

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

**MİKROKANALLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE TEK FAZLI
TÜRBÜLANSLI AKIŞIN DENEYSEL İNCELENMESİ**

SEMİH YILMAZ

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

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. AHMET SELİM DALKILIÇ**

İSTANBUL, 2017

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MİKROKANALLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE TEK FAZLI
TÜRBÜLANSLI AKIŞIN DENEYSEL İNCELENMESİ

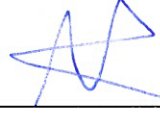
Semih YILMAZ tarafından hazırlanan tez çalışması 07.06.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi



Prof. Dr. Zeynep Duriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi



Yrd. Doç. Dr. Ali Bahadır OLCAY
Yeditepe Üniversitesi



ÖNSÖZ

Çalışmamın başından itibaren bilgi ve tecrübesiyle bana yol gösteren saygıdeğer hocam Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ'a teşekkür ederim. Kendisi sadece tez çalışmamda değil, akademik kültür ve anlayış açısından da ufkumu genişletmiştir. Bana bu çalışmayı yapma olanağı sağlayan King Mongkut's University of Technology'ye (KMUTT) ve oradaki değerli hocam Prof. Dr. Somchai Wongwises'a da bana göstermiş olduğu ilgi ve alaka için teşekkür etmek isterim. Tayland'da kaldığım 6 ay boyunca bana her türlü konuda yardımcı olan Thermal Engineering and Multiphase Flow Research Lab. (FUTURE) ekibine de her şey için minnettarım.

Bana her zaman anlayış ve sabır gösteren, sorunlarımın çözümünde bana her türlü desteği sağlamaktan hiç çekinmeyen aileme ise özel olarak teşekkür etmek isterim. Bugüne kadar hayallerimi gerçekleştirmek için bana her zaman destek oldukları için onlara ne kadar teşekkür etsem azdır.

Ümit ediyorum ki tez çalışmam ülkeme ve insanlığın bilimsel gelişimine katkı sağlayacak ve bu alanda yapılacak yeni çalışmalara yol gösterecektir.

Haziran, 2017

Semih YILMAZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	2
1.2 Tezin Amacı.....	10
1.3 Orijinal Katkı	10
BÖLÜM 2	
ISI GEÇİŞİ ve MİKROKANALLAR.....	11
2.1 Isı Geçişinin Tanımı.....	11
2.2 Isı Geçiş Çeşitleri.....	11
2.2.1 İletim İle Isı Geçiş ve Fourier Isı İletim Kanunu	13
2.2.2 Taşınım İle Isı Geçiş ve Newton'un Soğuma Kanunu	14
2.2.3 Işınım İle Isı Geçiş ve Stefan-Boltzmann Kanunu	15
2.3 Mikrokanalın Tanımı	17
2.4 Mikrokanalların Gelişimi.....	18
2.5 Mikrokanalların Sınıflandırılması.....	19
2.6 Mikrokanalların Kullanım Sebepleri	20
2.7 Kanalların Minyatürleştirilmesi	21
BÖLÜM 3	
DENEYSEL ÇALIŞMA.....	23
3.1 Deney Tesisatının Tanıtılması	23

3.2	Test Kısımının Tanıtılması	25
3.3	Deneyisel Isı Transfer Katsayısını Belirlemek İçin Kullanılan Bağıntılar	29
BÖLÜM 4		
TARTIŞMA ve BULGULAR		32
BÖLÜM 5		
SONUÇ ve ÖNERİLER		54
KAYNAKLAR		55
ÖZGEÇMİŞ		58

