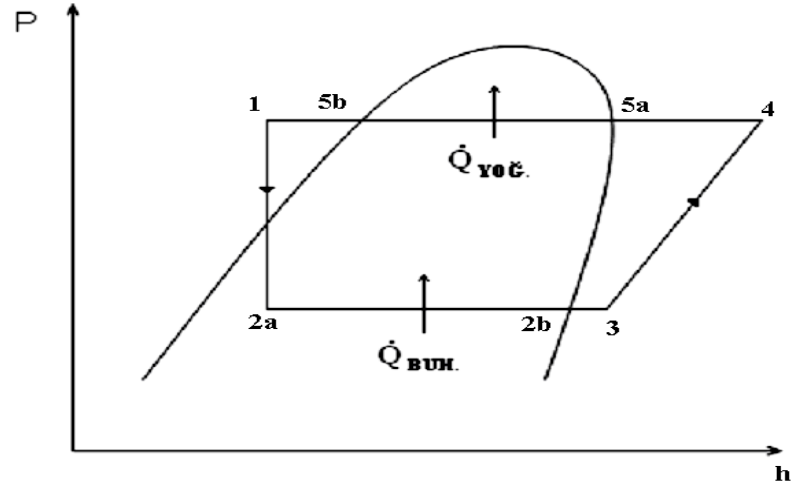
Ülkemizdeki enerji ihtiyacının büyük bir kısmı yurtdışı kaynaklardan tedarik edilmektedir. Enerjinin değeri artarken sadece ekonomik olarak bakmamak ve milli değer olarak görmemiz gerekir. Bu aşamada ilk yol mevcut kullanımın en aza indirilmesi ve tasarruf edilmesidir.

Teknolojinin ilerlemesi ile günümüzde her elektronik eşya, kullanılan ısıtma ve soğutma sistemleri, veri depolama birimleri gibi ve bunların sahip oldukları işlemcilerin soğutulması optimum çalışma sıcaklığının oluşturulması ayrıca elektrikli eşya kullanımında tasarruf edilip, yaşam alanlarında yapılacak olan konfor ısıtma ve soğutmasının daha kaliteli ve çevreci olması hedeflenmektedir.

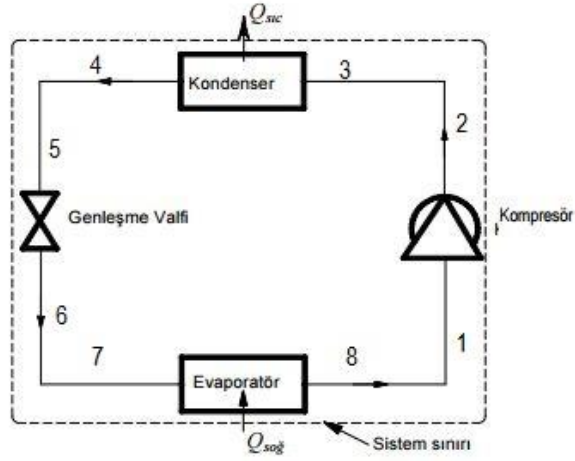
Ayrıca küresel ısınma potansiyelini (GWP) kontrol altında tutmak için enerji tüketiminin azaltılması da gereklidir. Bunun için yapılacak olan çalışmada kullanılan enerjinin ısıya dönüştürülüp reddedildiği bir atmosfer yerine atık ısıyı kullanarak hem daha az karbon ayak izi, daha düşük maliyet, daha çevreci ve küresel denge açısından sağlıklı bir soğutma sistemi tasarımı hedeflenmektedir.

Tüm bunlara dayanarak kullanılan soğutma sistemlerde yeni akışkan ve analizlerdeki bulgular önemli olup çalışmada en yeni ve doğruluğu yüksek bilgisayar destekli tasarımlar bunun yanında yeni ve güncel akışkanlar ele alınarak analiz gerçekleştirilmelidir.

Gerçekleştirilecek tasarım ve analiz için ideal soğutma çevrimindeki basınç - entalpi diyagramı ve içeriğindeki bileşenler Şekil 1.1'de gösterilmiştir. [1]



Şekil 1.1. İdeal Soğutma Çevrimi

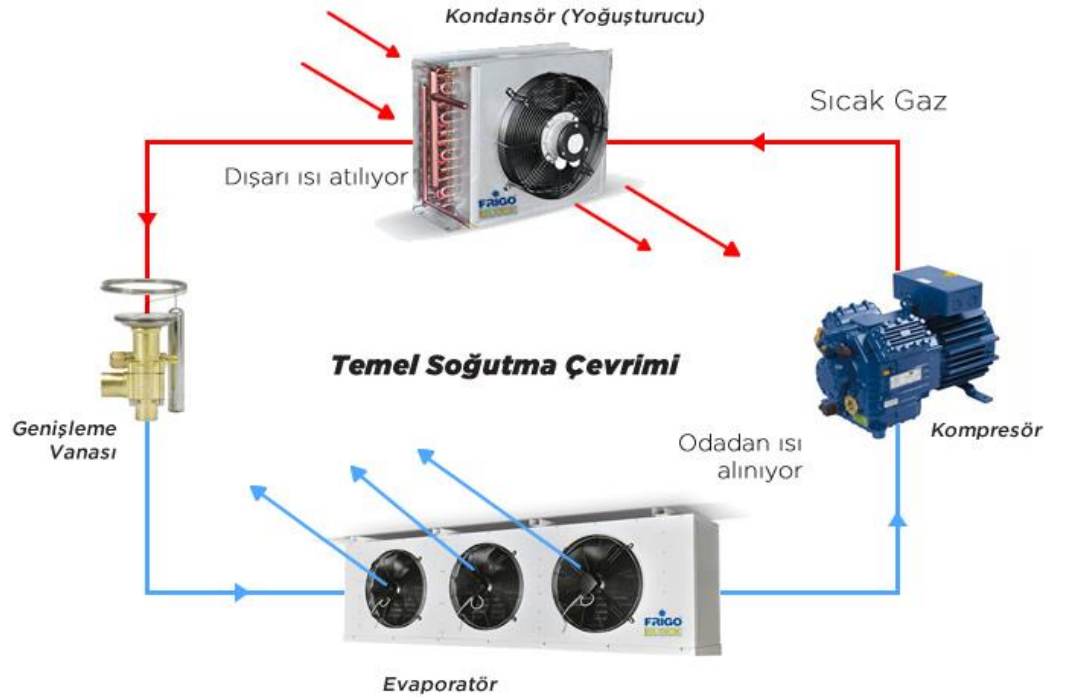


Şekil 1.2. Soğutma Çevrimi Elemanları [1]

Şekil 1.1’de ifade edilen soğutma çevriminin basınç entalpi diyagramında yer alan çevrim bölgelerini ve Şekil 1.2’de ifade edilen çevrim elemanlarını şu şekilde tanımlayabiliriz:

- 3-4 entalpi farkı ile kompresörün sıkıştırma işi ifade edilmektedir. Alçak basınç tarafından buhar halinde emilen soğutucu akışkan sıkıştırılması sonucu yüksek basınç bölgesine çıkarılır.
- 4-5a bölgesi entalpi farkı yüksek basınç tarafı aşırı kızgınlık bölgesi olarak adlandırılır (super heat) ve kondensere giriş kısmındadır.
- 5a-5b entalpi farkı kondensere yoğuşma bölgesi olarak adlandırılır.

- 5b-1 entalpi farkı yüksek basınç tarafı aşırı soğutma bölgesi olarak adlandırılır (subcool) ve kondenser çıkışında yer almaktadır.
- 1-2a noktaları arasında adyabatik genişleme işlemi tanımlanmıştır. Burada genişleme valfi yardımı ile soğutucu akışkanın basıncı yüksek basınç bölgesinden alçak basınç bölgesine düşürülür.
- 2a-2b entalpi farkı ile soğutma kapasitesi ifade edilmiştir. Bu bölgede ortam ısı çekilir ve evaporatör yardımı ile soğutucu akışkan buharlaştırılarak ortama gönderilir.
- 2b-3 alçak basınç tarafı aşırı kızdırma bölgesi olarak ifade edilir. Bu bölgede soğutucu akışkan kızdırılarak kompresör emniyetini sağlama işlemi gerçekleştirilir.



**Şekil 1.3.** Soğutma Çevrimi Şeması

Bir ortamdan çekilen ısı miktarının, soğutma sistemini çalıştırmak için harcanan enerji oranı, soğutma sisteminin performansı (COP) olarak tanımlanır. Sistemde bulunan bileşen evaporatörün ısı geçiş katsayısı bu bileşenin kendi performansı olarak adlandırılır ve bu performansı HAD yardımıyla analiz etmek oldukça mümkündür [1][2].

Evaporatör çalışmasında performansın artması, soğutma sisteminde soğutma kapasitesinin artışına, bu artış ise kompresörün sıkıştırma işi için harcayacağı enerjinin düşmesine neden olacaktır [3].

Soğutma sistemlerinin performansı klima, buzdolabı ve derin dondurucularda asıl soğutma işlemini sağlayan evaporatörler, bu sistemin bir birleşeni olduğu için tasarımlarında geliştirme çalışmaları ve performans artırımları güncel soğutma sistemleri çalışmalarında yer almaktadır [3][4].

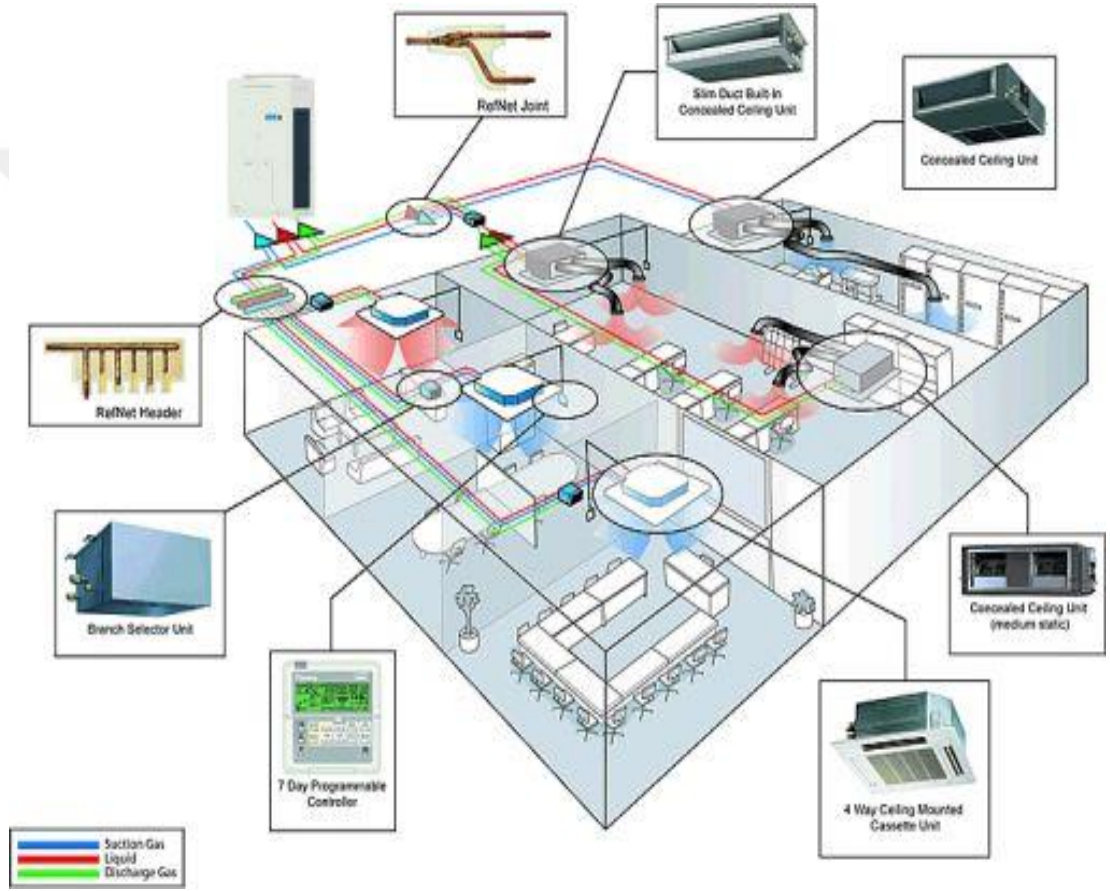
Evaporatörlerde gerçekleştirilecek olan bir performans artışı şekil 1.3'te belirtilen soğutma çevrimi elemanlarının da performansını etkileyecektir. Kompresöre gelen soğutucu akışkan daha kolay sıkıştırılıp kondensere gönderilebilecektir ve akış sirkülasyonu daha kolay gerçekleşecektir.

Bu çalışmada iki farklı soğutucu akışkanın (R600a ve R134a) kanal içindeki akışlarının sayısal analizi ile sistemden çekilen enerji miktarları ele alınarak optimum soğutucu seçimi ve analizlerdeki tez fazlı akış ve çift fazlı akış tiplerinin birbiriyle kıyaslanması hedeflenmiştir.

## 2. GENEL BİLGİLER

### 2.1. HVAC Sistemleri

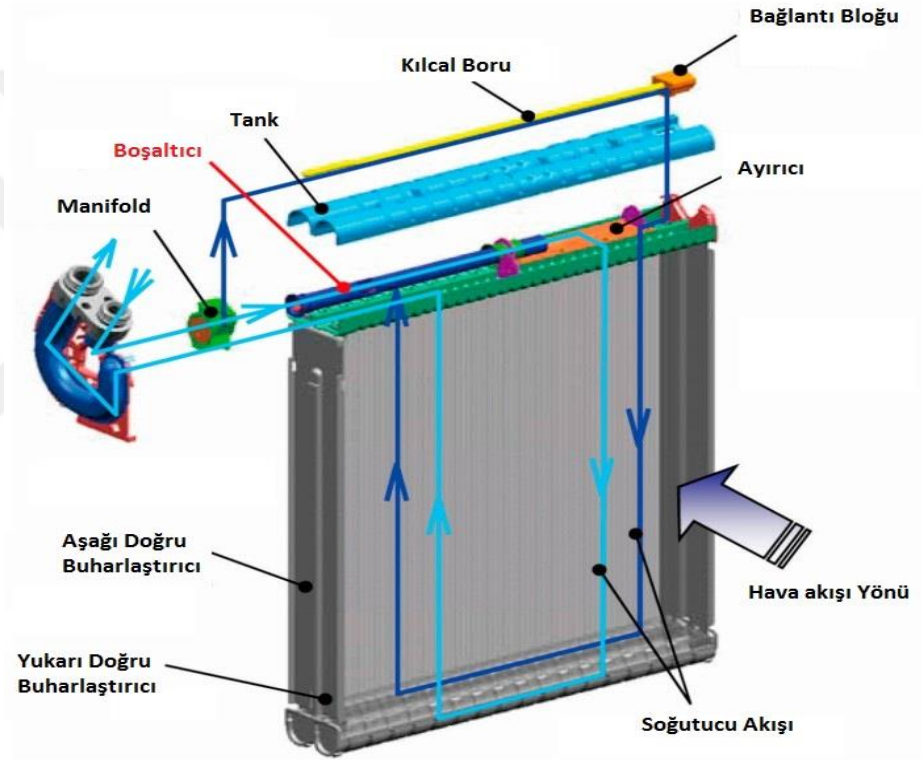
Modern binalarda, evlerde, iş merkezlerinde ısı konforunun sağlanması için kullanılır. Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme yani İngilizce Heating, Ventilating, Air Conditioning kelimelerinin baş harflerinin birleşmesinden oluşturulmuş bir kelimedir. Bu üç unsuru da sağlayarak ortam havasının en ideal koşullarda olmasını sağlar [5][6].



Şekil 2.1.1. HVAC Sistemleri Genel Görünümü [6]

## 2.2. HVAC Kullanım Alanları

HVAC sistemleri geniş yaşam alanı ve enerji tüketimi olan yerlerde çokça kullanılır. Modern yapılı binaların hemen hepsi hava kontrolünü bu sistemlerle oluşturmaya başlamıştır. Bu gibi geniş kullanımı bulunan alanlarda etkili bir şekilde kullanılır. Binaların yapısına ve kullanılan HVAC sistemlerinin özelliklerine göre HVAC için harcanan enerji, binanın harcadığı enerjinin %15 ile %60'ına denk gelir. Bu durum bu sistemin optimizasyonunu oldukça önemli kılar. Bu sistemi en iyi şekilde optimize ederek ve ortam yalıtımını sağlayarak kullanılan enerjiden ciddi tasarruflar elde edebilmek hedeflenmektedir [7].



Şekil 2.2.1. Mikrokanallar Şematik Görünümü

### 2.3. Mikrokanal Teknolojisi

Son yıllarda formik korozyon oluşumları, ısıtma ve soğutma endüstrisinde kullanılan ekipmanlara zarar verdi. Evaporatör-bobin sızıntılarının bir numaralı sebebi formik korozyon olduğu gözlemlenmiştir. HVAC üreticileri, kaplamalar ve farklı yağlayıcılar gibi hızlı sabitlemelerin yanı sıra tüm alüminyum bobin yapısı gibi uzun vadeli ürün değişiklikleriyle sorunu çözmeyi çabuklaştırdı. Formicary kelimesinin tam anlamıyla “karınca yuvası” anlamına gelir. Bu nedenle, evaporatör bobinleri ile ilgili olarak formik korozyon, bir karınca yuvasındaki tünellere benzeyen küçük göçebe çukurlara benzemektedir. Bu korozyon, sadece bakır ve bakır alaşımlarında etki göstermektedir ve yüksek nemli güney iklimlerde yaygındır [2][6].

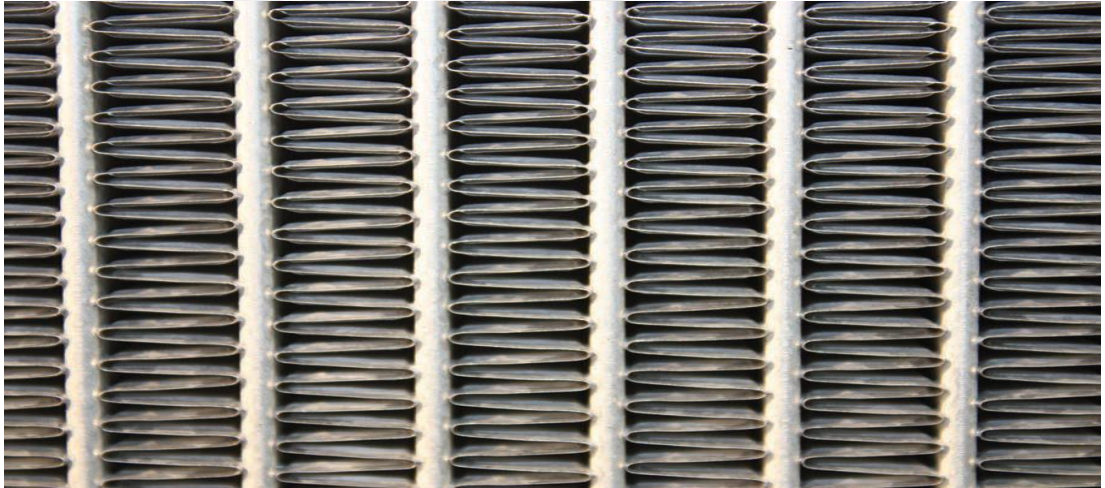
Formik korozyonun oluşması için dört bileşen gereklidir: bakır, nem, oksijen ve organik asit (yapıştırıcılar, dolaplar, tezgahlar, köpük yalıtımı, laminatlar, yağ bazlı boyalar, lambri, kontrplak, silikon kalafatlama, lateks boyalar, kozmetik gibi ürünlerden, dezenfektanlar, deodorantlar, wallboard ve diğer yaygın ev / inşaat ürünleri). Güney Amerika gibi alanlarda, bu bileşenlerin dördü de merkezi iklimlendirme sisteminde yaygın olarak bulunur. Ancak bir bileşen elimine edilebiliyorsa, korozyona ve sonuçta ortaya çıkan sızıntılara neden olabilir [7].

Otomotiv endüstrisinde de, HVAC'da karşılaşılan aynı üretim zorluklarının çoğu gözlemlenmektedir: maliyet, boyut ve ağırlık. 1990'ların başlarında, otomotiv endüstrisinin klima sistemlerine göre önemli bir eksikliği mevcut iken endüstri R-12'den biraz daha yüksek yoğunlaşma basınçlarında çalışan bir soğutucu akışkan olan daha çevre dostu R-134a'ya geçişte bulundu. Bu konularla yüz yüze geldiğinde, otomotiv endüstrisi, sistemlerin performansını iyileştirmek için büyüklük ve kiloyu korurken veya azaltarak alternatif bobin teknolojilerini araştırdı. Cevap tümüyle alüminyum mikro kanal bobin teknolojisidir. Endüstri standardı haline geldi ve 20 yıl sonra bu teknoloji konut ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılıyor [6].

Mikro kanal teknolojisine genel bakış ve faydaları ise; Mikro kanal bobinleri, alüminyum yüzgeçlere mekanik olarak lehimlenen alüminyum ekstrüde kanallardır. Bobinin üç temel bileşeni vardır: mikro kanallı borular, alüminyum kanatlar ve iki manifold. Her üç bileşen de bir hidrojen / azot lehimleme fırınında birbirine lehimlenir.

Lehimleme işleminde oksijen ve su buharı olmaması güçlü bir destekleme sağlar. Ek olarak, ürün kalitesi, standart bakır boru / alüminyum-finli borularda tipik olarak bulunan 300'den fazla destekleyici eklemine aksine bir homojen sert-lehim ekleminden dolayı daha da yükseltilir.

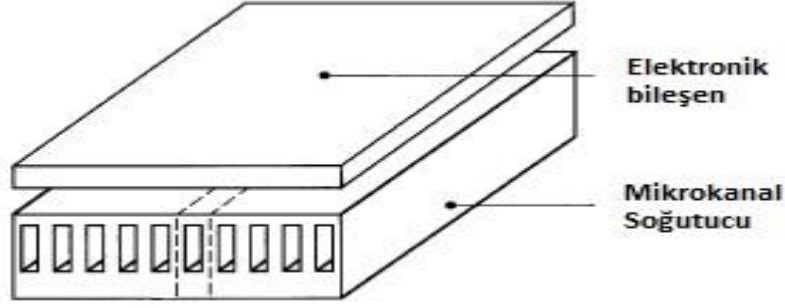
Çift manifold, iki akışlı bir işlemi kolaylaştırır. İlk geçişte, yüksek basınçlı aşırı ısıtılmış soğutucu akışkan aşırı ısınır ve bir sıvı hal formuna geçer. İkinci geçiş, bir genişleme cihazına girmeden önce sıvı soğutucuyu doyma sıcaklığının altına indirir. Bu yapı, tipik olarak %50 daha hafif olan bir bobin sağlar ve bir bakır boru / alüminyum-finli borularda tasarımına kıyasla ortalama olarak %50 daha az soğutucu kullanır. Isı transferi de daha küçük, daha verimli borulara yol açacak şekilde geliştirilmiştir. Ek olarak, tüm alüminyum üniform tasarım, yapısal olarak sağlam bir boru (kanal) sağlar. Bununla birlikte, en büyük yarar, formal korozyona göredir.



**Şekil 2.3.1.** Mikro kanallı Buharlaştırıcı mikro kanal görünümü.

Elektronik bileşenlerin yüksek performansı nedeniyle, ısı üretimi önemli ölçüde artmaktadır. Isı dağılımı, bileşenlerin kararlı çalışması için önemli bir sorun haline gelir. Mikro kanallar, küçük çapları nedeniyle çok yüksek ısı transfer katsayıları sağlarlar. Isı emicisinin ısıtılmış yüzeyinde en yüksek sıcaklığa kanal çıkışının hemen üstünde rastlanır. Isı direnci küçük kanal yüksekliğinde daha küçük hale gelir, bu da ısı transfer performansının küçük kanal yüksekliğinde artırılabilceğini gösterir. Basınç düşüşü büyük kanal yüksekliği ve uzunluğu için daha fazla olur [8], [9], [3].