SİMGE LİSTESİ

C_p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg K)
D_h	Hidrolik çap (mm)
f	Sürtünme katsayısı
$F_{\text{faktör}}$	Düzeltilme katsayısı
G	Kütle akısı (kg/m ² s)
h_{den}	Deneyisel ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
h_{hes}	Bağıntılar ile bulunan ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
I	Akım (A)
k	Isı iletim katsayısı
k_s	Soğutucu akışkanın ısıl iletkenliği (W/m K)
m	Kütleli debi (kg/s)
P	Basınç (bar)
P_r	Prandtl Sayısı
T	Sıcaklık (°C)
U	Hız (m/s)
V	Voltaaj (V)
Z	Boyutsuz değişkenler [$\min(H_{\text{kanal}}, H_{\text{kanal}}) / \max(H_{\text{kanal}}, H_{\text{kanal}})$]
$q_{\text{kaçan}}$	Test kısmından çevreye kaçan ısı miktarı (kW)
W_m	Mikrokanalların merkezleri arası mesafe (m)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
μ	Viskosite (kg/ms)

KISALTMA LİSTESİ

MAE	Mean average error (Mutlak ortalama hata)
MMFT	Multi-port microchannel flat tube (Çok girişli mikrokanallı düz boru)
MPE	Multi-port extruded (Çok kanallı olarak üretilmiş)

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1 Adams vd. [4]'nin çalışmasında deneysel Nusselt sayılarının Gnielinski bağlantısıyla elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması.....	3
Şekil 1. 2 Adams vd. [4]'nin çalışmasında deneysel Nusselt sayılarının Adams vd. [4] tarafından önerilen bağlantı ile elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması.....	4
Şekil 1. 3 Adams vd. [5]'nin çalışmasında deneysel Nusselt sayılarının Gnielinski bağıntısı ile tahmin edilen Nusselt sayılarıyla karşılaştırılması.....	4
Şekil 1. 4 Adams vd. [5]'nin çalışmasında deneysel Nusselt sayılarıyla Gnielinski bağıntısı ile tahmin edilen Nusselt sayılarının karşılaştırılması	5
Şekil 1. 5 Harms vd. [6]'nin çalışmasında Reynolds sayısının bir fonksiyonu olan Nusselt sayısının her iki yapılandırma için değişimi.....	5
Şekil 1. 6 Agostini vd. [7]'nin çalışmasında Reynolds sayısına karşı ortalama Nusselt sayısının değişimi	6
Şekil 1. 7 Owhaib ve Palm [8]'in çalışmasında $D_h = 0,8$ mm için deneysel Nusselts sayısının geleneksel bağıntılarla elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılması.....	7
Şekil 1. 8 Lee vd. [9]'nin çalışmasında $339 \mu\text{m}$ genişliğine sahip mikrokanallar için Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı değişimi.....	7
Şekil 1. 9 Dai vd. [14]'nin çalışmasında farklı mikrokanallarda zorlamalı taşınımın ısı transfer özellikleri (a) Giriş sıcaklığının etkisi (b) Isı akısının etkisi	9
Şekil 2. 1 İletim, taşınım ve ışıınım ile ısı geçiş şekilleri	12
Şekil 2. 2 Bir boyutlu ısı iletimi.....	13
Şekil 2. 3 Levha üzerindeki akışta hız ve sıcaklık dağılımları	15
Şekil 2. 4 İç içe iki yüzey arasında ısı ışıınımı	17
Şekil 2. 5 A. Canay [23]'in çalışmasından Bouasse tarafından düzenlenen Poiseuille test donanımı.....	19
Şekil 2. 6 A. Canay [23]'in çalışmasından erimiş silis bir mikro tüpün (a) ve silikon plaka üzerine kimyasal aşındırma ile yapılmış dikdörtgen mikrokanalların (b) SEM resimleri.....	22
Şekil 3. 1 Thiangtham vd. [24]'nin çalışmasından deney tesisatının şematik diyagramı	23
Şekil 3. 2 Deney düzeneğinin genel görünüşü.....	24
Şekil 3. 3 Thiangtham vd. [24]'nin çalışmasından test kısmının şematik diyagramı	25
Şekil 3. 4 Thiangtham vd. [24]'nin çalışmasından (a) test kısmının fotoğrafı ve (b) test kısmındaki mikrokanalların detay ölçüleri	26
Şekil 3. 5 Test kısmının deney sırasında çekilmiş fotoğrafı	27
Şekil 3. 6 Thiangtham vd. [24]'in çalışmasından mikrokanalın kesit görünüşü ve termokupların pozisyonları	28