**Şekil 2.3.2.** Mikrokanal Bileşenler

Kanalların içindeki akışkan akışı, birçok doğal oluşum ve insan yapımı ürünlerde yer almaktadır. Isı ve kütle transferi, beyin duvarları, beyinler, akciğerler, böbrekler, bağırsaklar, kan damarları vb. gibi biyolojik sistemlerde ve ısı eşanjörleri, nükleer reaktörler, desalinasyon gibi insan yapımı sistemlerde gerçekleştirilir. Üniteler, hava ayırma birimleri, vb. genel olarak, nakil işlemleri kanal duvarları boyunca gerçekleşirken, yığın akışı kanalın kesit alanı boyunca gerçekleşir [10].

Kanal kesişimi, akışkanın kanal duvarlarından uzaklaşmasına ve buradan uzak akış sağlayan bir kanal görevi görür. Bir kanal iki hedefe ulaşmak için hizmet eder: (a) bir sıvıyı kanal duvarlarıyla yakın temasa getirir ve (b) duvarlara taze bir akışkan getirir ve taşıma işlemi gerçekleştirilirken sıvıyı duvarlardan uzaklaştırır. Taşıma işleminin hızı, dairesel bir boru için çap  $D$ 'ye göre değişen yüzey alanına bağlıdır, buna karşın akış oranı,  $D^2$  ile doğrusal olarak değişen kesit alanına bağlıdır. Böylece, tüp yüzey alanı hacim oranına  $1 / D$  olarak değişir. Açıkça, çap azaldıkça, yüzey alanı hacim oranı artar [8], [6].

İnsan vücudunda en etkili ısı ve kütle transferi süreçlerinden ikisi böbreklerde ve damarlardaki akış kanalları ile meydana gelir. Yaklaşık  $4\mu\text{m}$ 'lik kılcak boyutlar gözlemlenmektedir. Şekil 2.3.2'de, çeşitli sistemlerde kullanılan kanal boyutlarının aralıklarını gösterilmiştir. Kitle taşıma süreçlerine sahip biyolojik sistemler çok daha küçük boyutlara sahipken, sıvı taşıma için daha büyük kanallar kullanılmaktadır. Mühendislik açısından bakıldığında, daha büyük çaplardan, 10–20 mm arasında, daha küçük çaplı kanallara doğru sürekli bir kayma olmuştur. İlgilenilen boyutlar, onlarca veya yüzlerce mikrometre aralığında olduğundan, “mikro ölçek” teriminin kullanımı, bu ölçekte süreçlerle ilişkili bilim ve mühendislik için kabul görmüş bir sınıflandırıcı haline gelmiştir [11].

### 2.3.1. Micro Ölçek Sıvı Akışkanlardaki Temel Konular

Mikro kanallar, tek fazlı sıvı akışını içeren çeşitli cihazlarda kullanılır. İlk uygulamalar mikro-pompalar, mikro valfler ve mikro sensörler gibi mikro-işlenmiş cihazları içermektedir. Bunu, biyolojik ve yaşam bilimlerindeki proteinler, DNA, hücreler, embriyolar ve kimyasal reaktifler gibi biyolojik materyalleri analiz etme ihtiyacıyla başladığı görülmektedir. Mikro mikserlerin alanı, ayrıca, iki reaktörün bir reaksiyon haznesine sokulmadan önce karıştırıldığı mikro reaktörlerdeki gelişmeler ile dikkat çekmektedir [12], [13], [14].

Yüksek hızlı mikroişlemcilerden gelen yüksek akının, ısı yayılımına bağlı mikro kanallarda ısı transferi üzerine çalışmalara başlanmasına sebep olmuştur. Mikro elektromekanik cihazlardaki gelişmeler doğal olarak eşit derecede küçük olan ısı giderme sistemlerini gerektirir [14].

Yüksek güçlü lazer sistemlerinde kullanılan aynaların soğutulması, çok küçük enerji gereksinimini kapsayan soğutma sistemlerini içerir. Biyomedikal ve genetik mühendisliğindeki ilerlemeler, kontrollü akışkan nakliyesini ve birkaç mikrometre boyutunun geçişlerinde hassas termal kontrolü gerektirir. Bu mikro-skala sistemlerinde sıvı akışının ve ısı transferinin doğru bir şekilde anlaşılması, tasarımları ve işletimleri için gereklidir.

Konvektif ısı transfer uygulamalarındaki akış geçit boyutları aşağıdaki üç ana nedenden ötürü daha küçük boyutlara doğru kaymaktadır:

1. Isı transferi artırımı.
2. Mikro elektronik cihazlarda artan ısı akısı dağılımı.
3. Soğutma gerektiren mikro ölçekli cihazların ortaya çıkması

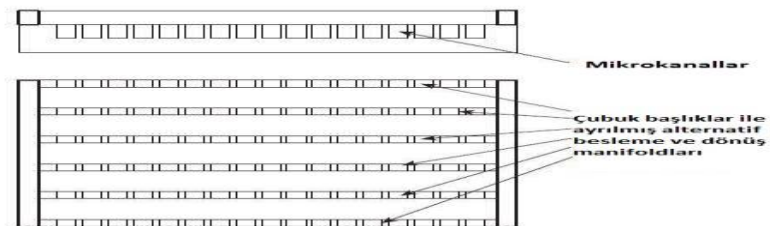
Daha küçük kanal boyutlarının kullanılması, birim uzunluk başına daha yüksek bir basınç düşüşü ile birlikte daha yüksek ısı transfer performansı ile sonuçlanır. Yüksek hacimsel ısı transfer yoğunlukları, ileri üretim teknikleri gerektirir ve daha karmaşık manifold tasarımlarına yol açar.

Her uygulama için optimum denge farklı kanal boyutlarına yol açmaktadır. Örneğin, soğutma endüstrisinde, 6–8 mm çaplı mikrofin tüplerin kullanımı daha büyük çaplardaki düz boruların yerini almıştır. Otomotiv uygulamalarında, radyatörler ve evaporatörlerin geçiş boyutları pompalama gücü, ısı transferi ve genel sistem tarafından uygulanan temizlik kısıtlamaları arasında bir denge olarak 1mm gibi bir eşiğe yaklaşan tasarımların mevcut olduğu görülmektedir [2][3].

Bilgisayarlar, sunucular, lazer diyotlar ve RF cihazları gibi çeşitli uygulamaları içeren mikro elektronik cihazların, daha yüksek seviyeler için ısı akısı yoğunluk gereksinimlerini artmaktadır. 1993'te  $200W / cm^2$ 'lik bir ısı yayılımının imkânsız yüksek limiti gibi görünen şey, şimdi uygulanabilir bir hedef gibi görünüyor. Önümüzdeki on yıl için yeni zorluk  $600-1000W / cm^2$  seviyesinde. Mevcut sıcaklık farklılıkları, bazı durumlarda, dış bakır ısı alıcıları ile sadece birkaç °C kadar düşük hale gelmektedir. Bu yüksek ısı yayılım seviyeleri, uygun soğutma suyu döngüsü ile eşleştirilen kanal boyutlarında yüksek bir düşüm gerektirir [8].

Akışkan hareketini ısı kaynağından uzaklaştırmak için sistemler; mikro ölçekli bir cihaz için bir soğutma sistemi, 1–3 mm akış geçiş boyutlarına sahip daha geleneksel boyutlu kanallara kıyasla birkaç on mikrometrelik soğutma kanallarıdır. Ek olarak, bu gibi birkaç birim birlikte kümelenebilir ve ısıyı geleneksel bir soğutma sistemi ile gidermek için ikincil bir soğutma döngüsü kullanılabilir [15].

Bir çoklu çip modülünün veya bir ısı emicinin doğrudan sıvı soğutma şeması, Şekil 2.3.1.1. 'de gösterilmektedir. Sıvı, bir alt tabaka kapağına bağlı olan soğuk plakalardan akar. Gelişmiş tasarımlarda, talaşın doğrudan soğutulması, sirkülasyon suyu, bir su antifriz karışımı, yağ veya çip yüzeyinde üretilen mikro kanallar yoluyla FC-72, FC-77 veya FC-87 gibi bir dielektrik akışkan tarafından gerçekleştirilir. Entegre mikro kanallar ve minik kanallı bakır ısı alıcılarının ısı emici uygulamalarına alışkın olması beklenir [15].



Şekil 2.3.1.1. Çoklu Çip Kesit Görünümü

### 2.3.2. Mikrokanal Borulu Evaporatörler

Bu sistem özellikle otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Üretimlerdeki geliştirmeler ve tasarımların ileriye taşınması sonucuyla bu sistem ve tasarımların soğutma endüstrisinde kullanılmaya başlanmasına sebep olmuştur. Dikkat çeken mikro kanal borulu ısı değiştiricilerinin klima santralleri, mikro çiplerin soğutulması, buzdolabı ve soğutma cihazlarında artan kullanımı olmuştur.

Mikro kanal tasarımlar da kanallar arasındaki akışkan aktarım olaylarının standart kanallı ısı değiştiricilerinden farklı olması, bu iki ısı değiştiricileri arasındaki farklılıkların dikkate alınmasının önemini göstermektedir.

Bu alanda yapılan çalışmalarda akışkan kanallarının hidrolik çapa göre sınıflandırılması ve akış rejimlerinin belirlenmesinde ortak kanaatlere göre hidrolik çap sınıflandırılması Tablo 2.3.2.1'deki gibidir.

**Tablo 2.3.2.1. Kanalların Hidrolik Çap Sınıflandırması[1]**

KANAL TÜRÜ	HİDROLİK ÇAP (Dh)
Mikro kanal	10µm-1mm
Mini kanal	1-5mm
Konvansiyonel	>10mm

Bu sınıflandırma da  $D_h < 10\text{mm}$  olan kanallar; küçük kanallar olarak sınıflandırılır, 1 mm den küçük kanallar mikro kanal sınıfına girmektedir. Tasarımımızda mikro kanal çalışıldığı için 1mm den küçük hidrolik çap olacak şekilde tasarım yapılmıştır. Bu sınıflandırmalar Shah; Mehendale; Triplett; Yang; Zhang et al. ; Amatachaya et al; Park; Kim . Khaleme , Lawrence bu kişilerin yaptığı çalışmalar sonucu yapılan yorumlara dayanmaktadır [1], [2], [3], [16], [17].

#### 2.4. Evaporatörlerde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Soğutma makinelerinin üretilmesinden sonra bu makineler için soğutucu akışkan gereksinimi ortaya çıkmıştır. 1800'lü yılların başında geliştirilmeye başlanan makineler ve bunların devamında da alternatif soğutucu akışkan üretilmeye başlanılmıştır. Amonyak (R-717), karbondioksit (R-744), etil klorür (R-160), izobütan (R-600<sup>a</sup>), metil klorür (R-40), Metilen klorür (R-30) sülfür dioksit (R764) ve hava(R-729) kullanıma girdi. Günümüze kadar en yaygın kullanılmış olan amonyak, sülfür dioksittir[23].

Zamanla geliştirilen yeni kimyasal yapılar ile daha farklı soğutucu grupları elde edilmiştir. Soğutma endüstrisinde kullanılacak akışkanın öncelikle çevreye duyarlılığı, yanıcılığı, soğutma kapasitesi ve maliyeti önem taşımaktadır.

Bu gereksinimler ışığında oluşturulan kloro-florcarbonlar, ileri düzeyde kullanılmaya başlanılan soğutucu akışkan gruplarının önünü açmıştır. Bu yapıdaki soğutucuların reaksiyona girme eğilimlerinin nerdeyse olmamasından ötürü çevreye karşı duyarlı olmaları HVAC sistemleri için en önemli seçim oluşturmaktadır.

Soğutucu akışkan gruplarını dört ana grupta adlandırarak olursak bunlar; aşağıdaki gibi sıralandırabiliriz.

- Zeotropik Karışımlar (Kaynama başlangıç ve bitiş sıcaklıkları değişken)
- Azeotropik Karışımlar (Kaynama başlangıç ve bitiş sıcaklıkları sabit)
- Kloro-Floro Karbon Grubu
- Hidrokarbonlar

Soğutma sistemlerinde temel soğutma hesabı yapabilmek için, kullanılacak soğutkanın termodinamik ve termo fiziksel özellikleri gereklidir. Bunlar;

- Vizkozite
- Isıl İletkenlik
- Özgül Isı
- Yüzey Gerilimi
- Yoğunluk

### **2.4.1. Soğutucu Gruplar**

### **2.4.2. Kloro-Floro Karbon Soğutucu Grupları**

#### **2.4.2.1. Metan serisi**

- R-12 (dichlorodifluoromethane)
- R-22 (chlorodifluoromethane)
- R-23 (trifluoromethane)

#### **2.4.2.2. Etan Serisi**

- R-123 (2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane)
- R-124 (2-chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane)
- R-125 (pentafluoroethane)
- R-134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane), (Klima, buzdolabı yaygın kullanılan)
- R-143a (1,1,1-trifluoroethane)
- R-152a (1,1-difluoroethane)

#### **2.4.2.3. Zeotropic karışımlar (% kütle oranı)**

- R-404A [R-125/143a/134a (44/52/4)]
- R-407C [R-32/125/134a (23/25/52)]
- R-410A [R-32/125 (50/50)]

#### **2.4.2.4. Azeotropik karışımlar**

- R-507A [R-125/143a (50/50)]

#### **2.4.2.5. İnorganik Soğutucu Akışkanlar**

- R-717 (amonyak)
- R-718 (su/buhar)
- R-744 (carbondioksit)

### 2.4.3. Hidrokarbon gurubu

- R-50 (metan)
- R-170 (etan)
- R-290 (propan)
- R-600 (n-butan)
- R-600a (izobutan) (Ülkemizde kullanılmaya başlanılmıştır)
- R-1150 (etilen)
- R-1270 (propilen)

### 2.4.4. Kryojenic (çok düşük sıcaklık) Soğutucu Akışkanlar

- R-702 (normal hydrogen)
- R-704 (helium)
- R-728 (nitrogen)
- R-732 (oxygen)
- R-740 (argon)

### 2.4.5. Soğutucu Akışkan Seçimi ve Özellikleri

Vizkozitesi düşük olmalıdır.

Isıl geçirgenlik katsayısı yüksek olmalıdır.

HVAC sistemleri için yanıcı, parlayıcı ve zehirleyici olmamalıdır.

Özgül hacmi küçük olmalıdır.

Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır.

Reaksiyona girmemelidir bunun için kimyasal olarak inaktif olmalıdır.

Dielektrik olmalıdır.

Düşük donma derecesi sıcaklığına sahip olmalıdır.

Yüksek kritik sıcaklığa sahip olmalıdır.

Düşük yoğuşma basıncına sahip olmalıdır.

Buharlaşma basıncının yüksek olması gerekmektedir.

Ucuz olmalıdır.

Bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanlar R134a ( $CF_2CH_2F$ ) tetraflor etan ve R600a ( $CH(CH_3)_3$ ) izobütandır.

Tetraflor etan (R134a) için ozon tüketme katsayısı sıfır kabul edilir ve bir soğutucu akışkanda istenilen özellikler açısından en uygun soğutucudur. Araç soğutma sistemleri ev tipi soğutucu klima, buzdolabı gibi soğutucularda kullanılan en uygun akışkandır. Ülkemizde yaygın olarak kullanılmaktadır. Yüksek buharlaşma sıcaklıklarında veya düşük basınç farklarında sistemin COP (Coefficient of performance) performans katsayısı yüksektir. Düşük sıcaklıklar da iki kademeli sıkıştırma gerektirmesine rağmen mineral düzeyi yüksek yağlarla kullanılmaz.[31]

Çalışmada kullanılan izobütan (R600a) doğal gaz ve petrokimya ürünüdür. Yanıcı olmasına karşı hidrokarbon özelliği taşıdığı için ozona zarar vermez ve doğayla barışık bir soğutucudur. İzobütan gazı klimalarda, buzdolaplarında , poliüretan köpük üretiminde ve aerosol dolumunda itici gaz olarak kullanılır.

**Tablo 2.4.5.1.**40°C’de Soğutucu Akışkan R134a Termodinamik Özellikleri

ÖZELLİK	SIVI FAZ	GAZ
Basınç ( $M_{Pa}$ )	1,0166	
Yoğunluk ( $Kg/M^3$ )	1146,7	50,075
Vizkozite (M. Pa. S)	163,4	12,55
Isıl İletkenlik (Mw/M. K)	74,7	15,44
Öz Isı (Kj/Kgk)	1,498	1,145
Entalpi (Kj/Kg)	256,41	419,43
Yüzey Gerilimi (Mn/M)	6,13	

**Tablo 2.4.5.2.** Soğutucu Akışkan R600a’nın 40°C’de Termodinamik Özellikleri

ÖZELLİK	SIVI FAZ	GAZ
Basınç ( $M_{Pa}$ )	0,53093	
Yoğunluk ( $Kg/M^3$ )	530	13,66
Vizkozite (M. Pa. S)	128,6	8,26
Isıl İletkenlik (Mw/M. K)	89,2	18,35
Öz Isı (Kj/Kgk)	2,553	1,949
Entalpi (Kj/Kg)	297,03	608,43
Yüzey Gerilimi (Mn/M)	8,41	



## 2.5. Mikrokanallarda Akış

Kondanseler ve buharlaştırıcılar, klima ve soğutma ekipmanının temel bileşenleridir. Kompakt ısı eşanjörlerinin çoğunda kullanılan soğutucu kanalların hidrolik çapı tipik olarak 0.5-2 mm arasındadır, çünkü bu tür küçük akış geçişlerinde daha yüksek ısı transfer performansı elde edilebilir. Bunun yanında, sadece daha az miktarda çalışma sıvısı (soğutucu akışkan) gerekli değildir, aynı zamanda daha az ısı eşanjörlü termal sistemlerin yapımında da daha az hammadde tüketilmektedir [2][18].

Mehendale [4], soğutucu akışkan kanallarının boyut aralığını dört kategoride sınıflandırmıştır; mikro boyut ( $D_h \leq 1-100$  mm), meso boyutu ( $D_h \leq 0.1-1$  mm), kompakt ısı eşanjörü boyutu ( $D_h \leq 1-6$  mm) ve geleneksel ısı eşanjörü boyutu ( $D_h > 6$  mm). Bununla birlikte, “mikro kanal” terimini meso boyutu için ve hatta biraz daha büyük boyutta kullanmak oldukça yaygındır (kompakt ısı eşanjörü boyutuna kadar); bu nedenle, ele alınan kanalın boyut aralığı (0.1-8 mm), bu aralık çalışmada mikro kanal olarak ele alınmıştır [2].

Genel görüş birliği olmayan mikro kanal hidrolik çapların sınıflandırılması Tablo 2.2.3.1’de belirtilmiştir. Mikro kanal aralığında çalışma geometrisi düzenlenmiştir. Mikro kanallarda tek faz ve çift faz olmak üzere iki ana akış biçimi mevcuttur. Yapılan literatür taraması ve mevcut çalışmaların incelenmesi sonucunda genel bilgiler kısmında düzenlenen bilgiler ile çalışma tasarımı ve analizleri gerçekleştirilmek istenmiştir. Bu çalışmada tek faz ve çift faz analizleri ayrı ana başlıklar altında incelenmiştir.

Tez çalışmasında örnek çalışma makalesi olarak Pramod Kumar ve M.R.Nagraj’ın çalışması ele alınmıştır. Ele alınan çalışmadaki tasarım ölçüleri değiştirilmiş ve verilen sabit ısı akısı  $3000 \text{ W/m}^2$  olarak kullanılmıştır. Makalede yapıldığı gibi basınç düşümü ve ısı iletkenlik katsayısı hesaplanılmıştır [19].

## 2.6. Tek Fazlı Akış

Tek bir akışkanın boru içerisinde belirli sınır şartları altında belirli hız ve debiler ile akış sağlanarak elde edilen ısı transferi miktarının hesaplandığı akış sistemidir. Tek fazlı akışta elde edilen ısı transferi çift fazlı akışta elde edilen transfere nazaran daha azdır.

Korelasyonlar ve akış düzeni ise çift fazlı akışa göre daha düzenli olarak görülmektedir. Yapılan çalışmalarda literatürde çift fazlı akışa göre daha fazla tek fazlı çalışmalar mevcuttur. Tek fazlı akışlarda da laminer ve türbülanslı olmak üzere iki ana akış tipi mevcuttur. Bu akış tiplerinin belirlenmesindeki önemli bağıntılar ise kullanılan akışkanın vizkozitesi ( $\mu$ ), ısı iletkenlik katsayısı ( $k$ ), yoğunluk ( $\rho$ ) ve özgül ısıdır ( $Cp$ ), yüzey gerilimi değerleridir.

Yapılan çalışmada debi, hız ve kütleli debi bunların yanı sıra hidrolik çap da akış tipinin belirlenmesinde baz alınır. Laminerden türbülanslı akışa geçiş, geometri, yüzey pürüzlülüğü, akış hızı, yüzey sıcaklığı, akışkan türü ve daha birçok parametreye bağlıdır. Akış rejimi temelde akışkandaki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranına bağlıdır [2][10].

### 2.6.1. Tek Fazlı Laminer Akış

Düz ve dairesel bir boru içerisindeki akış tipinin belirlenmesindeki Reynold sayı:

$$Re = \rho \cdot v \cdot Dh / \mu \quad (1)$$

Burada  $v$  boru kesitindeki ortalama akışkan hızı (m/s),  $Dh$  ise borunun hidrolik çapıdır. İç akışta türbülansın başladığı kritik Reynolds sayısı =  $Re > 2300$  olmaktadır. Bu tez çalışmasında düzgün dairesel boru kullanıldığı için referans alınan hidrolik çap formülü aşağıdaki gibidir;

$$Dh = 4Ac / \rho, \text{ Dairesel borularda } Dh = D \quad (2)$$

Tek fazlı akışlarda temel amaç sisteme belirli bir sınır şartları altında verilen akışkanın termo-fiziksel özelliklerine göre sistem içerisinde basınç düşümü ile meydana gelen ısı transferi miktarının incelenmesidir.

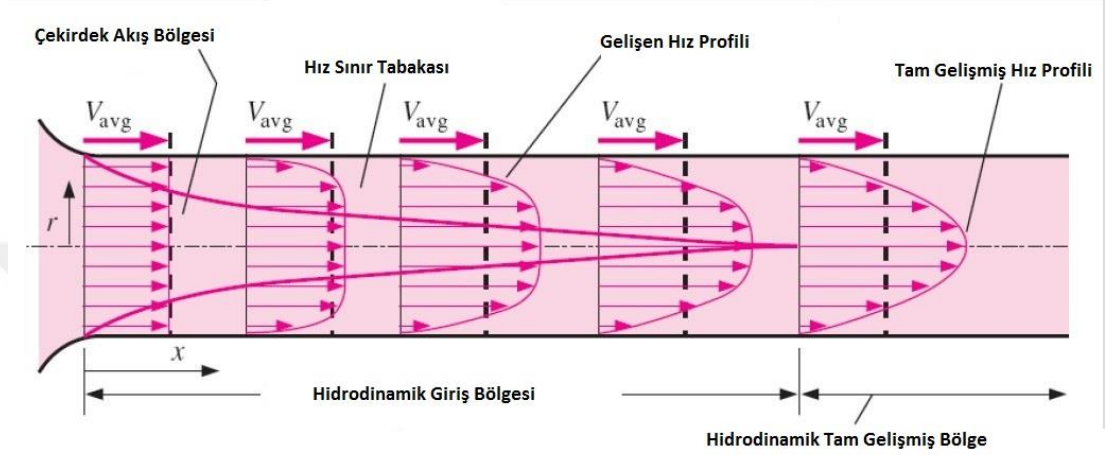
Bu akışa etki eden faktörler soğutucu akışkanın özelliklerinin yanı sıra, yüzey gerilimi, yer çekimi ivmesi, kullanılan ANSYS programında residuals özelliğindeki hata sapma oranı ve yine programda alt ilişkilere göre çözüm ve çözücüde doğrulatilmasına dayanır.

## 2.6.2. Giriş Bölgeleri

Hız sınır tabakası: Akışkanın viskozitesinin neden olduğu viskoz kayma kuvvetlerinin etkisinin hissedildiği akış bölgesidir.

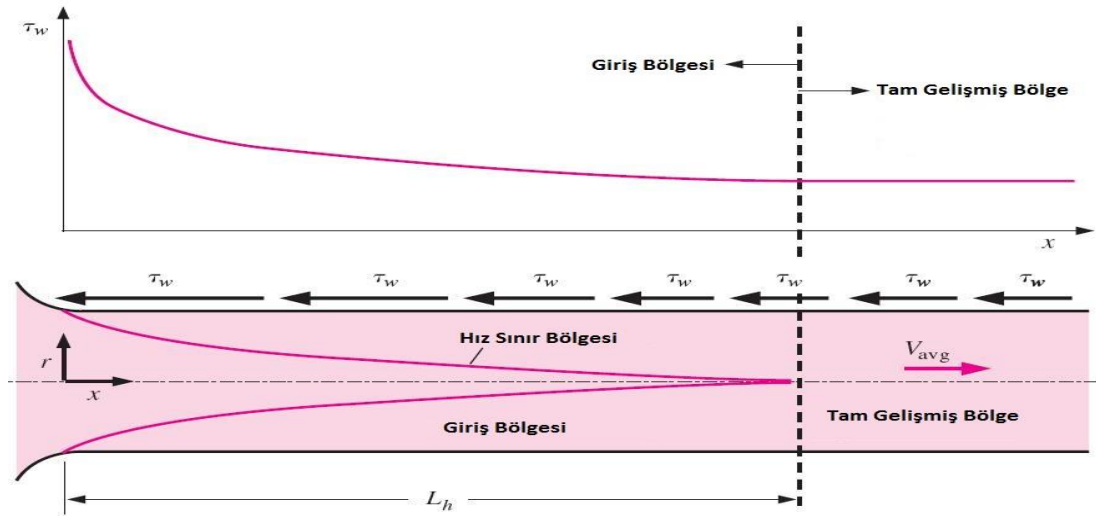
Sınır tabaka bölgesi: Viskoz etkiler ve hız değişimleri önemlidir.

Çekirdek akış bölgesi: Sürtünme kuvvetlerinin ihmal edilebilir olduğu ve radyal yönde hızın sabit kaldığı bölgedir.



Şekil 2.6.2.1. Mikro kanallarda Akış Bölgeleri

Boruda hız sınır tabakasının gelişimi görüldüğü gibi laminar akışta gelişmiş ortalama hız profili paraboliktir, fakat türbülanslı akışta bu biraz daha yassı veya daha doludur.



Şekil 2.6.2.2. Mikro kanal Akış Bölgeleri

Borunun giriş bölgesindeki basınç düşümü daha fazladır ve giriş bölgesinin etkisi daima tüm borudaki ortalama sürtünme faktörünü artırmaktadır. Boru akışında yüzey kayma gerilmesinin akış yönünde giriş bölgesinden tam gelişmiş bölgeye kadar değişimi.

### 2.6.3. Giriş Uzunlukları

Hidrodinamik giriş uzunluğu, çoğunlukla yüzey kayma gerilmesinin (ve dolayısıyla sürtünme faktörünün) tam gelişmiş haldeki kayma gerilmesi değerine %2 dolaylarında yaklaştığı uzaklık olarak alınır.

$$\frac{L_{h,Laminer}}{D} \cong 0.05Re \quad \text{Laminer akış için hidrodinamik giriş uzunluğu} \quad (3)$$

$$\frac{L_{h,Türbülans}}{D} \cong 1.359Re^{1/4} \quad \text{Türbülans akış için hidrodinamik giriş uzunluğu} \quad (4)$$

$$\frac{L_{h,Türbülans}}{D} \cong 10 \quad \text{Türbülans akış için yaklaşık hidrodinamik giriş uzunluğu} \quad (5)$$

### 2.6.4. Basınç Düşüşü ve Yük Kaybı

Laminer akışta sürtünme faktörü sadece Reynold sayısının fonksiyonudur ve boru yüzeyindeki pürüzlülüğten bağımsızdır. Yük kaybı, borudaki sürtünmeden kaynaklanan kayıpları yenmek için akışkanın pompa tarafından çıkarılması gereken ilave yüksekliği temsil eder.

Viskoz kuvvetlerden kaynaklanan basınç düşüşü tersinmez bir basınç kaybını temsil eder ve basınç kaybı  $\Delta P_L$  olarak adlandırılır.

$$\Delta P_L = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot v_{ort}^2}{2} \quad \text{Tam gelişmiş iç akışların tüm türleri için basınç kaybı} \quad (6)$$

$$f = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot D \cdot v_{ort}} = \frac{64}{Re} \quad \text{Dairesel borular için sürtünme faktörü} \quad (7)$$

$$h_l = \frac{\Delta P_L}{\rho \cdot g} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v_{ort}^2}{2g} \quad \text{Yük kaybı} \quad (8)$$

### 2.6.5. Türbülanslı Akış

Ana akış tiplerinin ayrılmasını belirgin faktör olan Reynold sayısı sıklıkla kullanılmaktadır. Türbülanslı akışta  $2300 \leq Re \leq 10000$  için geçiş bölgesi olmakla beraber aynı zamanda da türbülanslı akış için başlangıç değeridir. Genellikle düz boru iç akışlarında türbülanslı akış için Reynold sayısı değeri bu aralıkta seyretmektedir.

Tam gelişmiş türbülanslı akışta sürtünme faktörü, geniş bir Reynolds sayısı aralığı için aşağıda verilmiştir;

$$f = (0.7904 \ln R_{eD} - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq R_e \leq 5 * 10^6 \quad (9)$$

Türbülanslı akış koşulları çoğu sistemde kullanıldığında dolayı büyük önem arz etmektedir. Bu yüzden deneysel ve teori üzerine olan çalışmalarda kullanılan bağıntılarda büyük önem taşımaktadır. Pürüzsüz düz borularda tam gelişmiş türbülanslı akış için yerel Nusselt sayısının olduğu bağıntı şu şekildedir;

$$Nu = 0.023 R_e^{4/5} P_r^{1/3} \quad (10)$$

Yukarıda belirtilen bağıntının hata oranı %10 dan fazladır. Bu orandan daha düşük hata oranına sahip olan diğer bağıntı ise;

$$Nu = 0.023 R_e^{4/5} P_r^n \quad (11)$$

Yukarıda belirtilen denklemde Prandtl sayısının  $0.53 < Pr < 2000$  aralığı için geçerli olup, aynı zamanda geçişli akış bölgesinin üzerinde gerçekleşen türbülanslı akışlar için kullanılır. Bu aralıkta  $10000 < Re < 500000$  olarak tanımlanır.

$$Nu_{tg} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(R_e - 1000)Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(P_r^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (12)$$

Bu bağıntıda Prandtl sayısı aralığı aynı olup,  $3000 < Re < 500000$  aralığı için geçerlidir aynı zamanda termo-fiziksel özellikler ortalama akışkan sıcaklığına göre belirlenmelidir.

### 3.MODEL ve GEOMETRİ

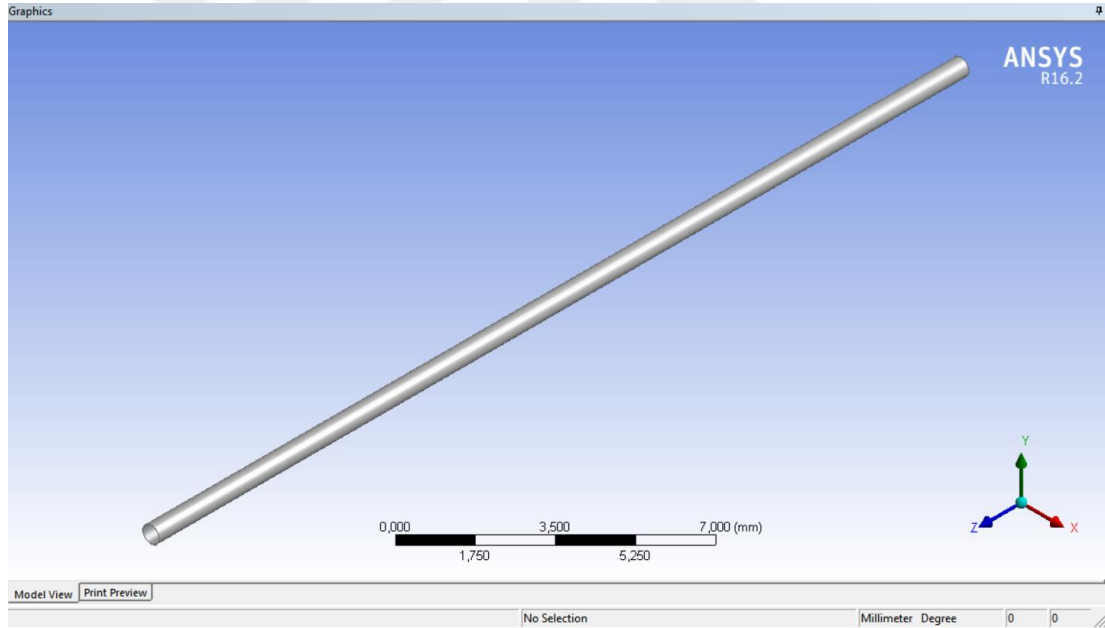
#### 3.1 Tasarım Modeli ve Geometri

Yapılan çalışmada alüminyum boru içerisinde R134a ve R600a akışkanlarının tek fazda ve çift fazda üç farklı tip kütleli akıda ANSYS Fluent'te ısı transfer katsayılarının hesabı ve en uygun mikro kanal tasarımı elde etmek amaçlanmıştır. Bu çalışmada daha önce yapılan çalışmalardaki tasarım ölçüleri araştırılmış en güncel ve en ergonomik tasarım çalışmalarına dayanılarak modelleme yapılmıştır. Literatürde daha önce deneysel olarak yapılmış tasarımlar ele alınmıştır [14][15][24][35].

##### 3.1.1. Geometri Modeli

Tablo 3.1.1.1. Model Geometri Özellikleri

Boru İç Çap	Boru Dış Çap	L/D	Uzunluk
0.5mm	0.51mm	50	25mm



Şekil 3.1.1.1. Geometri

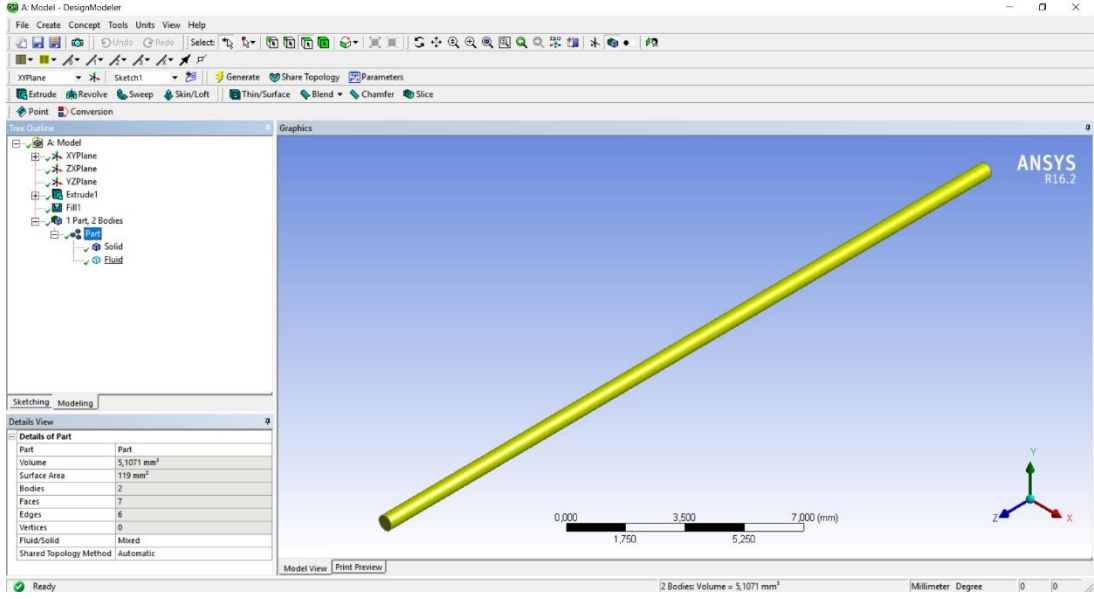
Tasarım akış alanı hacmi  $V= 4.9087\text{mm}^3$

Tasarım akış alanı  $A= 39.663\text{mm}^2$

Boru kanal yüzey alanı  $FSA= 0.19635\text{mm}^2$

Tasarım modeli hacmi  $V= 5.1071\text{mm}^3$

Tasarım modeli alanı  $A= 119\text{mm}^2$

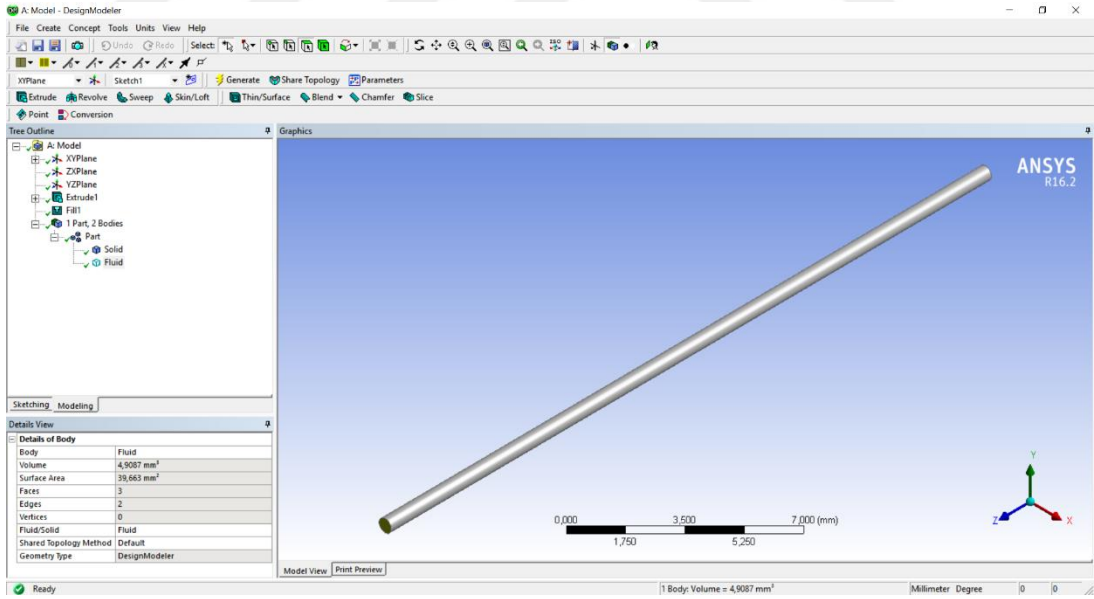


Şekil 3.1.1.2. Model Geometri Özellikleri

Boru yüzey alanı  $FSA = 40.055 \text{ mm}^2$

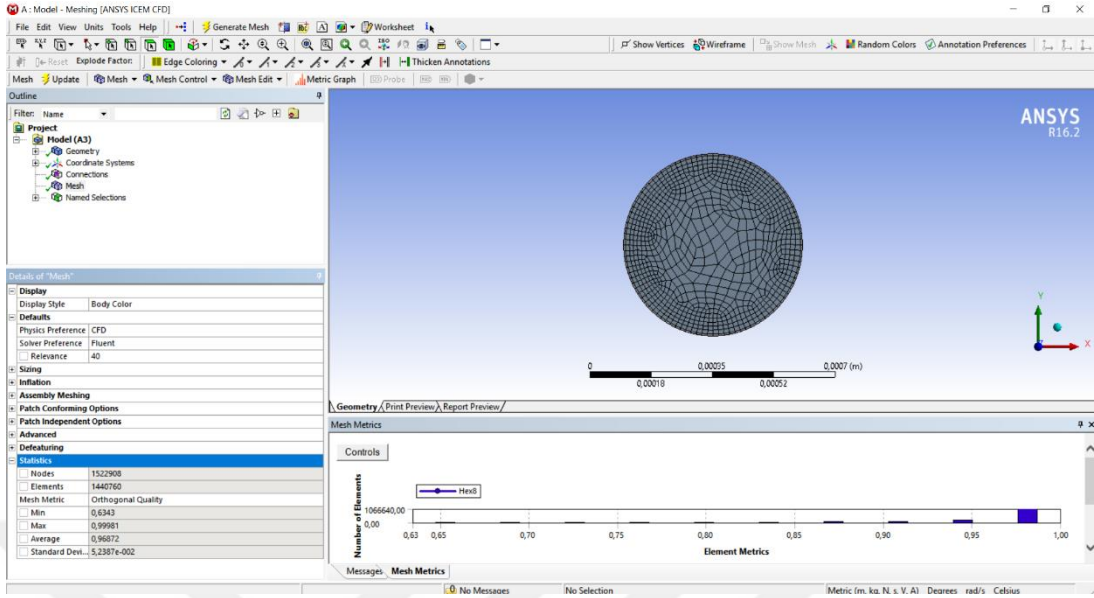
Boru yüzey hacmi  $= 0.19831 \text{ mm}^3$

Boru yüzey alanı  $= 79.341 \text{ mm}^2$

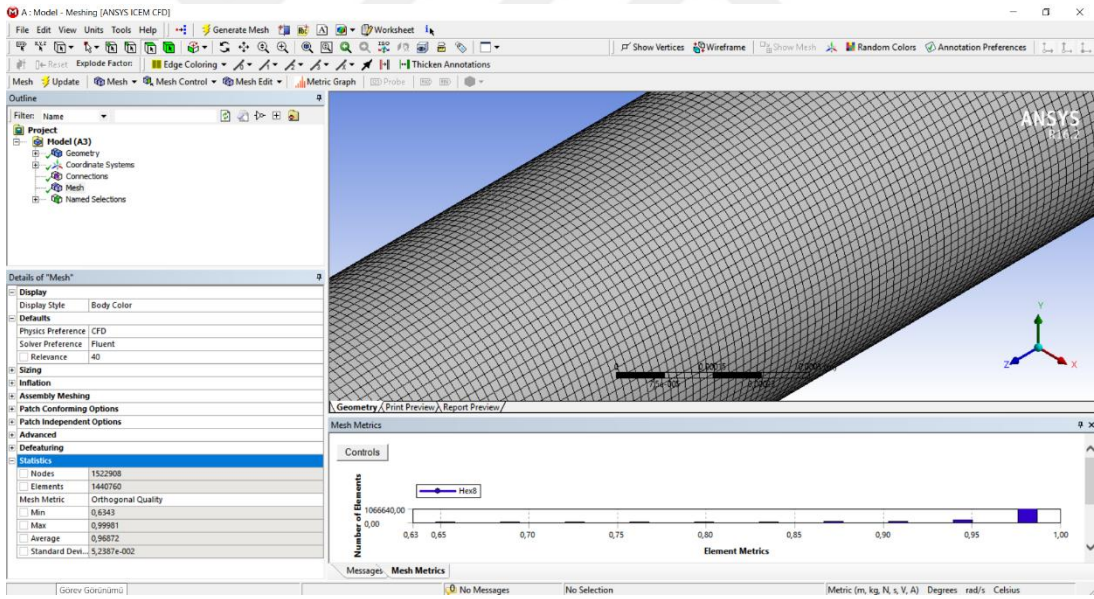


Şekil 3.1.1.2. Model Geometri Tasarım Özellikleri

### 3.1.2. Mesh Modelleri



Şekil 3.1.2.1 Model Yapısı Kesit Görünümü



Şekil 3.1.2.2. Model Yapısı Yüzey Görünümü

Bu mesh yapısı çözümlenmeleri ve metodu önceden yapılmış ve uygulanmış çalışmadaki tasarım ölçülerinin birebir uygulaması sonucunda aynı veriler alınarak bu tasarımda da aynı şekilde uygulanmıştır [17].



ANSYS Fluent mesh modellemesi detayı;

-Sizing = OFF

(Boyut = Kapalı)

-Relevance Center = Medium

(İlgi Merkezi = Orta)

-Smoothing = Medium

(Düzeltilme = Orta)

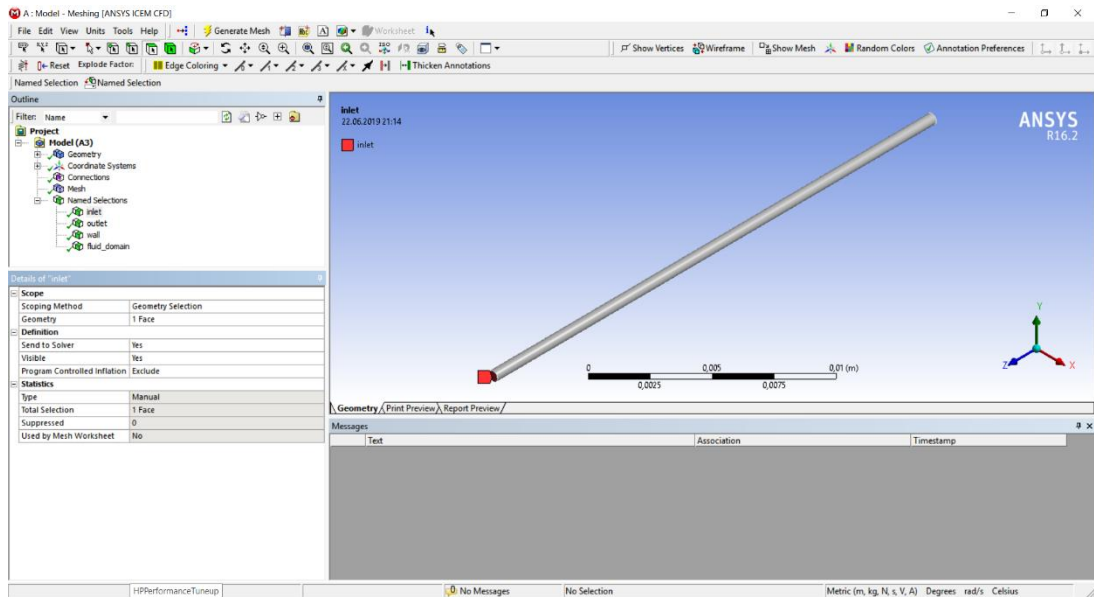
-Span angle center = Fine

(Yayılmış açı merkezi = İyi)

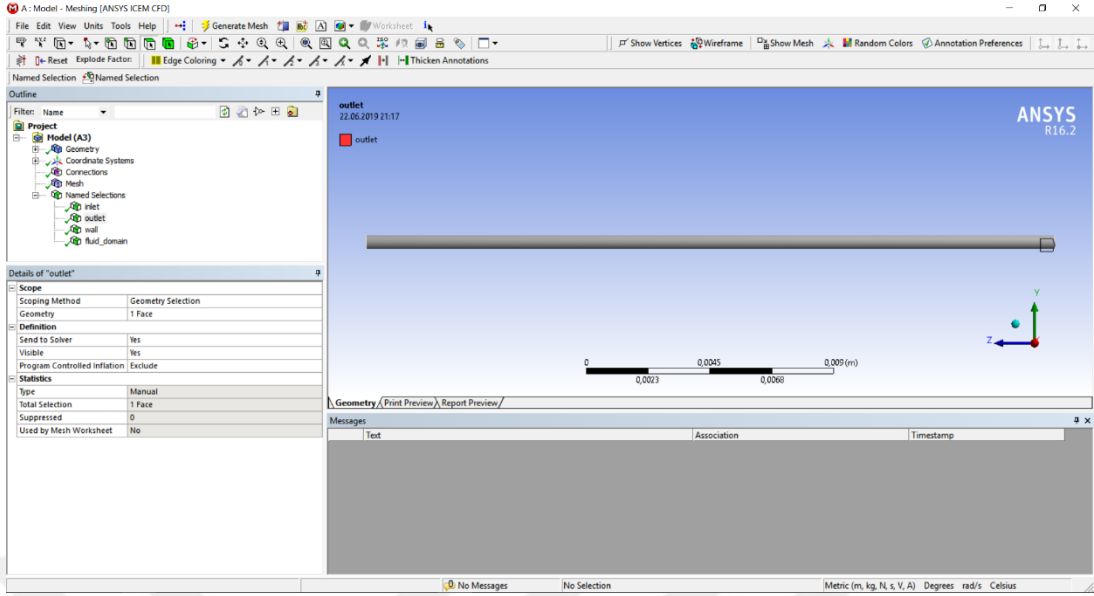
Programda mesh relevance kısmında relevance değeri için 40 verilmiştir. Orthogonal mesh metodu uygulanmıştır. Bu uygulama Tablo 3.1.2.1 ve Şekil 3.1.2.3 de gösterilmektedir.

**Tablo 3.1.2.1. Mesh İstatistikleri**

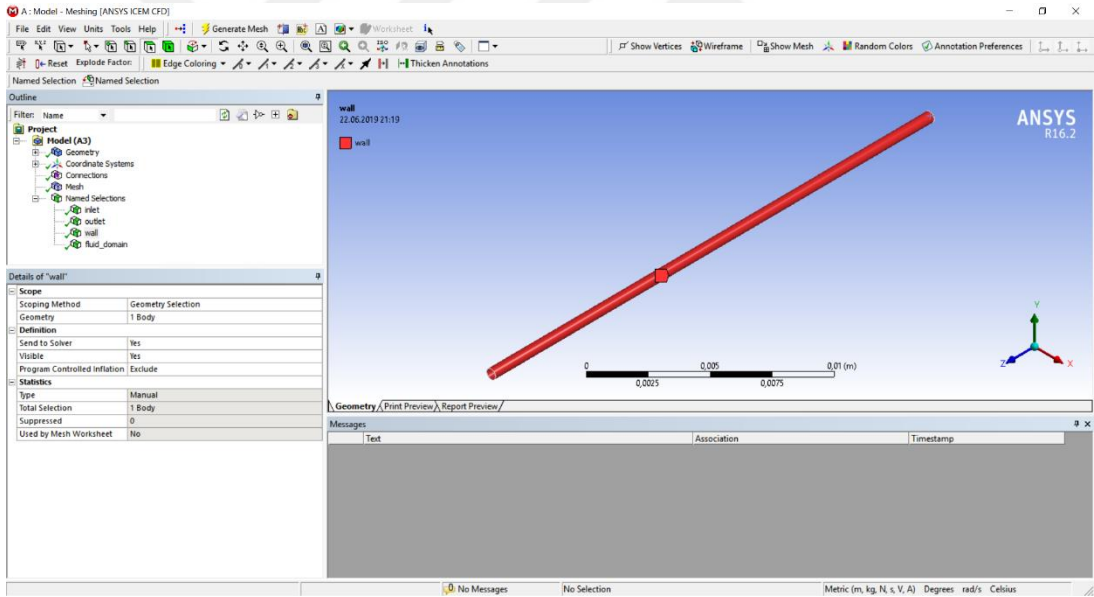
Boğumlar (Nodes)	1522908
Elementler (Elements)	1440760
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Minumum	0,6343
Maksimum	0,99981
Ortalama	0,96872
Standart Sapma	0,052387



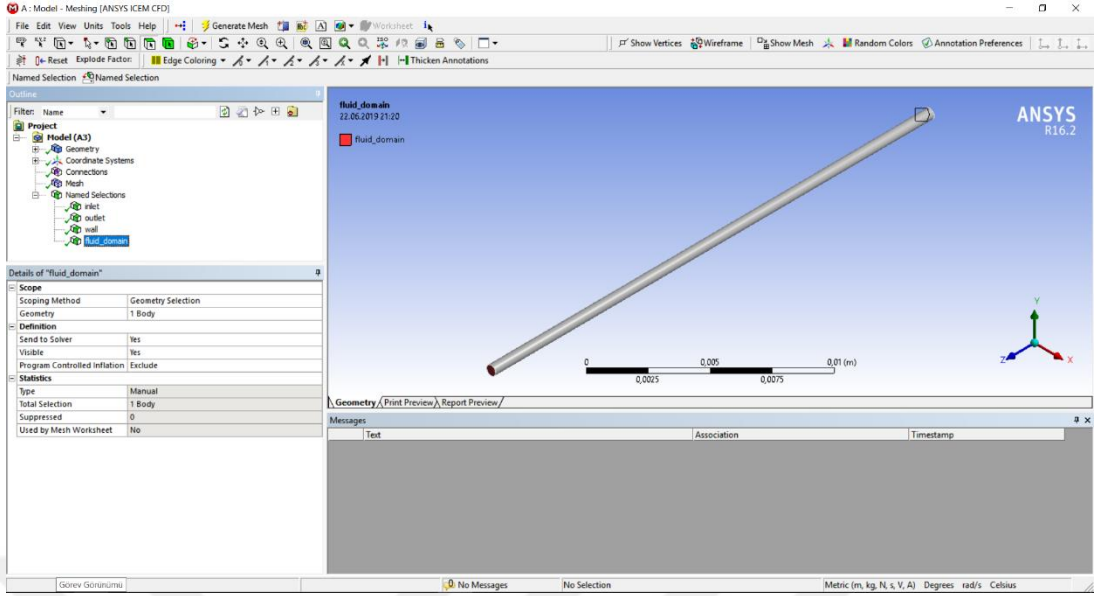
**Şekil 3.1.2.3. Boru Akışkan Girişi (Inlet)**



Şekil 3.1.2.4. Boru Akışkan Çıkışı (Outlet)



Şekil 3.1.2.5. Boru yüzey (Wall) Isı Transferi Bölgesi



**Şekil 3.1.2.6. Akışkan Alanı (Fluid Domain)**

Tasarım modeli olan mikro kanal borumuzda hesaplamalar için yapılan adlandırma kısımları şu şekildedir;

- Inlet (Boru akışkan girişi)
- Outlet (Boru akışkan çıkışı)
- Wall (Boru duvar yüzeyi)
- Fluid domain (Akışkan alanı)

Tasarımda oluşturulan model yukarıdaki özellikleri ile belirtilmekle beraber tek fazlı akış modellerinde her iki soğutucu içinde kullanılmış, aynı zamanda çift fazlı akışlarda da aynı tasarım modeline bağlı kalınmıştır. Her faz için aynı mesh ve geometri özellikleri kullanılmıştır. Akışkan alanı yapılan tüm hesaplamalar için de aynıdır.

#### 4. TEK FAZLI AKIŞ İÇİN SAYISAL ANALİZLER

Bu analizlerde 3.bölümde belirtilen geometri ve bu geometriye göre yapılan akış hesaplamalarıyla analizler gerçekleştirilmiştir. Tek fazlı akışlar için analizlerde kullanılan metot laminer akış ve bu akışla beraber enerji eşitliği ele alınmıştır.

Tek fazlı analizlerde sisteme verilen soğutucu akışkanın üç farklı hız değerinde Reynold sayıları hesaplanmış ve laminer akışa uygun bulunmuştur. Analizlerde bu akışkanların gerçekleştirdiği akış esnasında meydana gelen basınç düşümünden yola çıkılarak ortalama Nusselt sayısı hesaplanmış ve buna bağlı olarakta ısı taşınım katsayısı değerleri hesaplanması amaçlanmıştır.

Analizlerde yapılan varsayımlar ise şunlardır;

- Laminer Akış
- Düzgün Duvar Isı Akısı.
- İhmal Edilebilir Radyasyon Isı Transferi
- Sabit Isı Akısı
- Sıkıştırılmaz Akışkan
- Yerçekimi ivmesi

Analizler gerçekleştirilmeden önce korunum kanunlarına uygun gidilmelidir. Ele alınan korunum denklemleri ise sırasıyla;

-Kütlenin Korunumu;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla(\rho_m v_m) = 0 \quad (13)$$

-Enerjinin Korunumu;

$$\frac{\partial}{\partial t}(pE) + \nabla(v \cdot (pE + p)) = \nabla(k_{eff} \nabla T) + S_h \quad (14)$$

-Momentum Korunumu;

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = \mu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \frac{\partial p}{\partial x} \quad (15)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = \mu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] \frac{\partial p}{\partial y} \quad (16)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial z} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = \mu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] \frac{\partial p}{\partial z} \quad (17)$$

Kullanılan Formüller;

-Hız

$$v = \frac{m}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = m/s \quad \text{Debi} = m = m^3/s \quad (18)$$

Yoğunluk

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{\text{özgül hacim}} \quad (19)$$

-Hidrolik Çap

$$D_h = D \quad \text{Dairesel borularda hidrolik çap} \quad (20)$$

-Tasarım referansı

$$L/D_h = 50 \quad (21)$$

-Reynold Sayısı İç akış problemlerinde akışı tipini belirlemek gereklidir. İç akışta türbülansın başladığı kritik Reynolds sayısı,  $Re > 2300$

$$Re = \rho \cdot v \cdot D_h / \mu \quad (22)$$

-Prandtl Sayısı

$$Pr = \frac{\mu/\rho}{k \cdot (\rho \cdot C_p)} \quad (23)$$

-Nusselt Sayısı ısı olarak gelişen akışta, cidarda üniform sıcaklık koşulu olan düz borudaki ısı geçişi,

$$Nu = -\frac{\ln \theta_m}{4x^*} \quad (24)$$

Cidar da sabit sıcaklık koşulu olan düz borudaki ısı olarak gelişen akış için ısı giriş uzunluğu;

$$L_{th}^* = 0.0355 \quad (25)$$

Kays (1980) ve Hausen (1943) sabit yüzey sıcaklığı denklemi;

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668(D_h/L).Re.Pr}{1+[0.04((D_h/L).Re.Pr)^{2/3}} \quad (26)$$

Isıl giriş uzunluğu bağıntısı;

$$Nu = 1.86 + \left\{ \frac{Re.Pr}{L/D_h} \right\}^{1/3} \cdot \left\{ \frac{\mu}{\mu_i} \right\}^{0.14} \quad (27)$$

Düz boru içerisinde laminer akış teorik olarak incelenmiştir. Yüzeyde sabit ısı akısı sınır şartı için,

$$Nu = 4.36 \quad (28)$$

Sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı için,

$$Nu = 3.66 \quad (29)$$

Tek fazlı çalışmalarda kanal içindeki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için kullanılan formül;

$$h = \frac{q}{(T_w - T_F)} \quad (30)$$

Kanal boyunca lokal Nusselt sayısı hesaplamak için kullanılan formül;

$$Nu = \frac{h \times D_h}{k} \quad (31)$$

Ortalama ısı taşımın katsayısı formülü;

$$h = Nu \times \frac{k}{D_h} \quad (w/m^2) \quad (32)$$

Tek fazlı analizlerde referans alınan sınır şartları;

-Hidrolik sınır için koşullar; Kanal girişi ve çıkışı dışındaki tüm sınırlarda hız sıfırdır. Kanal girişine sabit bir hız verilir.

$$u = \frac{Re\mu}{D_h} \quad x=0 \text{ için } v=0 \quad (33)$$

-Akış kanal çıkışında tamamen gelişmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad x=L \text{ için} \quad (34)$$

-Adyabatik sınır şartları uygulanmıştır;

$$-K \frac{\partial T}{\partial y} = q'' \quad 0 \leq x \leq L \text{ ve } 0 \leq y \leq b \text{ için} \quad (35)$$

-Kanal girişindeki sıvı sıcaklığı verilen sıvının sıcaklığına eşittir;

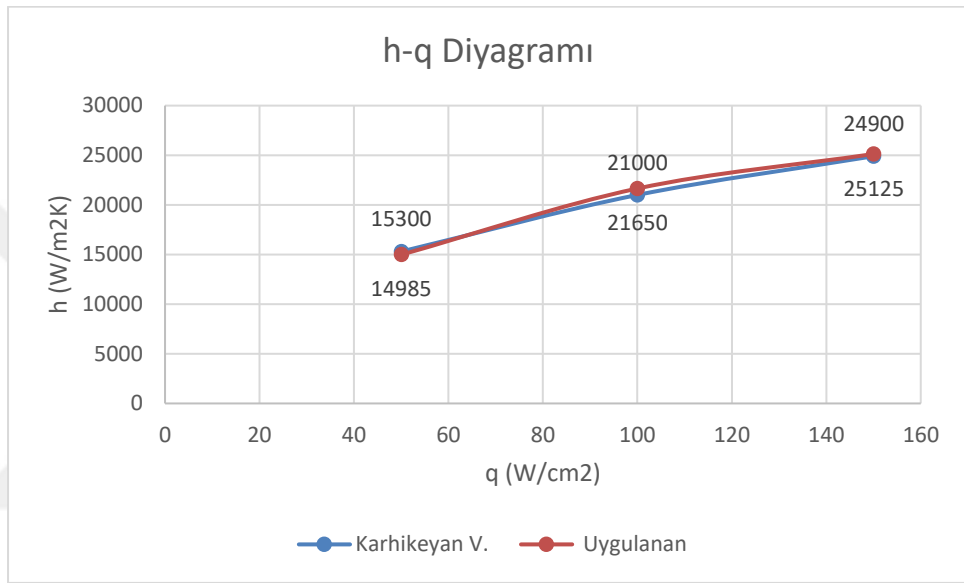
$$T = T_{in} \quad x=0 \text{ için} \quad (36)$$

- Akışın, kanal çıkışında termal olarak tamamen geliştiği varsayılmaktadır.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial T^2} = 0 \quad x=L \text{ için} \quad (37)$$

Laminer giriş uzunluğu kanal uzunluğundan büyük olduğu durumlarda akış içindeki sıcaklık alanının tam gelişmemesi durumu söz konusudur. Analizler bu sınır şartları altında gerçekleştirilmiştir.

Tasarım analizlerine başlamadan önce yapılabilecek analizde kullanılan programın hata oranı, sapma oranı veya kullanılan eşitlik ve parametrelerin doğruluğunu tespit etmek için başka tasarım ölçülerinde yapılmış laminar akışta tek faz incelemesi olan çalışma ele alınmıştır. Bu çalışmadaki sınır şartları, çalışma şartları ve uygulanan metotlar tasarım ölçülerine bağlı kalarak gerçekleştirilmiş ve yapılan çalışmayla yaptığımız doğrulatma çalışması arasındaki sapma tespit edilmek istenmiştir. Sabit ısı akısında ısı taşınım katsayısı grafiği oluşturulan çalışmanın verileri ve uygulanan çalışma verileri aşağıdaki grafikteki gibidir [38].



**Şekil 4.1.** Çalışma Veri Doğrulatması

Onaylanmış makale çalışmasındaki veriler ve uygulanan metotlar sonucu alınan veriler arasındaki sapma  $\pm\%0-3$  arasındadır. Bu tez çalışmasında kendi oluşturduğumuz tasarım modelinde geometriden kaynaklı farklı veriler alınacaktır. Bu verilerin aynı olan bir çalışması olmadığı için başka bir çalışma ele alınarak doğrulatma yapılmıştır. Kendi verilerimizin de sapma oranının maksimum bu değerlerde olacağından tasarım analizleri bu şekilde yapılmıştır.



#### 4.1 R134a Analizler

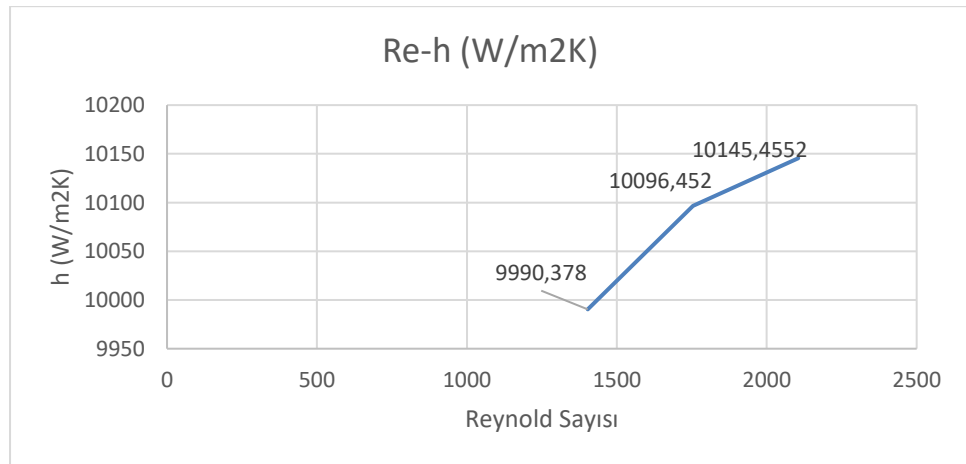
Bu analiz çalışmalarında R134a ve R600a soğutucu akışkanlarının üç farklı hız değerlerinde gerçekleştirdiği ısı taşınım katsayıları ve basınç düşümleri incelenmiştir. Bu hız değerlerinin oluşturduğu Reynold sayıları aşağıdaki tabloda belirtilmiştir. Soğutucu akışkanların Reynold sayısı hesaplarken kullanılan termo-fiziksel özellikleri Tablo 2.4.5.1'den alınmıştır.

**Tablo 4.1.1.**Laminer Akış Hesaplaması

ANALİZ	Hız V(m/s)	Debi $\dot{m}$ (kg/s)	G (kg/m <sup>2</sup> s)	Reynold Sayısı
1.ANALİZ	0,4	0,01819265	458,68	1403,55
2.ANALİZ	0,5	0,022740781	573,35	1754,44
3.ANALİZ	0,6	0,027288937	688,02	2105,32

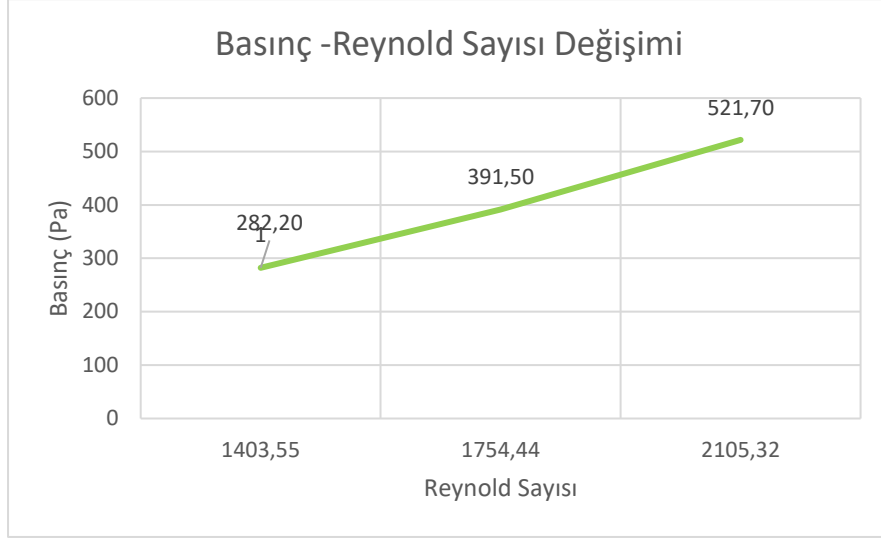
Yukarıdaki tabloda belirtildiği üzere verilen hız değerleri sonucunda soğutucu akışkanın akış modeli Reynold sayı değerlerinin <2300 den küçük olduğu için laminer akış çalışmaya uygundur.

Tablo 4.1.1.'de gösterilen Reynold değerlerine göre yapılan analizler sonucunda elde edilen h-Re diyagramı Şekil 4.1.1'deki gibidir;



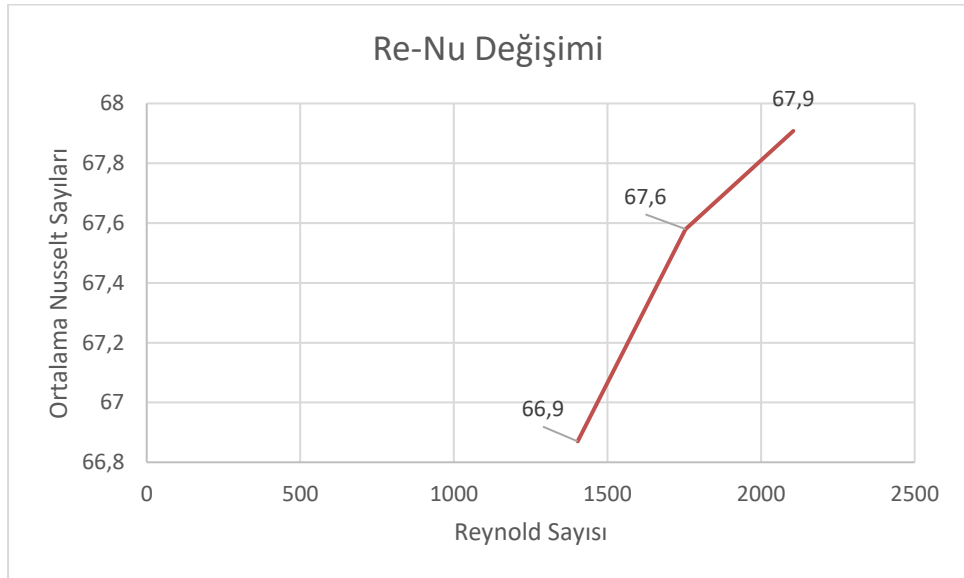
**Şekil 4.1.1.** Re-h Değişimi Grafiği

Yukarıdaki şekle bakıldığında artan Reynold sayısı ile beraber ısı taşınım katsayısı da artmaktadır. Şekle bakıldığında türbülanslı akış bölgesine doğru yaklaşan Reynold değerinde ısı taşınım katsayısı daha yüksektir.

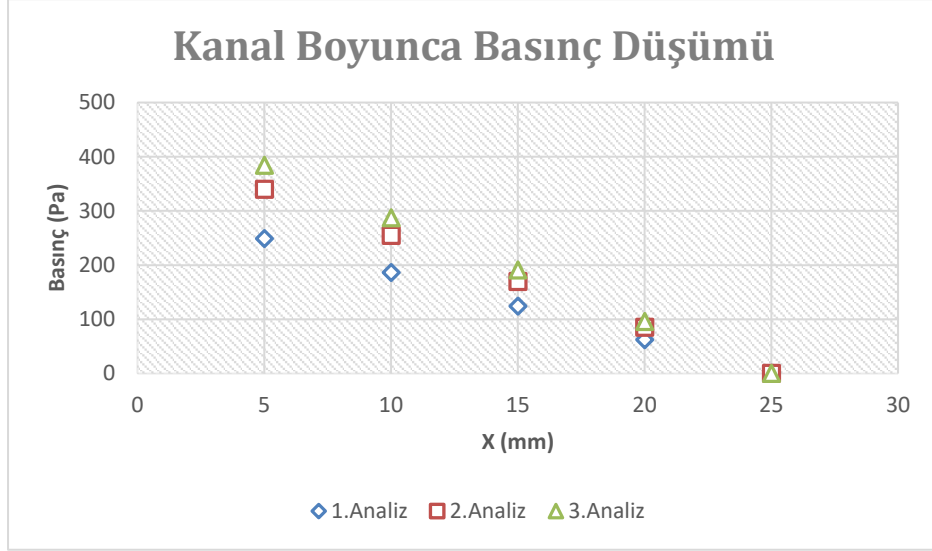


**Şekil 4.1.2.**Basınç-Reynold Sayısı Değişimi

Basınç düşümünü hesaplarken programda solution kısmında rapor > yüzey integralleri> raport türü (area-weighted average) > basınç düşümü (pressure drop) > total pressure ( toplam basınç) burada inlet (giriş) ve outlet (çıkış) kısmı seçilerek kanal boyunca basınç farkı hesabı alınmıştır. Yukarıdaki grafiğe bakıldığında artan reynold sayısı yani hız ile birlikte kanal giriş bölgesinde basınç artmakta ve kanal çıkış bölgesinde basınç aynı oranda düşmektedir. Bu sonuca bakıldığında yüksek hız değerlerinde daha yüksek basınç değişimi olmaktadır.



**Şekil 4.1.3.**Nusselt-Reynold Sayısı Değişimi



**Şekil 4.1.4.**Kanal Boyunca Basınç Düşümü

Yukarıda gösterilen Şekil 4.1.3 teki Re-Nu değişimi grafiğinde; artan Reynold sayısı ile Nusselt sayısı doğru oranda ilerlemektedir. Laminer akış sınırı olan 2300 değerine yaklaştığında grafikte kırılğan bir yükseliş belirgin olarak görünmektedir. Üç farklı Reynold değerinde bulunan Nusselt değişimleri arasındaki küçük farklar yüksek Reynold aralıklarını gösterir, Nusselt ile ısı taşınımı bağıntısı az fark bile göstermesine rağmen yüksek ısı taşınımı elde edilebilir. Artan Nusselt değeri ısı taşınım katsayısının artmasına neden olmaktadır.

Şekil 4.1.4’de bulunan 25mm kanal boyunca üç farklı hız değerine sahip analizlerin kanal boyunca basınç düşümü grafiğini ele alınmaktadır. Grafiğe bakıldığında artan Reynold yani artan hız durumunda giriş bölgesindeki basınç artmaktadır ancak çıkış bölgesindeki basınç ise düşük hızlara nazaran daha da düşüktür. Bu durumda artan Reynold ve üçüncü analiz eğrisine bakıldığında daha fazla basınç düşümü gözlemlenmektedir. Bu da basınç düşümü ne kadar yüksek olursa ısı transferi miktarının arttığını göstermektedir.

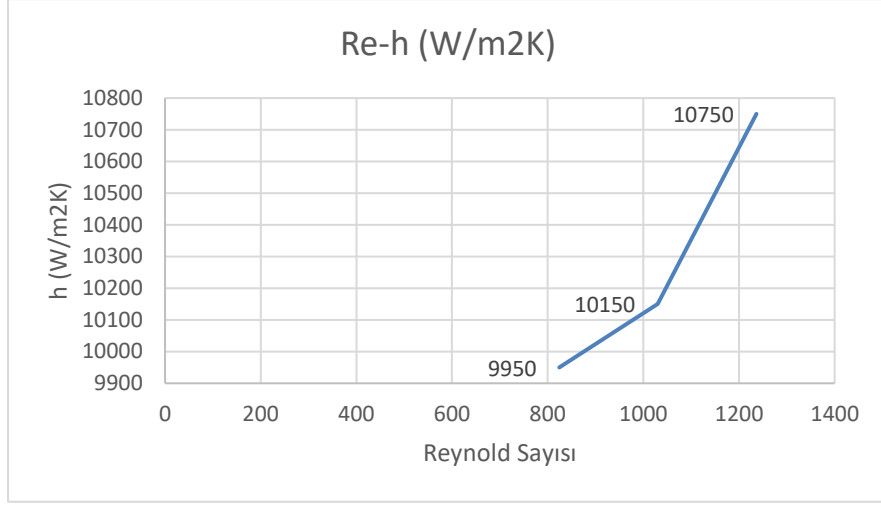
## 4.2 R600a Analizler

Bu akışkanın 40°C 'deki termofiziksel özellikleri aşağıdaki tabloda verilmiştir. Reynold sayısı ve debi, kütleli akı hesaplamaları analiz bazında tabloda belirtilmektedir.

**Tablo 4.2.1.Laminer Akış Hesaplaması**

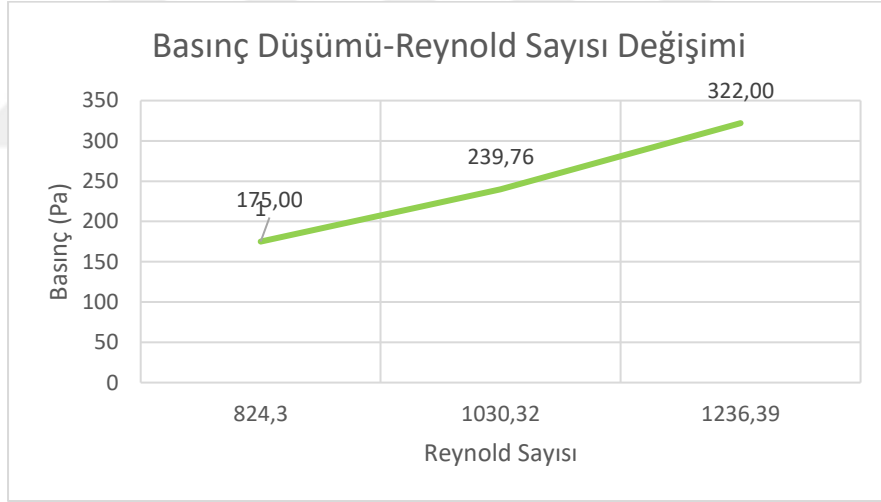
ANALİZ	Hız V(m/s)	Debi $\dot{m}$ (kg/s)	G (kg/m <sup>2</sup> s)	Reynold Sayısı
1.ANALİZ	0,4	0,008408556	212	824,26
2.ANALİZ	0,5	0,010510695	265	1030,32
3.ANALİZ	0,6	0,012612834	318	1236,39

Yukarıdaki tabloda belirtilen Reynold değerleri <2300 'den küçük olduğu için akış laminar olarak gerçekleşmektedir. Tablo 4.2.1.'e bakıldığında R134a akışkanın aynı hız değerlerinde daha yüksek Reynold sayılarına sahip olduğu görülmektedir. Aynı hız değerlerinde ve aynı geometri özelliklerinde soğutucu akışkanların farklı Reynold değerlerine sahip olması, akışkanların yoğunluk ve viskozitesinden kaynaklanmaktadır. Soğutma kapasitesini etkileyen başta soğutucu seçiminde en önemli bağıntı soğutucunun yoğunluğudur. Yoğunluğu yüksek olan soğutucunun Reynold değeri de büyük çıkacağından ısı transferi miktarının diğerine göre daha yüksek olabileceği anlaşılmaktadır fakat malzemenin viskozitesinin de bir o kadar düşük olması soğutma kapasitesine etki edeceğinden dolayı viskozite ve yoğunluğun en uygun şekilde seçimi kullanılacak soğutucu akışkanın belirlenmesinde önemli etkenlerdir.



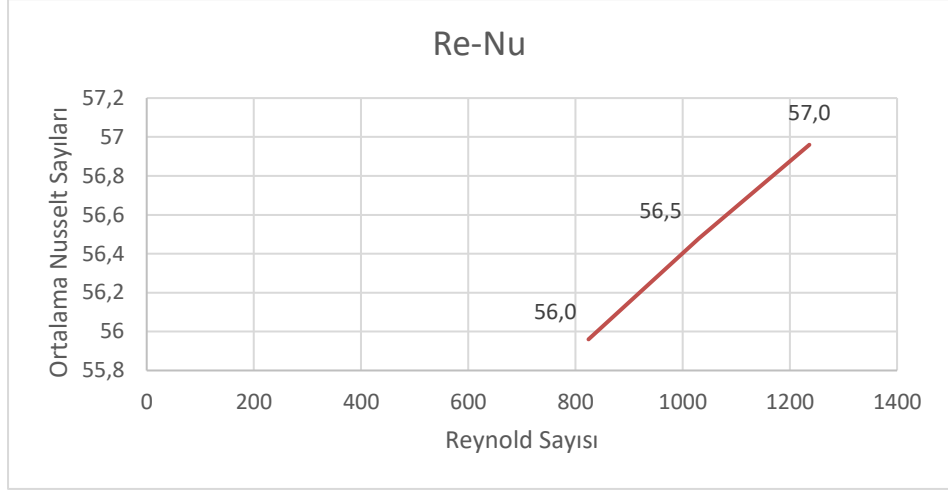
**Şekil 4.2.1.** Re-h Değişimi Grafiği

Yukarıdaki şekle bakıldığında artan reynold sayısı ile beraber ısı taşınım katsayısıda artmaktadır. Şekle bakıldığında türbülanslı akış bölgesine doğru yaklaşan reynold değerinde ısı taşınım katsayısı daha yüksektir.



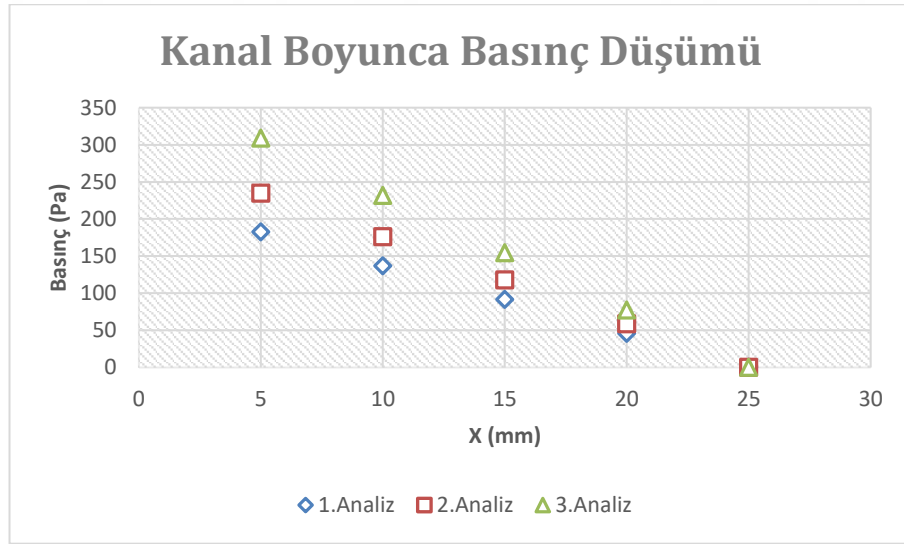
**Şekil 4.2.2.** Basınç-Reynold Sayısı Değişimi

Basınç düşümünü hesabı Şekil 4.2.2’de ifade edildiği gibi hesaplanmıştır. Yukarıdaki grafiğe bakıldığında artan Reynold sayısı yani hız ile birlikte kanal giriş bölgesinde basınç artmakta ve kanal çıkış bölgesinde basınç aynı oranda düşmektedir. Kanal giriş ve çıkışı arasındaki basınç düşümü artan Reynold sayısı ile doğru oranda artmaktadır. R134a akışkanının analizinde basınç düşümleri daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bunun temel sebebi Reynold sayısı ile basınç düşümünün doğru oranda büyümesidir.



**Şekil 4.2.3. Re-Nu Değişimi Grafiği**

Yukarıda gösterilen Şekil 4.2.3 teki Re-Nu değişimi grafiğinde; artan Reynold sayısı ile Nusselt sayısı doğru oranda ilerlemektedir. Bu analiz sonucunda çıkan Nusselt değerleri R134a analizinde bulunan Nusselt değerlerinden düşüktür ve buna bağlı olarak Reynold sayısı ve ısı taşınım katsayıları göz önüne alındığında , ısı transferinde artan Nusselt sayısının etkisi ve Reynold sayısının büyüklüğünün önemi belirgin olarak gözlemlenmektedir.

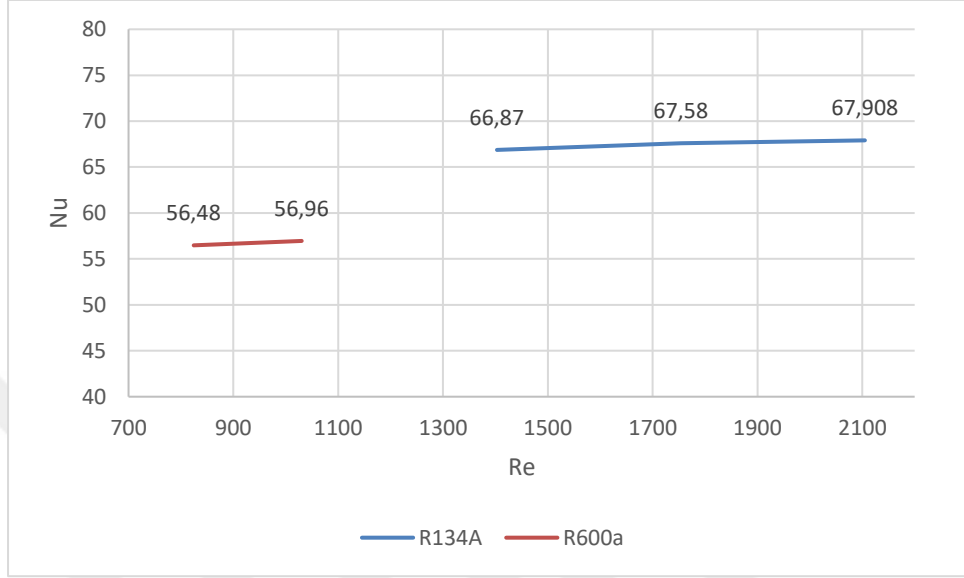


**Şekil 4.2.4. Kanal Boyunca Basınç Düşümü**

Şekil 4.2.4'de bulunan 25mm kanal boyunca üç farklı hız değerine sahip analizlerin kanal boyunca basınç düşümü grafiğini ele alınmaktadır. Grafiğe bakıldığında artan Reynold yani artan hız durumunda giriş bölgesindeki basınç artmaktadır ancak çıkış bölgesindeki basınç ise düşük hızlara nazaran daha da

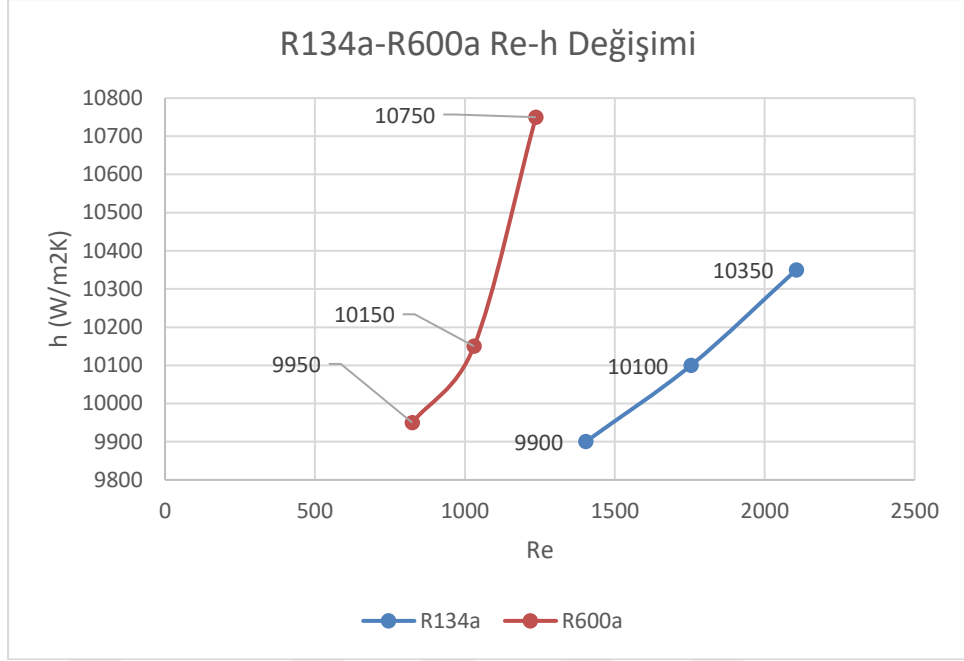
düşüktür. Bu durumda artan Reynold ve üçüncü analizin eğrisine bakıldığında daha fazla basınç düşümü gözlemlenmektedir. Bu da basınç düşümü ne kadar yüksek olursa ısı transferi miktarının arttığını göstermektedir.

### 4.3. Tek Fazlı Akışların Karşılaştırılması



Şekil 4.3.1. İki Akışkanın Nu-Re Değişimi

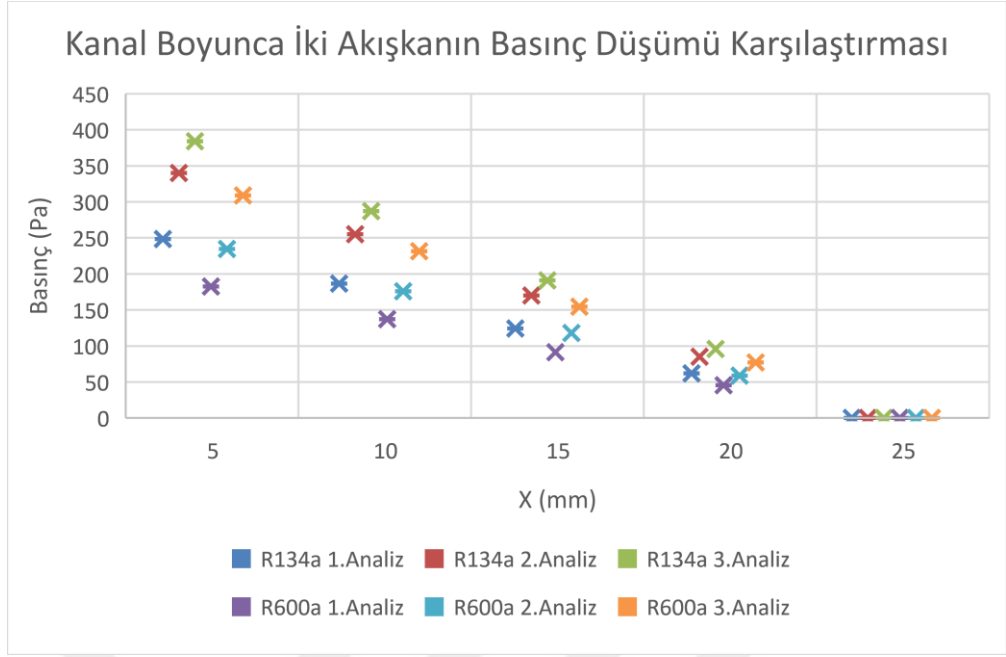
Yukarıdaki şekle göre R134a akışkanının sisteme verilen aynı hızlarda daha yüksek değerlerde Nusselt sayısı alınmıştır. Düşük Reynold sayısına sahip R600a akışkanında Nusselt sayıları da düşük olarak görülmektedir. Soğutucu akışkan seçiminde ise sistemden çekilen enerjiye göre seçim yapmak daha mantıklı olacaktır bu grafikteki sayısal veriler sadece Reynold büyüklüğüne göre Nusselt değişimlerinin farklı akışkanlardaki etkisini sunmaktadır. Karşılaştırma yapılması gereken grafik ve analiz Reynold sayısına göre ısı taşınım katsayılarının büyüklüğüdür.



**Şekil 4.3.2.** İki Akışkanın Re-h Değişimi

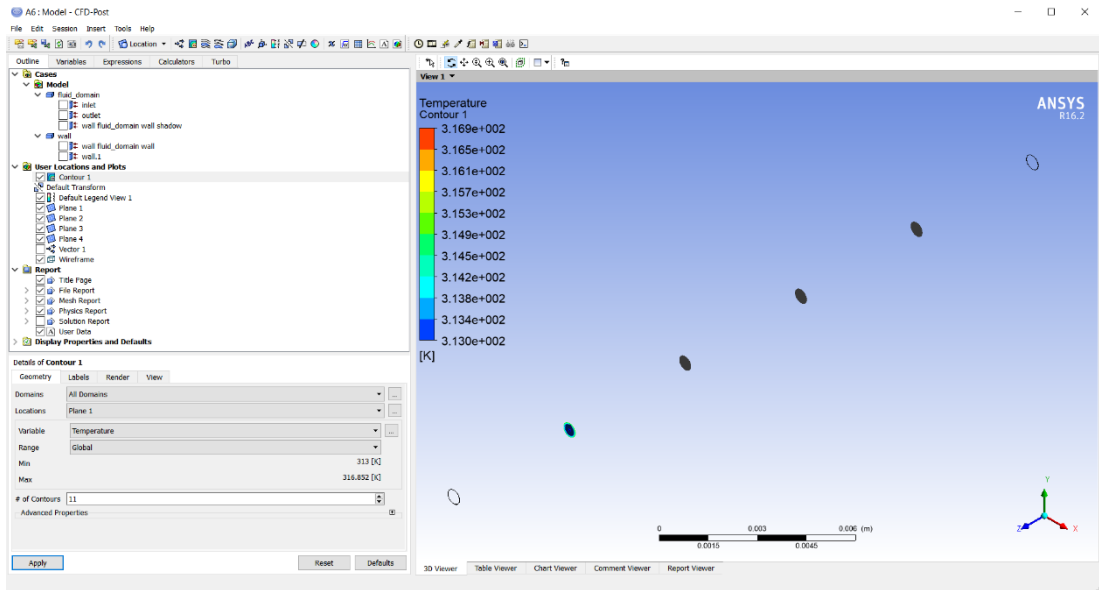
Şekil 4.3.2 ye bakıldığında R600a akışkanının üçüncü analiz de R134a h değerinden yüksektir. Analiz değerlerindeki ısı taşınım katsayıları birbirine yakındır ancak Nusselt sayıları ve Reynold sayı değerlerinin arasındaki farklar büyüktür. Genel yaklaşımda büyük Reynold ve Nusselt sayısında daha yüksek ısı taşınım katsayısı değeri elde edilir denebilirken, soğutucu akışkan R600a nın düşük Reynold sayı değerlerinde R134a soğutucusunun ısı taşınım katsayısı değerlerine yaklaştığı görülmektedir. Bu da yüksek aynı Reynold sayısı ve Nusselt sayısı değerlerinde R600a'nın, R134a soğutucu akışkanından daha fazla soğutma performansı gösterebileceğini bize vermektedir.





**Şekil 4.3.3.** Kanal Boyunca İki Akışkanın Basınç Düşümü Karşılaştırılması

Yukarıdaki şekilde 25mm uzunluğundaki kanal boyunca iki farklı soğutucunun üç farklı hız analizinde kanal üzerinde düzlem tanımlatılarak lokal olarak basınç düşümünü bize vermektedir. Giriş ve çıkış bölgesini ele aldığımızda kanal çıkışına doğru basınç doğrusal olarak düşmektedir. Tüm analizlerde bu düşüm durumu gözlemlenmiştir. En yüksek basınç düşümü R134a 3.analiz en düşük basınç düşümü ise R600a 1.analizde gözlemlenmiştir.



**Şekil 4.3.4.** Kanal Boyunca Lokal Sıcaklık ve Basınç Ölçümü

## 5. ÇİFT FAZLI AKIŞ ve SAYISAL ANALİZLERİ

### 5.1. Çift Fazlı Akış (Multi-faz)

İki fazlı akışlarda, basınç düşüşü ve ısı transfer performansı akış düzenlerine kuvvetle bağlıdır. Akış düzenleri, akışkan özellikleri tarafından belirlenir bunlar; gaz ve sıvının yoğunluğu ve viskozitesi, yüzey gerilimi ve yüzey ıslanabilirliği, kanal geometrisi (hidrolik çapı, oryantasyon açısı), gaz ve sıvının hızları ve ayrıca boru yüzeylerinin ısıtma ve soğutma hızıdır. Ayrıca, bir başka önemli iki fazlı akış problemlerinde dikkat edilmesi gereken parametre boşluk kesridir.

Çok fazlı akış birden fazla fazın (katı, sıvı ve gaz) oluşturduğu faz olarak tanımlanır. Bu tür akışlar, endüstriyel olarak oldukça kullanılmaktadır; ısı değiştiricileri, evaporatör ve kondenserler de gaz-sıvı akışlar, kimyasal reaktörlerde gaz-sıvı-katı akışlar, pnömatik taşımada katı-gaz akışlar vs. olan örneklerdir.

Çok fazlı akışların en sık rastlanan formu iki fazlı akıştır. Sınıflandırılması;

- Gaz-Sıvı Akışı
- Gaz-Katı Akışı
- Sıvı-Sıvı Akışı
- Sıvı-Katı Akışı içerir.

Gaz-sıvı akış: Bu muhtemelen çok fazlı akışın en önemli formudur ve endüstriyel uygulamalarda bir aralığın tamamında yaygın olarak bulunur. Karışımlarının taşınması için boru hattı sistemlerini, buharlaştırıcıları, kazanları, kondansatörleri, klima ve soğutma tesislerini içerir. Gaz-sıvı sistemleri meteorolojide ve diğer doğal alanlarda da önemlidir. Yapılan bu tez çalışmasında gaz-sıvı akış analizi yapılmıştır.

Gaz-katı akış: Gazlarda askıda katı madde akışları pnömatik taşımada ve pulverize yakıt yanmada önemlidir.

Sıvı-sıvı akış: Bu tür akışlar arasında yağ-su karışımlarının boru hatlarında ve sıvı-sıvı çözücü ekstraksiyonu kütle transferi sistemlerinde akışı vardır. Çözücü ekstraksiyon (özütme) ekipmanları paketlenmiş kolonlar, darbeli kolonlar, karıştırılmış kontaktörler ve boru hattı kontaktörler içerir [20][21].

**Sıvı-katı akış:** Bu tip akışın en önemli uygulaması katı malzemelerin hidrolik taşınmasıdır. Sıvı-katı süspansiyonlar ayrıca kristalizasyon sistemlerinde, kaolin ekstraksiyon ve hidro-siklonlarda görülür [21].

Bu tanımlamalara dayanarak, literatürde, tek fazlı iç akış davranışlarının oldukça geniş çalışma şartları için teorik analizlerine rastlanmaktadır. Ancak; iki fazlı akışlar matematiksel modeller uygulanarak, çoğu kez, teorik olarak hesaplanmaya çalışılmıştır. Dolayısıyla; bu modellerin kullanıldığı hesaplar, yakınsak değerler ve çözümler sunmaktadır.

Bilgisayar ortamında hesaplamalı akışkanlar dinamiği HAD kullanılarak analiz yapılması yakınsak çözümlere başvurarak çalışmak için kesinlikle şarttır. Çift fazlı iç akışlar üzerine yapılan deneysel çalışmalarda büyük kısmı makro ölçekteki kanallar oluşturmaktadır. Ancak mini ve mikro ölçeklerde çalışıldığında, yüzey gerilim etkisinin artmasıyla birlikte yerçekimi etkisinin azalmasından dolayı, makro ölçekteki kanallar için yapılan deneysel çalışmalar ve bu çalışmalara dayalı oluşturulan tasarım modellerinin, iç akışlar termo-hidrodinamik özelliklerinin belirlenmesi için kullanılmaları doğru değildir [22].

## **5.2. Mikro kanallarda Çift Fazlı Akış ve Akış Türleri**

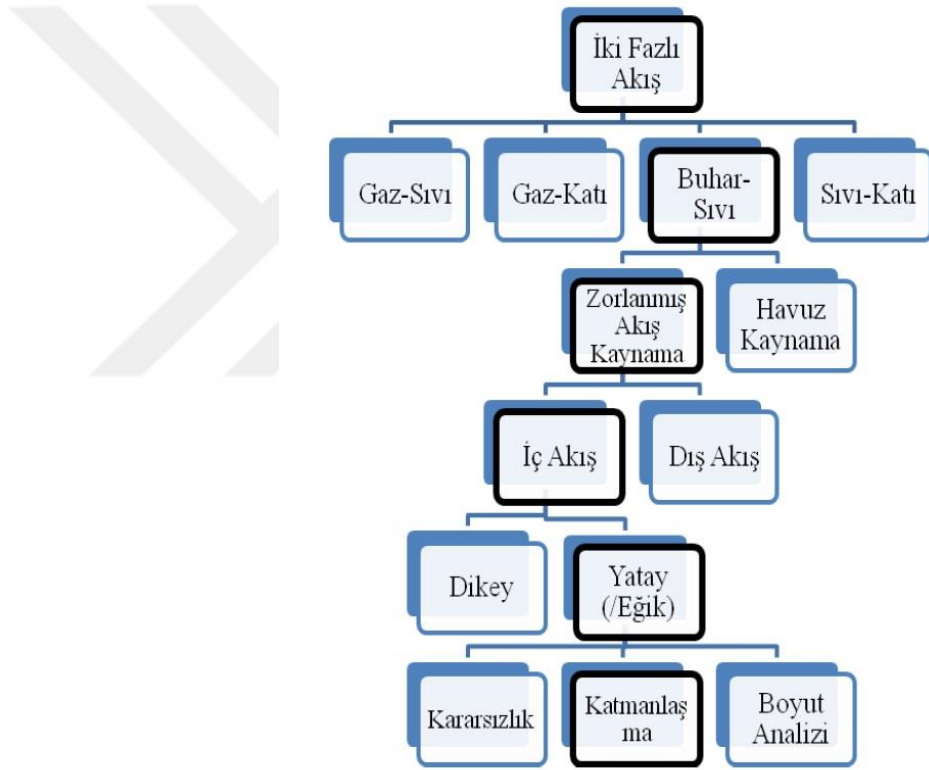
Mikro kanallarda yapılan tasarımlar için teorik olan hesaplanan akışkanlar dinamiği metotlarını Ansys Fluent de HAD analizleriyle daha yakınsak ve doğru sonuçlar alınarak tasarım modelleri yapılmaktadır. Bu analizlerde iki fazlı akışların basınç düşüşünü hesaplamak için ele alınan korelasyon dizisi iki farklı basınç düşüşünü temel kabul eder. İki fazlı akıştaki basınç düşüşü, tek fazlı analizdeki basınç düşüşü sonuçlarıyla karşılaştırılır.

Diğer yaklaşım ise akış değerlerini kapsayan boyutsuz sayılardan yararlanılır, her iki yaklaşımda da basınç düşüşü modeli akış rejiminin belirlenmesi sonucu akışkanın basınç düşüşünü ve düşen basınç sonucu ne kadar ısı transferi gerçekleştirdiğinin yaklaşık sonucunu verebilir.

İki fazlı akışlarda sıvı ve buhar fazlarının akışkan özellikleri, bu fazların ayrı ayrı ya da tek bir giriş hızları, faz etkileşimleri, basınç kayıpları ısı transferi miktarına etki etmektedir.

Akış türünü belirlemek muhtemel veya ulaşılmak istenen sonuç için kullanılması gereken yaygın bir tekniktir. Akış türünün belirlenmesinde temel alınan durumlar hidrolik çap büyüklüğü, modelde kullanılan kanalın yatay veya dikey pozisyonu, farklı veya aynı akışkanlar için hızlarındaki adyabatik değişimler ve faz değişimleri önemlidir.

Akış rejimleriyle ilgili literatürde ortak bir görüş sağlanamamakla beraber, ana akış rejimlerinin tanımlananları dört ana akış rejimidir. Bu ana akış rejimlerinin de alt bölümleri üzerinde hala çalışılmakta ve kabul edilen alt bölümlerde tabloda tanımlanmıştır [21][22].



Şekil 5.2.1. İki Fazlı Akışların Genel Sınıflandırılması [22]

**Tablo 5.2.1.** Akış Rejimleri ve Alt Grupları

AKIŞ REJİMİ	AKIŞ TÜRÜ
YAYILMIŞ AKIŞ (DISPERSED)	Kabarcıklı Akış
	Yayılmış Kabarcıklı Akış
KESİKLİ AKIŞ (INTERMITTENT)	Tıkaç Akış (Plug Flow)
	Mermi Akış (Slug Flow)
AYRIK AKIŞ (STRATIFIED)	Pürüzsüz Ayrik Akış
	Dalgalı Ayrik Akış
HALKA AKIŞ (ANNULAR)	Halka Sis Akış (Annular Mist)
	Halka Akış
	Dalgalı Halka Akış

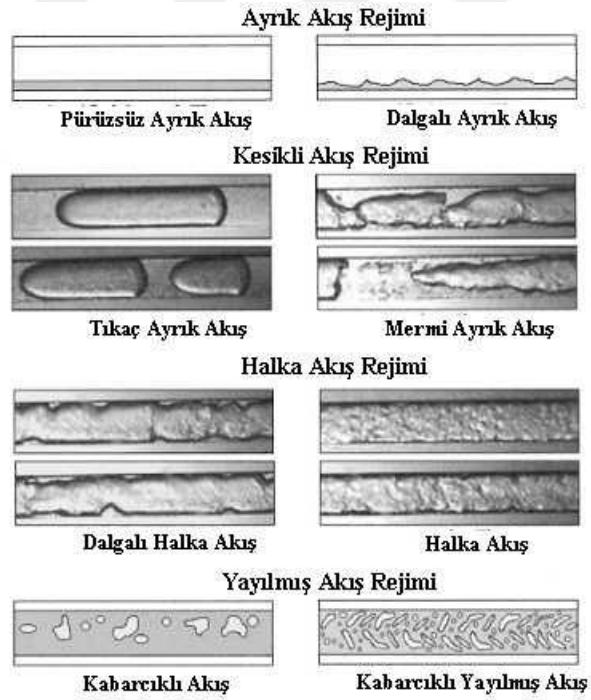
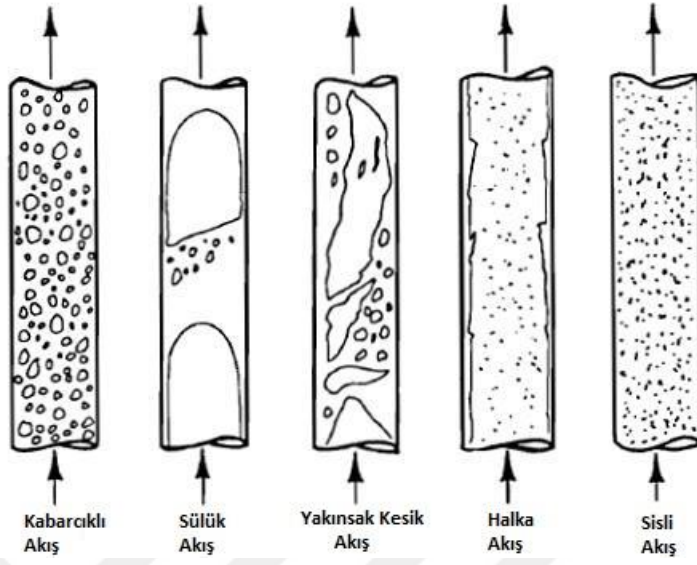


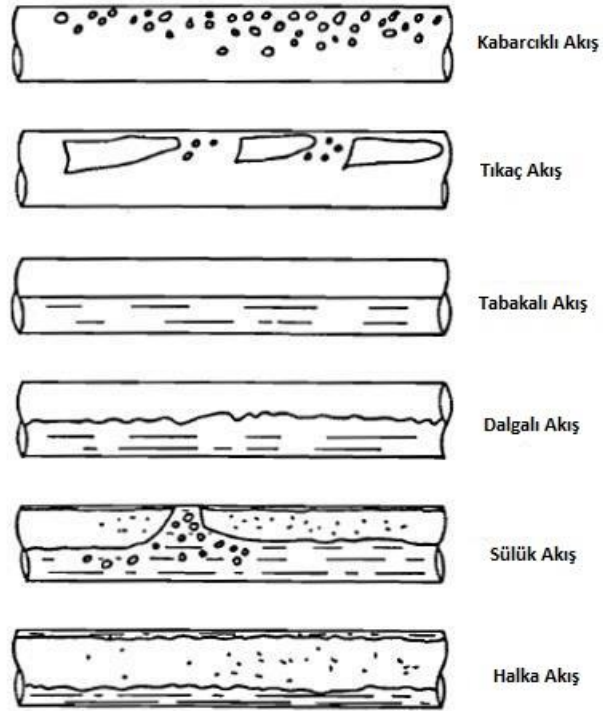
Figure 2 Two-phase flow regimes and their flow patterns (direction of flow is from right to left).

**Şekil 5.2.2.** Akış Rejimleri ve Türleri

Kullanılan borunun pozisyonuna göre oluşan akış rejimleri;



Şekil 5.2.3. Dairesel Ve Dik Borularda İki Fazlı Akış



Şekil 5.2.4. Dairesel Ve Yatay Borularda İki Fazlı Akış

### 5.2.1. Ayrık Akış

Bu rejiminde sıvı ve buhar fazı birbirlerinden tamamen ayrı bir vaziyette akış gerçekleştirmektedir. 4mm'den büyük hidrolik çaplı kanallarda düşük akışkan hızlarında ( $v_{buhar}$  ve  $v_{sıvı}$ ) yatay dairesel boru içerisinde buhar fazı yukarı sıvı fazı ise aşağıda olacak şekilde bir rejim söz konusudur.

Bu akış rejimi pürüzsüz ayırık akış ve dalgalı ayırık akış olmak üzere ikiye ayrılır. Dalgalı ayırık akışta sıvı ve buhar fazlarının birbirinden ayrıldığı ara yüzde küçük dalgalanmalar gözlenirken, pürüzsüz ayırık akış rejiminde ara yüzde bir dalgalanma yoktur. Hidrolik çapı  $D_h < 2$  mm' nin altındaki kanallarda bu akış rejimine rastlanmaz.

### 5.2.2. Kesikli Akış

Bu akış rejimi düşük kütleli akı ve düşük kuruluk dereceleri görünürken aynı zamanda fazlarda süreksizliklerde mevcuttur. İki ayrı alt akış türü tıkaç (plug) ve mermi (slug) akış türleri görülür. Tıkaç akış rejiminde buhar fazın oluşturduğu tıkaçlar birbirlerinden ince bir sıvı tabakası tarafından ayrılırlar.

Akış modeli dikey borulardaki slug akışa benzer, fakat kurşun şekilli kabarcıklar borunun üst yüzeyine daha yakın akma ve boru kesitini daha az işgal etme eğilimindedir. Tıkaç, üniform bir sekile sahip olmakla birlikte, tıkaç sonlarında küçük düzensizlikler görülebilir.

Buhar faz miktarı arttıkça tıkaçın uç noktalarında meydana gelen ayrılmalar, küçük kabarcıkların oluşmasına yol açar. Bu tip akış mermi akış (slug flow) olarak adlandırılır. Bu rejimde, boru boyunca aralıklı olarak sıvı slugları geçer. Sluglar bütün boru kesitini işgal eder ve sıvıya köpüklü bir karakter veren çok sayıda sürüklenen buhar kabarcıkları içerir.

### 5.2.3. Halka Akış

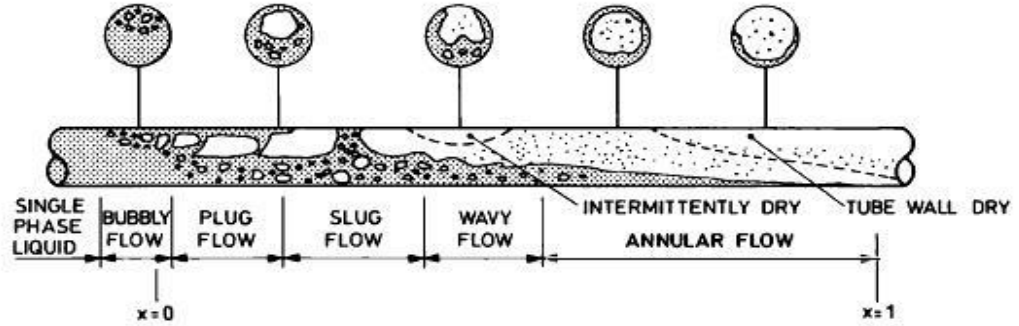
Halka akış rejiminde buhar fazı, boru kanalı merkezinden akarken halka şeklinde akan sıvı faz boru kanalı çeperi üzerinden akıp buhar fazını çevrelemektedir. Bu akışta buhar fraksiyonları ve yüksek akış hızı mevcuttur. Sıvı fazın damlacıkları genellikle buhar fazın içerisine dahil olur ve saçılma gerçekleştirir buhar fazda sıvı

akışın kanal çeperi ile arasına dağılır. Halka akışın gerçekleşmesi için buhar fazının yerçekimini yenerek sıvı fazı boru kanalı çevresine itecek enerjiye ihtiyaç duyar.

Bu akış üç alt gruba ayrılır; puslu (mist) akışta yüksek buhar fraksiyonlarında sıvı fazın tamamının buhar fazı içerisine saçılmış damlacık yapısı halinde olması durumudur. Yatay borularda ise yerçekimi kuvvetinin etkisi biraz daha fazla belirgin olduğu için kanal içerisinde akışın katmanlaşması biraz daha farklıdır. Yüksek buhar hızlarında tabakalı akış sonucu sıvının boru kanalı çeperi ile oluşturduğu yüzeyde akış rejiminin yapısını gösteren dalgalı yapısı oluşur.

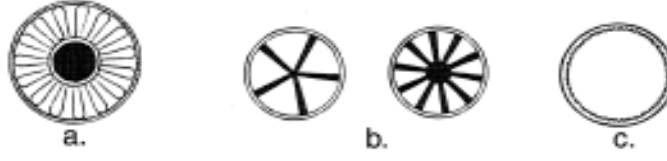
#### 5.2.4. Yayılmış Akış

Bu akış rejiminde küçük buhar kabarcıkları türbülanslı sıvı faz içerisinde dağılmış haldedir. Çok yüksek kütleli akılarda görülen bu akış tipi, kabarcıklı ve kabarcıklı yayılmış akış tipleri olarak ikiye ayrılır. Kabarcıklı akış rejiminde, türbülanslı sıvı fazı içindeki laminar gaz fazında bulunan kabarcıklar belli bir şekle sahip değildir. Buhar fazın artan kütleli akısıyla beraber kabarcıklar küçülür ve sıvı içinde dağılıp yayılmış kabarcıklı akış tipini oluştururlar.



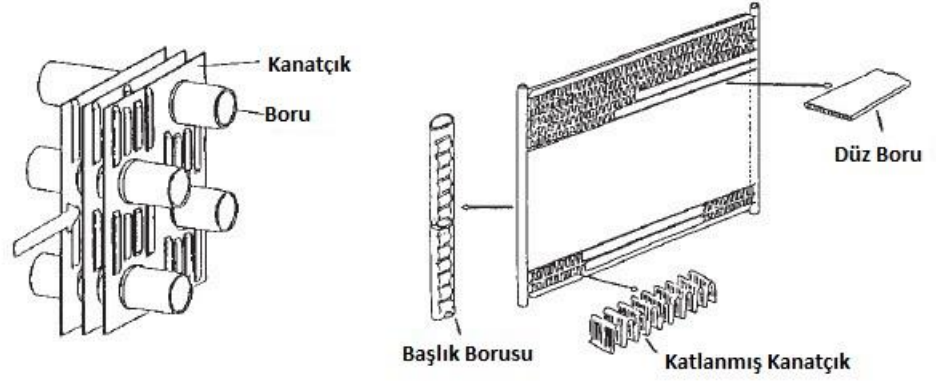
Şekil 5.2.4.1. Kanal İçi Akış Rejimleri





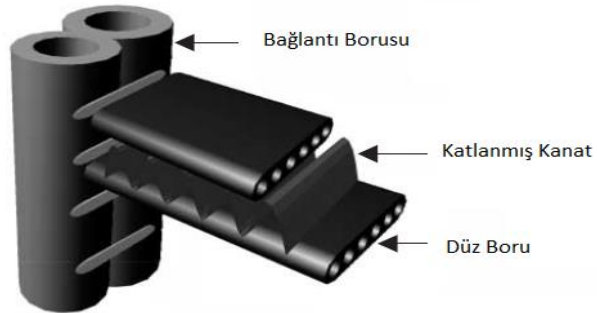
**Şekil 5.2.4.2.** Mikro Kanal Borularda İç Kanat Boru Türleri

- a. Şerit kanatlı uç modeli
- b. Yıldız kanatlı uç modeli
- c. Mikro kanatlı uç modeli



**Şekil 5.2.4.3.** Mikro Kanallı Isı Değiştirici Tipleri

- Fin tüplü ısı değiştiricisi
- Sert lehimli alüminyum ısı değiştiricisi



**Şekil 5.2.4.4.** Evaporatör Bağlantı Sistemi

### **5.3. Çift Fazlı Akış Modeli ve Yaklaşımlar**

Çalışma da kullanılan yaklaşımlar çift fazlı sistemler için bulunan birçok modelden iki tanesi ele alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Bunlar Euler ve Euler-Lagrange.

#### **5.3.1. EULER Yaklaşımı**

Euler-Euler iki faz modelinde akış alanında fazlar birbiriyle tamamen iç içe geçmiş ve sürekli akış halindedir. Bir fazın kapladığı hacmi diğer faz dolduramaz bu yüzden iki faz içinde hacim oranı oluşturulması gerekir. Akış alanındaki fazların hacim oranları toplamı 1'e eşit olmak zorundadır. Bu modelin ANSYS Fluent'te bulunan modelleri;

- Euler Granular Model; Kabarcık sütunlar, akışkan yataklar, parçacık süspansiyonu.
- VOF (Volume of Fluid) Model; Serbest yüzey akışları, katmanlı akışlar, balon veya kabarcıklı akışlar.
- Mixture Model; Yük ile yüklenmiş parçacık akışları , çökeltme akışı , kabarcıklı akış.

#### **5.3.2. EULER-Granular Yaklaşımı**

Sıvı akışkan içine katı taneciklerin eklenmesi ve taneciklerin akış içerisinde sirküle edilmesi probleminin çözümlenmesinde kullanılan model Euler-Granular modelidir. Euler - Granular iki faz modelinde kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri her faz için ayrı ayrı çözülür.

Akışkan yataktaki yerel duvar-yatak ısı taşınım katsayısı korunum denklemlerinin birlikte çözülmesiyle elde edilir. Fazlar arasında hız ve sıcaklık farkından dolayı oluşan etkileşim terimleri aktarım denklemlerinde fazlar arası transfer terimi olarak yer alır. Burada tanımlanan çözüm modelinde görüldüğü üzere tüm fazların etki ettiği ortak bir basınç alanı vardır.

### 5.3.3. Volume of Fluid (VOF Model) Yaklaşımı

Bu yaklaşımda volüme of fluid formülasyonu ANSYS programında zamana bağlı bir çözümü hesaplamak için kullanılır ve çözülmesi gereken problemlerde sadece kararlı durumlu bir çözüm bulunur böylece kararlı hal hesaplaması yapmak mümkündür [19]. Çalışmada VOF modeli kullanılarak analiz hesapları yapmak hedeflenmiştir.

### 5.3.4. Mixture Model Yaklaşımı

Bu yaklaşımda farklı şekillerde kullanılmaya uygun basite indirgenmiş bir çok fazlı model çalışması yapılmaya uygundur. Karışım modeli yaklaşımında granüler fazların seçimi kolaydır ve özellik hesaplamalarını yapmak diğer yaklaşımlara göre daha basitleştirilmiştir. Sıvı ve katı akışkanların modellenmesinde kullanılacak bir yaklaşımdır.

## 5.4. Eşitlikler ve Hesaplama Metotları

Teknolojik unsurlarda ve enerji sistemlerinde kullanılan eşitlikler ve bunların kullanım alanlarının tek fazlı ve çok fazlı akışlarda olan uygulamaları aşağıdaki gibi alt başlıklara ayrılmıştır.

Hacim Kesri Eşitliği; Çift fazlı akışlarda veya çok fazlı akışlarda kullanılır. Fazlar arasındaki hacim oranının akışa olan etkisini belirlemek aracılığıyla kullanılır. Bu eşitlikte ara yüzlerin izlenmesi ve fazların hacim oranına bağlı gösterdiği fraksiyonların hesabı aşağıda belirtilen formülle hesaplanır.

$$\frac{1}{\rho_q} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (m_{pq} - m_{qp}) \quad (38)$$

$$\sum_{p=1}^n \alpha_q = 1 \quad (38)$$

Enerji Eşitliği; Sistemden çekilen enerjinin hesaplanmasını ANSYS programında model kısmında enerji dengesini seçerek gerçekleştirilmiştir. Bu eşitliğin denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (pE) + \nabla (\vec{v} (pE + p)) = \nabla (k_{eff} \nabla T) + S_h \quad (39)$$

Vof model enerji davranışı aşağıdaki gibidir.

$$E = \frac{\sum_{q=1}^n \alpha_q \rho_q E_q}{\sum_{q=1}^n \alpha_q \rho_q} \quad (40)$$

Momentum Eşitliği; Alan boyunca tek bir momentum denklemi çözülür ve elde edilen hız alanı fazlar arasında paylaşılır. Aşağıda gösterilen momentum denklemi, tüm fazların  $\rho$  ve  $\alpha$  özellikleri boyunca hacim fraksiyonlarına bağlıdır.

Paylaşılan alanlar yaklaşımının bir sınırlaması, fazlar arasında büyük hız farklılıklarının olduğu durumlarda, ara yüzün yakınında hesaplanan hızların doğruluğunun olumsuz yönde etkilenmesidir [19].

$$\frac{\partial}{\partial t} (p v^{\rightarrow}) + \nabla (p v^{\rightarrow} v^{\rightarrow}) = -\nabla_p + \nabla [\mu (\nabla_{v^{\rightarrow}} + \nabla_{v^{\rightarrow T}})] + p g^{\rightarrow} + F^{\rightarrow} \quad (41)$$

Tüm fazlar için momentum eşitliği formülü;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m v_m^{\rightarrow}) + \nabla (\rho_m v_m^{\rightarrow} v_m^{\rightarrow}) = -\nabla_p + \nabla [\mu (\nabla_{v_m^{\rightarrow}} + \nabla_{v_m^{\rightarrow T}})] + \rho_m g^{\rightarrow} + F^{\rightarrow} + \nabla (\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k v_{drk}^{\rightarrow} + v_{drk}^{\rightarrow}) \quad (42)$$

İkinci faz için ortalama hız formülü;

$$v_{drk}^{\rightarrow} = v_k^{\rightarrow} - v_m^{\rightarrow} \quad (43)$$

Süreklilik Eşitliği; Süreklilik denklemi, akışkan hattı akış miktarının, akıntısı borusu içinde korunarak taşımalarını tanımlayan bir denklemdir. Kütle, enerji, momentum, elektrik yükü ve diğer doğal miktarlarda kendi uygun durumlarda korelasyon, çeşitli fiziksel olaylar süreklilik denkleminde tarif edilebilir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m) + \nabla (\rho_m v_m^{\rightarrow}) = 0 \quad (44)$$

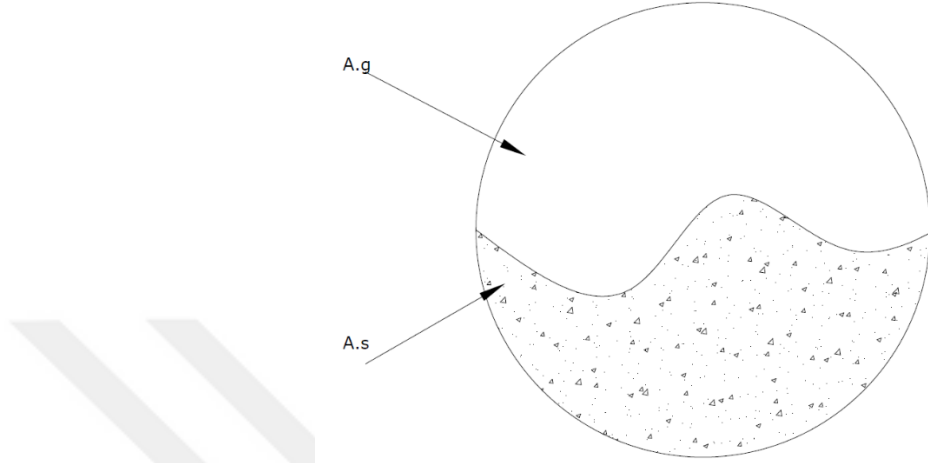
Kütle ortalamasına göre hız formülü;

$$v_m^{\rightarrow} = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k v_k^{\rightarrow}}{\rho_m} \quad (45)$$

Karışım yoğunluğu formülü;

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad (46)$$

Çift fazlı akışlar için kullanılan formüller ve denklemler;



Şekil 5.4.1. Boru Kanal Akış Kesiti

A.g = Gaz fazın akış kanalının kesit alanı ( $m^2$ )

A.s = Sıvı fazın akış kanalının kesit alanı ( $m^2$ )

-Void Fraction (Boşluk Oranı);

$$\alpha = A.g/A = A.g/(A.s + A.g) \quad (47)$$

-Dinamik kuruluk derecesi

$$X_D = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_G + \dot{m}_S} = \frac{\dot{m}_G}{m} \quad (48)$$

-Termodinamik denge kabul durumunda entalpi

$$X_D = \frac{(h_f - h_s)}{(h_g - h_s)} \quad (49)$$

-Durgun Kütle Kuruluk Derecesi

$$X_S = \frac{m_G}{m_G + m_S} \quad (50)$$

-Kayma Faktörü

$$(K_i_f = \frac{v_g}{v_s}) \quad \text{Fazların hızlarının oranıdır.} \quad (51)$$

-Bağıl Hız

$$(V_{GS} = v_G - v_S) \quad (52)$$

-Hacimsel Kuruluk Derecesi

$$(X_v = \frac{V_G}{V}) \quad (53)$$

-Sürtünme Faktörü  $f_{ReD} = 16$  dairesel bir tüp içinde laminer akış için sürtünme faktörü.

-Yoğunluk

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{\text{özgül hacim}} \quad (5-19)$$

-Hidrolik Çap

$$D_h = D \quad \text{Dairesel borularda hidrolik çap} \quad (5-20)$$

-Tasarım referansı

$$L/D_h = 50 \quad (5-21)$$

-Reynold Sayısı İç akış problemlerinde akışı tipini belirlemek gereklidir. İç akışta türbülansın başladığı kritik Reynolds sayısı,  $Re > 2300$

$$Re = \rho \cdot v \cdot D_h / \mu \quad (5-22)$$

-Prandtl Sayısı

$$Pr = \frac{\mu/\rho}{k \cdot (\rho \cdot C_p)} \quad (5-23)$$

-Nusselt Sayısı ısı olarak gelişen akışta, cidarda üniform sıcaklık koşulu olan düz borudaki ısı geçişi,

$$Nu = -\frac{\ln \theta_m}{4x^*} \quad (5-24)$$

Cidarda sabit sıcaklık koşulu olan düz borudaki ısı olarak gelişen akış için ısı giriş uzunluğu;

$$L_{th}^* = 0.0355 \quad (5-25)$$

Kays (1980) ve Hausen (1943) sabit yüzey sıcaklığı denklemi;

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668(D_h/L).Re.Pr}{1 + [0.04((D_h/L).Re.Pr)^{2/3}]} \quad (5-26)$$

Isıl giriş uzunluğu bağıntısı;

$$Nu = 1.86 + \left\{ \frac{Re.Pr}{L/D_h} \right\}^{1/3} \cdot \left\{ \frac{\mu}{\mu_i} \right\}^{0.14} \quad (5-27)$$

Düz boru içerisinde laminer akış teorik olarak incelenmiştir. Yüzeyde sabit ısı akısı sınır şartı için,

$$Nu = 4.36 \quad (5-28)$$

Sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı için,

$$Nu = 3.66 \quad (5-29)$$

Tek fazlı çalışmalarda kanal içindeki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için kullanılan formül;

$$h = \frac{q}{(T_w - T_F)} \quad (5-30)$$

Kanal boyunca lokal nusselt sayısı hesaplamak için kullanılan formül;

$$Nu = \frac{h \times D_h}{k} \quad (5-31)$$

Çift fazlarda ısı taşınım katsayısı formülü;

$$h = \frac{q''_{(z)}(W_{f1}+W_{f2})}{(T_F-T_W)+(W_{f1}+2W_{f2})} \quad (54)$$

Ortalama yoğunluk hesabı formülü;

$$\frac{1}{\rho^-} = \left[ \frac{x}{\rho_g} + \left( \frac{1-x}{\rho_l} \right) \right] \quad (55)$$

Mc Addams ortalama kinematik vizkozite modeli formülü;

$$\frac{1}{\mu^-} = \left[ \frac{x}{\mu_g} + \left( \frac{1-x}{\mu_l} \right) \right] \quad (56)$$

Cicchitti ortalama kinematik vizkozite modeli formülü;

$$\mu^- = x\mu_g + (1-x)\mu_l \quad (57)$$

Duker ortalama kinematik vizkozite modeli formülü;

$$\mu^- = \rho^- \left[ \frac{x\mu_g}{\rho_g} + \left( \frac{1-x}{\rho_l} \mu_l \right) \right] \quad (58)$$

## 5.5. Çift Fazlı Analizler

Bu analizlerde 3.bölüm de belirtilen geometri modeli ve bu modele göre yapılan akış hesaplamalarıyla analizler gerçekleştirilmiştir. Çift fazlı akışlar için analizlerde kullanılan metot laminer akış ve bu akışla beraber enerji eşitliği ele alınmıştır. Yerçekimi ivmesi analizlere dahil edilmiştir. Yakınsama değerleri  $10^{-3}$  olarak alınmış olup enerji denklemi için  $10^{-6}$  alınmıştır.

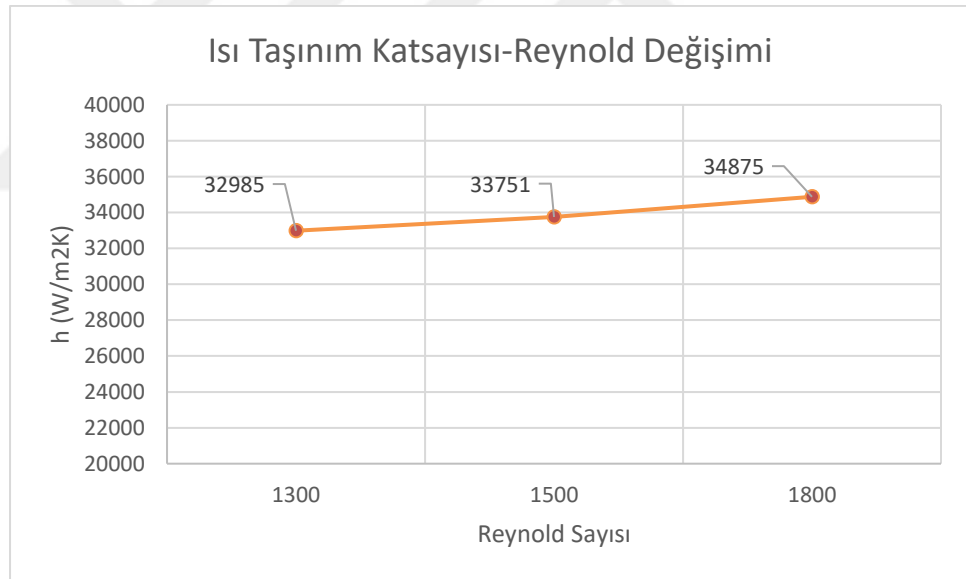
Çift fazlı analizlerde sisteme verilen soğutucu akışkanın üç farklı hız değerinde reynold sayıları hesaplanmış ve laminer akışa uygun bulunmuştur. Analizlerde bu akışkanların gerçekleştirdiği akış esnasında meydana gelen basınç düşümünden yola çıkılarak ortalama nusselt sayısı hesaplanmış ve buna bağlı olarakta ısı taşınım katsayısı değerleri hesaplanması amaçlanmıştır.



Analizlerde yapılan varsayımlar ise şunlardır;

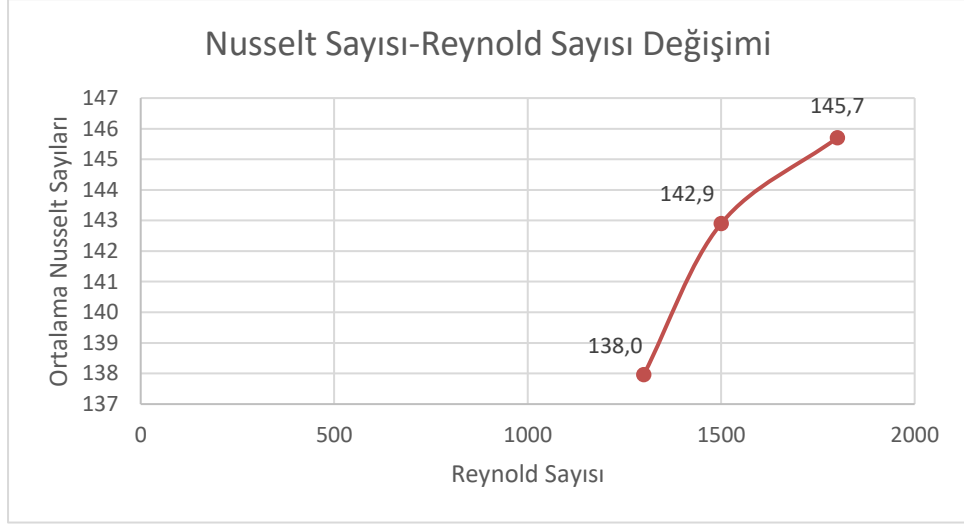
- Laminer Akış
- Düzgün Duvar Isı Akısı.
- İhmal Edilebilir Radyasyon Isı Transferi
- Sabit Isı Akısı
- Sıkıştırılmaz Akışkan
- Yerçekimi ivmesi
- Boşluk oranı 0
- Yüzey gerilimi (malzemenin 40°C deki değeri alınmıştır.)
- VOF modeli açık formülasyon kullanılmıştır.
- Kanal giriş bölgesi başlatma.
- 25 iterasyon / 25 zaman adımı /0.01 zaman adımı boyutu.

### 5.5.1. R134a Akışkanın Üç Farklı Hızda Analizleri



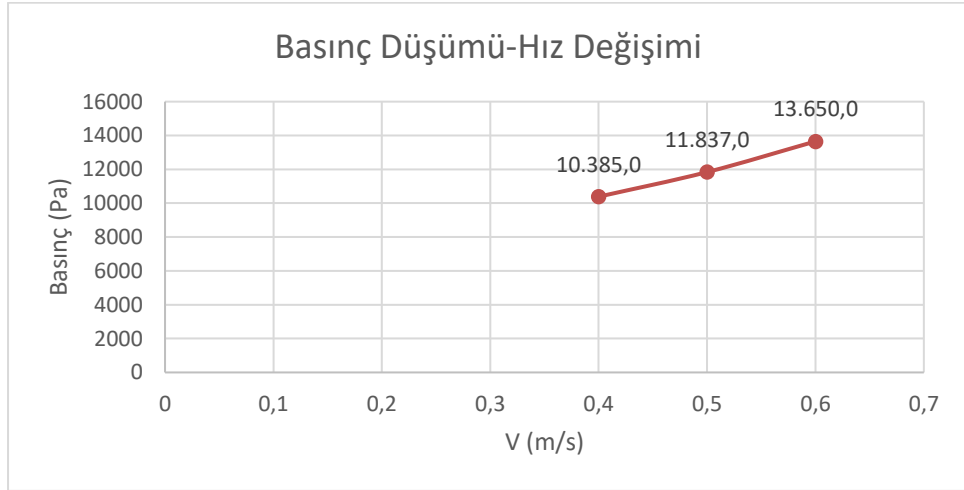
Şekil 5.5.1.1. h (W/m2K)-Reynold Sayısı Değişimi

Yukarıdaki şekilde görüldüğü üzere hız değerimiz yani reynold sayısı arttıkça ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Sistemden çekilen enerji hız değeri arttıkça artmaktadır. Tek fazlı R134a analizi ile çift fazlı R134a analizi karşılaştırıldığında ısı taşınım değerleri çift fazda daha fazladır.



**Şekil 5.5.1.2.** Nusselt Sayısı-Reynold Sayısı Değişimi

Yukarıda gösterilen şekilde V-Nu değişimi grafiğinde; artan Reynold sayısı ile Nusselt sayısı doğru oranda ilerlemektedir. Bu analiz sonucunda çıkan Nusselt değerleri R134a tek fazlı analizinde bulunan Nusselt değerlerinden yüksektir ve buna bağlı olarak hız ve ısı taşınım katsayıları göz önüne alındığında, ısı transferinde artan Nusselt sayısının etkisi ve Reynold sayısının büyüklüğünün önemi belirgin olarak gözlemlenmektedir.

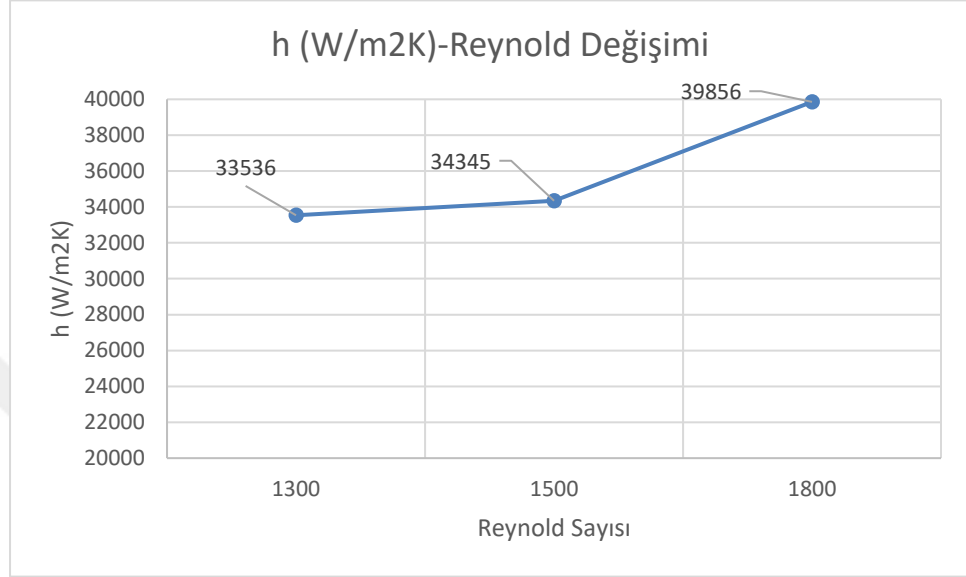


**Şekil 5.5.1.3.** Basınç düşümü – Hız değişimi

Çift fazlı analizlere bakıldığında tek fazlı analizlere göre daha yüksek nusselt sayısı ve daha yüksek ısı taşınım katsayısı (h) elde edilmiştir. Bunun temel sebebi çift fazda sistemden çekilen enerji miktarının yüksek olması ve fazların kendi içlerinde olmak ile beraber aynı anda da sistemden daha fazla enerji çekmesinden kaynaklandığı

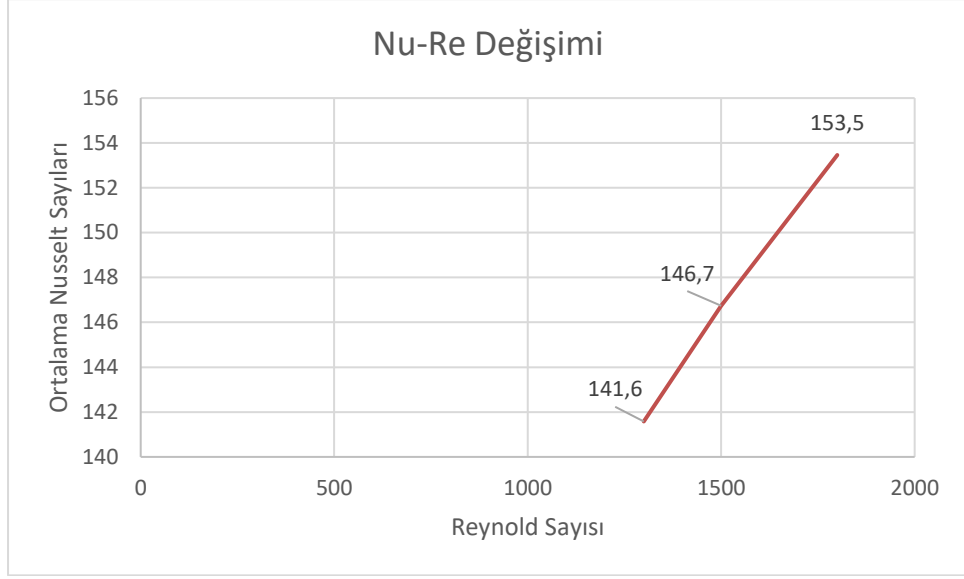
gözlemlenmiştir. Bir diğer önemli faktör ise tek fazlı akışlara göre çift fazlı akışlarda basınç düşümü daha büyüktür. Basınç düşümünün fazla olduğu sistemlerde çekilen enerji miktarı daha büyük olacağından ısı taşınım katsayısı büyük çıkmaktadır.

### 5.5.2. R600a Akışkanın Üç Farklı Hızda Analizleri



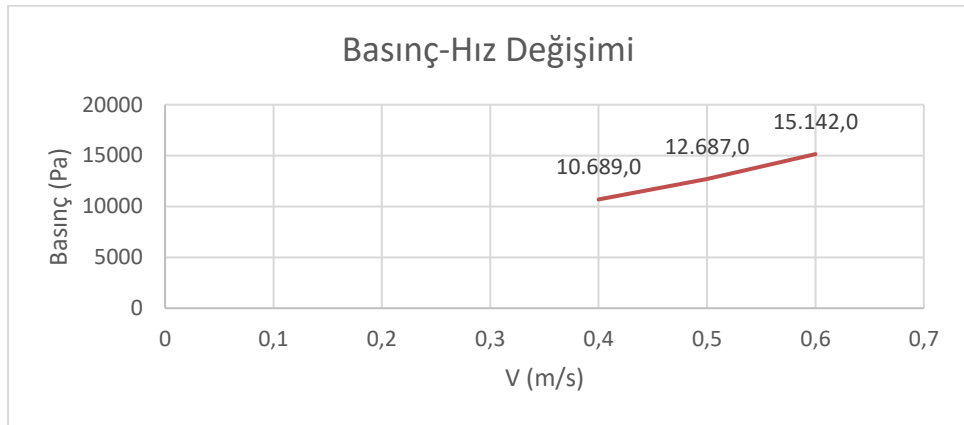
Şekil 5.5.2.1. h(W/m2K)-Reynold Sayısı Değişimi

Yukarıdaki şekilde görüldüğü üzere Reynold sayısı arttıkça ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Sistemden çekilen enerji hız değeri arttıkça artmaktadır. Tek fazlı R600a analizi ile çift fazlı R600a analizi karşılaştırıldığında ısı taşınım değerleri çift fazda daha fazladır. Şekildeki değerleri yorumlayacak olursak son hız değerinde ısı taşınım katsayısında büyük bir sıçrama meydana gelmiştir. Hız değerinin artışı ile ısı taşınım katsayısı artışı lineer olmadığı gözlemlenmiştir. Türbülanslı akışa yaklaşan Reynold sayılarında ısı taşınım katsayısı değerleri yüksek çıkma eğilimindedir.



**Şekil 5.5.2.2.** Nusselt-Reynold Sayısı Değişimi

Yukarıda gösterilen şekilde V-Nu değişimi grafiğinde; artan Reynold sayısı ile Nusselt sayısı doğru oranda ilerlemektedir. Bu analiz sonucunda çıkan Nusselt değerleri R600a tek fazlı analizinde bulunan Nusselt değerlerinden yüksektir ve buna bağlı olarak hız ve ısı taşınım katsayıları göz önüne alındığında, ısı transferinde artan Nusselt sayısının etkisi ve Reynold sayısının büyüklüğünün önemi belirgin olarak gözlemlenmektedir.

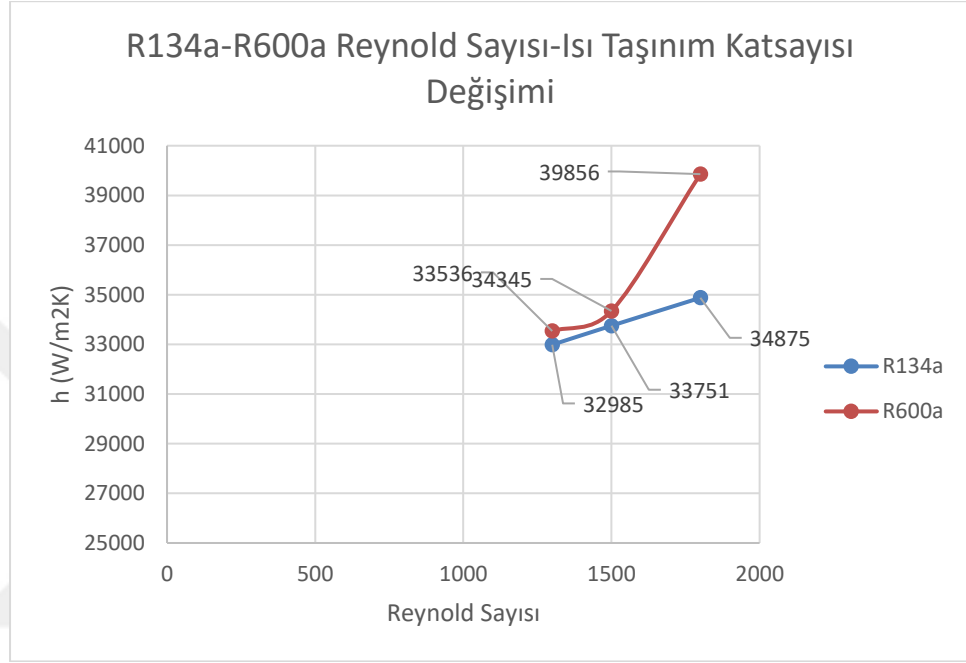


**Şekil 5.5.2.3.** Basınç Düşümü- Hız Değişimi

Çift fazlı analizlere bakıldığında tek fazlı analizlere göre daha yüksek Nusselt sayısı ve daha yüksek ısı taşınım katsayısı (h) elde edilmiştir. Bunun temel sebebi çift fazda sistemden çekilen enerji miktarının yüksek olması ve fazların kendi içlerinde

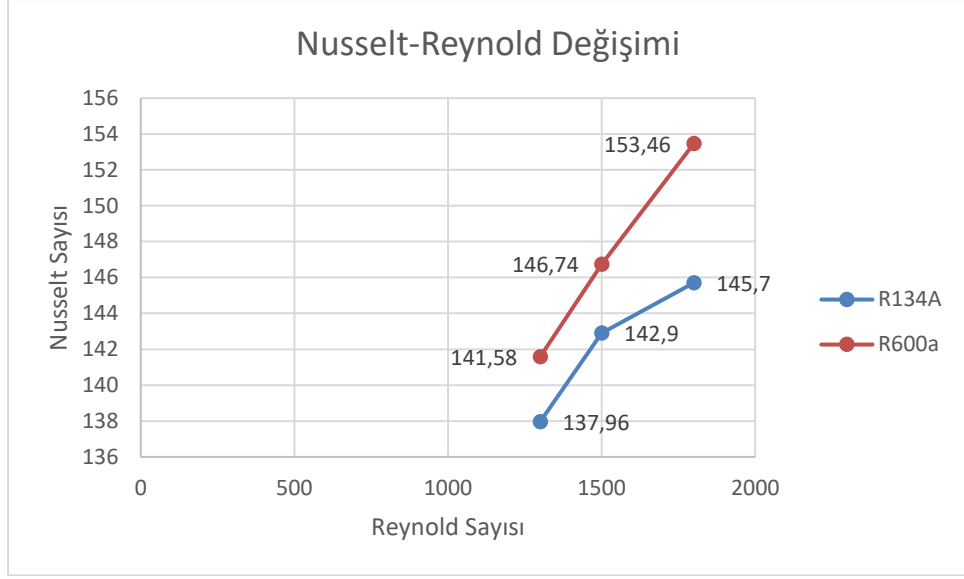
olmak ile beraber aynı anda da sistemden daha fazla enerji çekmesinden kaynaklandığı gözlemlenmiştir. Bir diğer önemli faktör ise tek fazlı akışlara göre çift fazlı akışlarda basınç düşümü daha büyüktür. Basınç düşümünün fazla olduğu sistemlerde çekilen enerji miktarı daha büyük olacağından ısı taşınım katsayısı büyük çıkmaktadır.

### 5.5.3. R600a-R134a Akışkanlarının Analiz Karşılaştırması



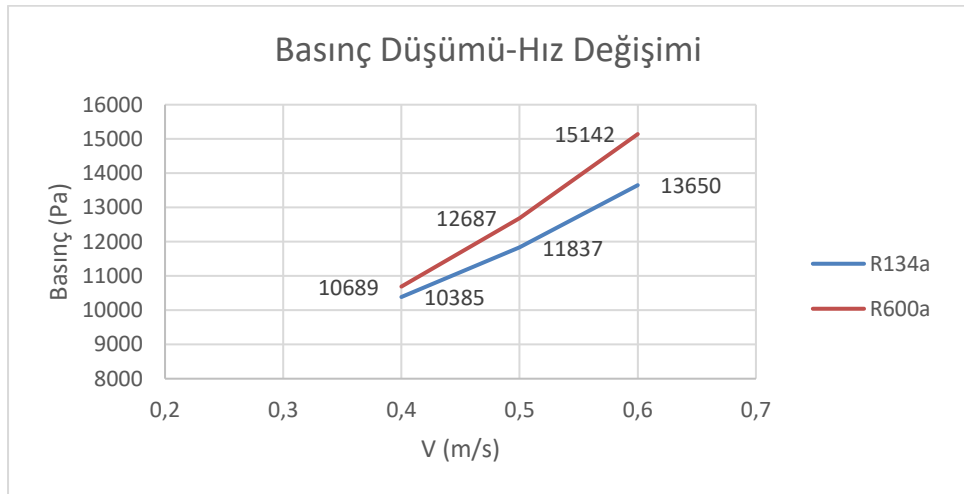
Şekil 5.5.3.1. R600a-R134a Reynold Sayısı-Isı Taşınım Katsayısı Değişimi

Yukarıdaki şekle bakıldığında R600a akışkanı ve R134a akışkanının artan hız değerleri ile ısı taşınım katsayı değerleri kıyaslanmıştır. R600a akışkanının son hız değeri yani üçüncü analiz sonuçlarında R134a akışkanına göre daha yüksek ısı taşınım katsayısı gözlemlenmiştir. Sistemden çekilen enerji her hız değerinde R600a için daha fazladır. Bu da akışkan seçimi ve soğutma kapasitesi performansı değerlendirildiğinde R600a akışkanının seçimi daha uygundur.



**Şekil 5.5.3.2.** R600a-R134a Nusselt-Re Değişimi

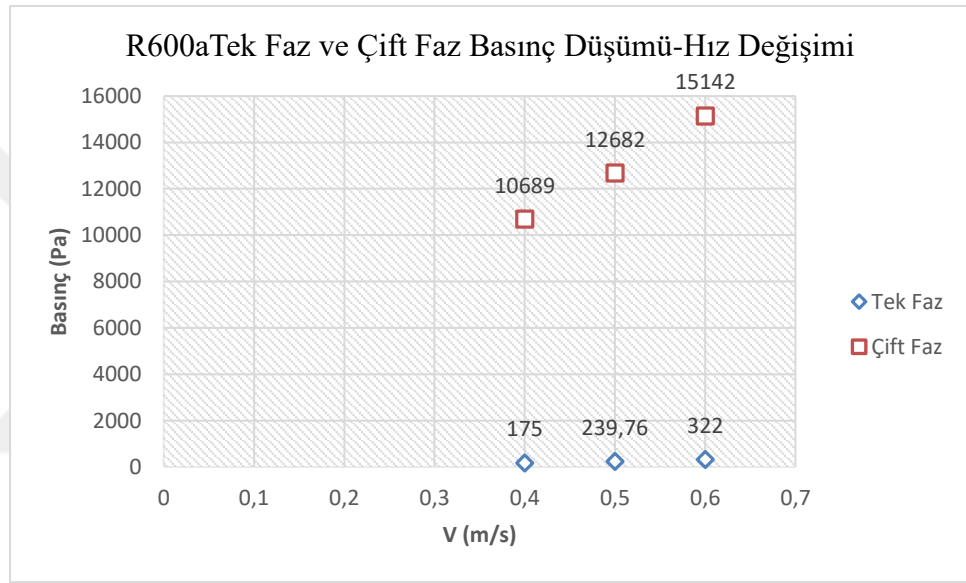
Çift fazlarda Nusselt sayısı tek fazlara nazaran daha yüksektir. Çift fazlı akışlarda R600a akışkanının Nusselt sayısı değerleri R134a değerlerinden daha yüksektir. Tek fazlı akış karşılaştırma şekli 4.3.1'deki analizlere göre her farklı hız değeri yani Reynold değerinde R134a akışkanının Nusselt değerleri R600a akışkanından yüksek olduğu görülmektedir ancak çift fazlı analizlerde tam tersi durum söz konusudur. Nusselt sayılarının değişimine bakıldığında bir önceki hız-h şeklinde görüldüğü gibi ısı taşınım değerleri R600a akışkanı için daha fazladır. Bu da Nusselt sayılarının R134a akışkanına göre büyük olmasını doğrulamaktadır.



**Şekil 5.5.3.3.** R600a-R134a Basınç Düşümü-Hız Değişimi

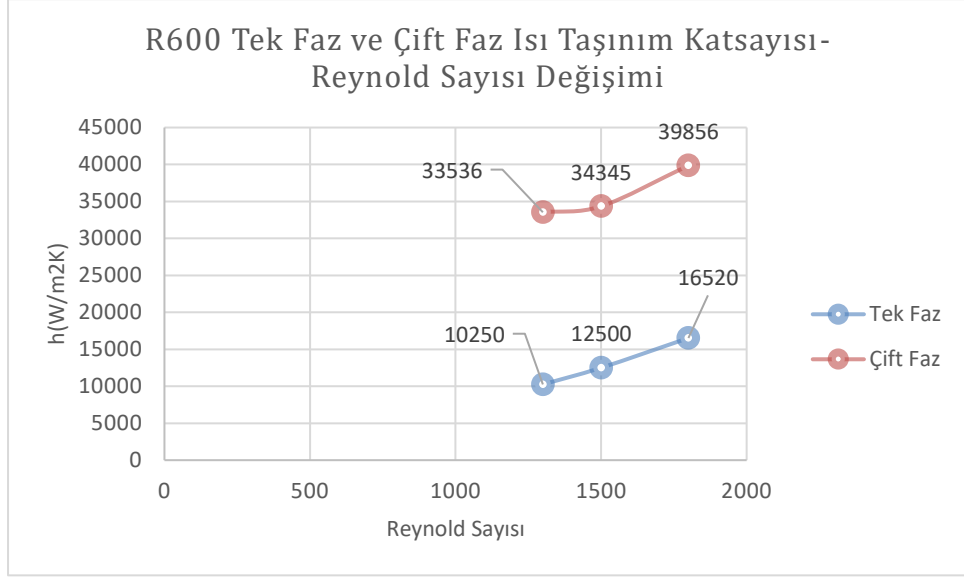
İki akışkanın çift fazlı analizlerindeki basınç düşümü durumu yukarıdaki şekilde görülmektedir. Artan hız ile basınç düşümü farkı artmaktadır. R600a akışkanındaki basınç düşümü farkı R134a akışkanına göre yüksektir. Buda soğutma kapasitesinin R600a akışkanında daha fazla olduğunu kanıtlamaktadır.

Yapılan çalışmada tek fazlı ve çift fazlı analizlerin sonucuna bakıldığında R600a akışkanın daha yüksek soğutma sistemi performansı göstereceği anlaşılmıştır. Bu durum için tek fazlı ve çift fazlı R600a akışlarının analiz karşılaştırması aşağıdaki gibi özetlenmiştir.



**Şekil 5.5.3.4.** R600a Tek ve Çift Faz Basınç Düşümü-Hız Değişimi

Yukarıdaki şekle bakıldığında tek fazlı akış ve çift fazlı akış rejimlerindeki basınç düşümü kıyaslanmaktadır. Çift fazlı akıştaki basınç düşümü daha yüksektir. Artan hız değeri ile basınç düşümü her iki akışta da aynı eğilimi göstermektedir ancak çift fazdaki basınç düşümünün ısı taşınım katsayısına etkisi tek fazdakinden daha yüksek olacağı anlaşılmaktadır.



**Şekil 5.5.3.5. R600a Tek ve Çift Faz Isı Taşınım Katsayısı-Reynold Sayısı Değişimi**

Şekildeki akış analizlerine bakıldığında çift fazlı analizlerde yüksek ısı taşınım katsayısı değerleri elde edilmiştir. Kullanılan soğutma sistemlerinde çift fazlı akışın yüksek performans sağlayacağı şekilde analiz sonuçlarından da anlaşılmaktadır. 0,5m/s hızdan sonra çift fazlı akıştaki ısı taşınım katsayısı belirgin olarak sıçrama yapmış ve yüksek bir değere ulaşmıştır. Tek fazlı akıştaki değişim ise bu kadar büyük değildir.



## 6. SONUÇ ve ÖNERİLER

Yapılan analizler ve literatür taraması sonucu çift fazlı akışlarda tek fazlı akışlara göre daha yüksek ısı transferi katsayısı ve ısı transferi meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bu çalışmalarda hidrolik çap ve boru uzunluğunun ısı transferindeki etkisi gözlemlenmiş olup bu değerlerin yanında üç farklı kütleli debide alınan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Kullanılan soğutucu akışkanlar R134a ve R600a için yapılan karşılaştırmada R600a akışkanının R134a akışkanından daha yüksek bir soğutma kapasitesi olduğu gözlemlenmiştir.

Yapılan gözlemlerde sıvı ve buhar akışkanlarının boru içerisinde beraber akması sonucu ısı transfer katsayısı yükselmekte olup akışkan iç boru yüzey alanından daha fazla enerji sönmektedir.

Boru boyunun kısa olması boruda kütleli debinin çıkış bölgesinde azalmasına rağmen alt cidar sıcaklığında artış olmamakta buna karşılık üst cidar sıcaklığında gerçekleşen sıcaklık artışı ise sadece buhar fazında yapılan analizlerde görülmektedir.

Tek fazlı akışlarda akış, kanal tam parabolik şekilde çıkış gerçekleştirmektedir. Çift fazlı akışta ise üst kısımda yoğunluk gözlemlenmiştir.

Kütleli debinin düşük olması sebebiyle boru çıkış bölgesinde tek fazlı buhar bölgeleri görülmektedir ve bu bölgeler genelde üst cidara yakın konumlanmaktadır. Analizde yapılan çalışmalar ve literatür taramaları sonucunda yatay borulardaki akışlarda ki, akış rejimleri ve ısı transferi katsayıları kıyaslandığında yatay borularda ısı transferi daha yüksek olmakla beraber akış rejimleri kütleli debi ile orantılı daha düzenli olduğu gözlemlenmiştir.

Literatürde ele alınan çalışmalarla yapılan karşılaştırmalar sonucunda mevcut çalışmada düşük kütleli akılarda gerçekleşen ısı transferi gözlemlenmiş ve laminer akış çalışılmıştır. Yüksek kapasiteli ısı transferleri elde edebilmek için türbülanslı akış çalışılması gerekmektedir, bunun sebebi ise daha yüksek kütleli akılar kullanılarak sistemde daha fazla basınç düşümü elde edilerek ısı transferinde daha fazla verim alınabilir.

Bu çalışmada etan serisi soğutucu gruplarının hidrokarbon serisi soğutucularla fiyat-performans, soğutma kapasitesi (COP), çevreye ve doğaya karşı verdiği zarar etkileri göze alındığında hidrokarbon soğutucu grupları günümüz teknolojisinde klima, buzdolapları, otomotiv endüstrisi ve diğer soğutma cihazlarında kullanım açısından daha uygundur. Bu akışkan grubunun soğutma kapasitesi ülkemizde yaygın olarak kullanılan etan serisi soğutuculardan daha yüksek olup ozona zarar vermemektedir ve bu soğutucu grubunun çalışmada da kullanılan alüminyum malzemeye karşı korozyon, yüzey deformasyonu vs. gibi etkileri söz konusu değildir.

Mevcut çalışmada çift faz analizlerde alınan sonuçlarda kütleli akının artması ile beraber ısı transferi ve ısı transferi katsayısının arttığı gözlemlenmiştir. Çift faz son analiz çalışmasına bakıldığında basınç düşümü tek fazlı analizlere göre daha yüksek oranda düşüş olduğu gözlemlenmiştir, literatürde türbülanslı akışta yapılan çalışmalardan daha fazla basınç düşümü verisi alınmıştır.

Kanal boyunca gerçekleşen basınç düşümü buhar kalitesini arttırmaktadır. Çift fazlı analizlerde buhar kalitesi tek fazlı analizlere göre daha yüksektir. Artan buhar kalitesi ile sistemden daha fazla enerji çekildiği için gerçekleşen ısı transferi çift fazlı akışlarda daha yüksek olmaktadır. Bunu çalışmada da gözlemlenen verilerde yapılan çalışmanın ve örnek alınan literatür çalışmasının aynı oranda gerçekleştiğini sunmaktadır.

Bu çalışmanın sonucunda, daha yüksek ısı transferi elde etmek için yüksek basınç düşümü gereklidir ve bunun için türbülanslı akışlar laminar akışlardan daha uygundur. Yüksek değerlere sahip kütleli akı ile yapılan analizlere bakıldığında daha yüksek ısı transferi katsayıları elde edilmektedir. Mikro kanal teknolojisinde günümüze kadar olan çalışmalarda alüminyum ve bakır, boru malzemesi olarak çalışmalarda kullanılmaktadır. Bu malzemelerden alüminyum performans açısından bakır yerine tercih edilebilir. Soğutucu akışkan olarak R600a gelecek çalışmalarda daha fazla kullanılabilir bir soğutucu olacaktır.

## KAYNAKLAR

1. Buzdolaplarında Mikrokanal Dondurucu Bölme Evaporatör Performansının Deneysel Olarak Belirlenmesi. Sevan AGOPYAN.
2. Microchannel Heat Exchanger Design for Evaporator and Condenser Applications, MAN-HOE KIM, SANG YONG LEE, SUNIL S. MEHENDALE, and RALPH L. WEBB
3. A frost-free dedicated outdoor air system with exhaust air heat recovery. Zi-Yang Zhang, Chun-Lu Zhang, Mei-Cai Ge, Yue Yu
4. A Critical Assessment of Two-Phase Flow Distribution in Microchannel Heat Exchangers Karthik Panghat, Sunil S Mehendale 2016
5. Twenty first century cooling solution: Microchannel heat sinks, Sambhaji T. Kadam, Ritunesh Kumar.
6. Micro-Evaporator Design and Investigation of Phase Change in Tailored microchannels, Selin Arslan
7. Sürdürülebilir Binalar İçin Hvac Sistemleri Seçimi, Tasarımı Ve Enerji Analizi Gökhan Ünlü
8. Two-Phase Cooling of Targets and Electronics for Particle Physics Experiments J.R. Thome, J.A. Olivier, J.E. Park
9. Flow Boiling in Microchannels. John R. Thome, Andrea Cioncolini.
10. Distribution of gas-liquid two-phase slug flow in parallel micro-channels with different branch spacing. Yanchu Liu, Shuangfeng Wang.
11. CFD Simulation of R134a and R410A Two-Phase Flow in the Vertical Header of Microchannel Heat Exchanger. Yang ZOU, Pega HRNJAK
12. CFD modelling of a two-phase closed thermosyphon charged with R134a and R404a. Bandar Fadhl, Luiz C. Wrobel, Hussam Jouhara.
13. İki Farklı Dağıtıcı Modelinde Soğutucu Akışkanın İki Fazlı Modellenmesi Ve Soğutma Kapasitesine Etkisinin İncelenmesi, Mehmet Harun SÖKÜCÜ, Yard. Doç.
14. Two-Phase Frictional Pressure Drop In Horizontal Micro-Scale Channels: Experimental Data Analysis And Prediction Method Development, Daniel Felipe Sempértegui-Tapia and Gherhardt Ribatski.
15. CFD Parametric Investigation for Two Phase Flow of Refrigerant R134a in Helical Coiled Adiabatic Capillary Tubes. Mohd Salman Saifi, Dr. O. P. Jakhar.
16. Experimental And Numerical Investigation Of The Design And Control Of Vapor-Compression Systems With Integration Of Two-Phase Ejectors For Performance Enhancement Through Expansion Work Recovery. NEAL D. LAWRENCE
17. Two Phase Flow Cfd Analysis Of Refrigerants In A Condenser Pipe For Prediction Of Pressure Drop And Pumping Power. ANIKET RAMCHANDRA KALAMBE
18. P.A. Kew, K. Cornwell, Correlations For The Prediction Of Boiling Heat Transfer in Small-Diameter Channels, Appl. Therm. Eng. 17 (8) (1997) 705–715
19. CFD Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer in Two Phase Flow Microchannels Pramod kumar, M.R.Nagraj
20. İki Farklı Distribütör Modelinde Soğutucu Akışkanın İki Fazlı Modellenmesi Ve Soğutma Kapasitesine Etkisinin İncelenmesi. Mehmet Harun SÖKÜCÜ, Yard. Doç. Dr. Mehmet DİREK, Ergin BAYRAK.
21. Isı Transferi İyileştirmesinin İki Fazlı Akış Katmanlaşmasına Olan Etkilerinin İncelenmesi. Tuba EJDER
22. Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems. Gustavo Pottker, Pega Hrnjak.
23. Soğutucu Akışkanların Termodinamik Ve Termofiziksel Modellenmesi. Halil ATALAY

24. Analysis of Refrigerant Flow Distribution in Evaporators Junhyeung Kim, James E. Braun , Eckhard A. Groll
25. The 2001 ASHRAE Handbook
26. Condensation flow patterns and heat transfer in horizontal microchannels Ali H. Al-Zaidia, Mohamed M. Mahmouda, Tassos G. Karayiannisa,
27. Experimental Analysis Of Microchannel Condenser Using R134a And Drop In Substitute Hydrocarbon Mixture Of R290 And R600a V.W. Bhatkar ,V.M. Kriplani And G.K. Awari
28. Flow boiling heat transfer, pressure drop and dryout characteristics of low GWP refrigerants in a vertical mini-channel , Zahid Anwar
29. Low-Temperature Two-Phase Microchannel Cooling for High-Heat-Flux Thermal Management of Defense Electronics Jaeseon Lee and Issam Mudawar
30. Prediction of flow boiling heat transfer data for R134a, R600a and R290 in minichannels DARIUSZ MIKIELEWICZ, BLANKA JAKUBOWSKA
31. Two Phase Flow Pressure Drop of Pure and Mixed Refrigerants in Flow Boiling Arijit Kundu and Ravi Kumar.
32. Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems. Gustavo Pottker, Pega Hrnjak.
33. Two-phase flow patterns, heat transfer and pressure drop characteristics of R600a during flow boiling inside a horizontal tube. Zhiqiang Yanga, Maoqiong Gongga, Gaofei Chena, Xin Zoua, Jun Shen.
34. Analysis of Refrigerant Flow Distribution in Evaporators. Junhyeung Kim, James E. Braun , Eckhard A. Groll
35. Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış. E. Nadir Kaçar, L. Berrin Erbay
36. İki Farklı Distribütör Modelinde Soğutucu Akışkanın İki Fazlı Modellenmesi Ve Soğutma Kapasitesine Etkisinin İncelenmesi. Mehmet Harun SÖKÜCÜ, Yard. Doç. Dr. Mehmet DİREK, Ergin BAYRAK.
37. Condensation Heat Transfer And Pressure Drop Characteristics Of R-134a İn Horizontal Smooth Tubes And Enhanced Tubes Fabricated By Selective Laser Melting. X.W. Wang , J.Y. Ho , K.C. Leong , T.N. Wongb
38. CFD Analysis of Micro-Channel Heat Exchangers Karthikeyan V., Sundaram K., Balamurali S.

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Burak ŞEN  
Doğum Yeri ve Yılı : İzmir, 1994  
Medeni Hali : Bekar  
Yabancı Dili : İngilizce  
E-posta : b.sen35@hotmail.com

### Eğitim Durumu

Lise : Cem Bakioğlu Anadolu Lisesi, 2012  
Lisans : Pamukkale Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2016  
Yüksek Lisans : Celal Bayar Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2019

### Mesleki Deneyim

ATC Mekanik Makine Ltd.Şti  
(Makine Mühendisi / Üretim Şefi) 07.05.2019-Halen  
Egekrom Endüstriyel Ekipmanlar ve Deniz Araçları İmalatı San. Ltd. Şti  
(Makine Mühendisi / Kalite Kontrol Sorumlusu – Proje Mühendisi) 03.2018-04-2019