Şekil 4. 1 24°C’de verilen ısı miktarı ile soğurulan ısı miktarı arasındaki enerji dengesi	33
Şekil 4. 2 27°C’de verilen ısı miktarı ile soğurulan ısı miktarı arasındaki enerji dengesi	33
Şekil 4. 3 30°C’de verilen ısı miktarı ile soğurulan ısı miktarı arasındaki enerji dengesi	34
Şekil 4. 4 33°C’de verilen ısı miktarı ile soğurulan ısı miktarı arasındaki enerji dengesi	34
Şekil 4. 5 Re=3500 için verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi ...	35
Şekil 4. 6 Re=4000 için verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi ...	36
Şekil 4. 7 Re=5000 için verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi ...	36
Şekil 4. 8 Re=6000 için verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi ...	37
Şekil 4. 9 Test kısmına verilen ısı miktarı 10,06 W iken Nu-Re ilişkisi.....	38
Şekil 4. 10 Test kısmına verilen ısı miktarı 15,02 W iken Nu-Re ilişkisi.....	38
Şekil 4. 11 Test kısmına verilen ısı miktarı 20,06 W iken Nu-Re ilişkisi	39
Şekil 4. 12 Test kısmına verilen ısı miktarı 25,16 W iken Nu-Re ilişkisi	39
Şekil 4. 13 24°C’de sisteme verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi	40
Şekil 4. 14 27°C’de sisteme verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi	41
Şekil 4. 15 30°C’de sisteme verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi	41
Şekil 4. 16 33°C’de sisteme verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi	42
Şekil 4. 17 24°C’de sisteme verilen ısı miktarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi.....	42
Şekil 4. 18 27°C’de sisteme verilen ısı miktarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi.....	43
Şekil 4. 19 30°C’de sisteme verilen ısı miktarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi.....	43
Şekil 4. 20 33°C’de sisteme verilen ısı miktarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi.....	44
Şekil 4. 21 24°C’de Reynold sayısı ile ısı transfer katsayısının değişimi	45
Şekil 4. 22 27°C’de Reynold sayısı ile ısı transfer katsayısının değişimi	45
Şekil 4. 23 30°C’de Reynold sayısı ile ısı transfer katsayısının değişimi	46
Şekil 4. 24 33°C’de Reynold sayısı ile ısı transfer katsayısının değişimi	46
Şekil 4. 25 24°C’de Reynold sayısı ile Nusselt sayısının değişimi	47
Şekil 4. 26 27°C’de Reynold sayısı ile Nusselt sayısının değişimi	47
Şekil 4. 27 30°C’de Reynold sayısı ile Nusselt sayısının değişimi	48
Şekil 4. 28 33°C’de Reynold sayısı ile Nusselt sayısının değişimi	48
Şekil 4. 29 Incropera ve De Witt [29] tarafından önerilen bağıntı kullanılarak tahmin edilen ısı transfer katsayıları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması	51
Şekil 4. 30 Sieder ve Tate [30] tarafından önerilen bağıntı kullanılarak tahmin edilen ısı transfer katsayıları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması	51
Şekil 4. 31 Wu ve Little [34] tarafından önerilen bağıntı kullanılarak tahmin edilen ısı transfer katsayıları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması	52
Şekil 4. 32 Churchill ve Bernstein [37] tarafından önerilen bağıntı kullanılarak tahmin edilen ısı transfer katsayıları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması	52

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3. 1 Test kısmına ait ölçüler.....	27
Çizelge 3. 2 Deneysel koşullar	29
Çizelge 3. 3 İlgili parametrelerin belirsizlikleri.....	29
Çizelge 4. 1 Nusselt sayısını belirlemek için kullanılan bağıntılardan bazıları.....	49
Çizelge 4. 1 Nusselt sayısını belirlemek için kullanılan bağıntılardan bazıları (devamı)	50
Çizelge 4. 2 Mevcut bağıntılar kullanılarak bulunan sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki ortalama sapmalar	53

MİKROKANALLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE TEK FAZLI TÜRBÜLANSLI AKIŞIN DENEYSEL İNCELENMESİ

Semih YILMAZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Bu deneysel çalışma, her bir kanalın hidrolik çapının 421 μm olduğu 27 kanala sahip dikdörtgen kesitli bir mikrokanal ısı değiştiricisinde, R-134a soğutucu akışkanının tek fazlı türbülanslı akışının ısı transfer özelliklerini araştırmayı amaçlamaktadır. Bu çalışmadaki deneysel sonuçlar, giriş sıcaklığının 24-33°C, kütle akışının 1485-2784 $\text{kg/m}^2\text{s}$, Reynolds sayısının 3500-6000 ve duvar ısı akışının 3-24 kW/m^2 arasında değiştiği koşullarda elde edilmiştir. Deney sonuçları, aynı şartlar altında duvar ısı akışının 3-24 kW/m^2 arasında değiştiği durumlarda, daha düşük giriş sıcaklığında (24°C) elde edilen ısı transfer katsayılarının daha yüksek giriş sıcaklığında (33°C) elde edilen ısı transfer katsayılarına göre daha yüksek olduğunu göstermektedir. Ayrıca bu çalışmada soğutucuya eşit miktarda ısı verildiğinde, kütle akışının artmasına bağlı olarak ısı transfer katsayısının arttığı gözlemlenmiştir. Son olarak, deneysel ısı transfer katsayıları literatürde ısı transfer katsayısını tahmin etmek için kullanılan mevcut dört bağıntıdan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve sonuçların birbirine yakın olduğu görülmüştür (ortalama sapma %10'dan azdır). Bu bulgular, klasik bağıntıların mikrokanal ısı değiştiricilerinde tek fazlı türbülanslı akışta R-134a soğutucu akışkanının ısı transfer katsayısını tahmin etmede kullanılabileceğini doğrulamaktadır.

Anahtar Kelimeler: Tek Fazlı Akış, Isı Transferi, Isı Transfer Katsayısı, Mikro Kanal, Soğutucu Akışkan

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SINGLE PHASE FLOW HEAT TRANSFER IN A MULTI PORT MICRO CHANNEL HEAT SINK

Semih YILMAZ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIC

This experimental study aims to investigate the heat transfer characteristics of single-phase turbulent flow of R-134a refrigerant in a rectangular multi-micro channel heat sink having 27 channels where every channel has a hydraulic diameter of 421 μm . Experimental results were obtained for inlet temperatures of 24-33°C, mass fluxes of 1485-2784 $\text{kg/m}^2\text{s}$, Reynolds numbers of 3500-6000 and wall heat fluxes of 3-24 kW/m^2 . The results indicate that the heat transfer coefficient is higher at lower inlet temperatures (i.e., 24°C). In addition, when equal amount of heat supplied to the heat sink, the heat transfer coefficient increases with increasing the mass flux. The experimental results were also compared with the four existing correlations and it was seen that they were in good agreement with each other (average deviation being less than 10%). The findings demonstrate that classical correlations can be used to predict the heat transfer coefficient of single-phase of R-134a refrigerant in a multiport microchannel heat sink under turbulent regime.

Keywords: Single Phase Flow, Heat Transfer, Heat Transfer Coefficient, Micro-Channel, Refrigerant

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Elektronik bileşenler ve cihazların soğutulması için yaklaşık 30 yıl önce bilim insanları tarafından ortaya atılan mikrokanaallarda akış uygulaması fikri, günümüze kadar önemli ilerlemeler kat ederek gelmiştir. Çok küçük kanallar ve tüplerde gerçekleşen akış ve ısı geçişi kanunlarını anlama çalışmaları ve bu çalışmalardan elde edilen çıkarımların mikro ölçülerdeki ısı değiştiricilerinin tasarımının geliştirilmesinde kullanılması fikri, birçok araştırmacının bu konuda araştırma yapmasını teşvik etmiş ve bu araştırma sonuçları da yeni teknolojik gelişmelerin önünü açmıştır. Özellikle son yıllarda bilgisayar destekli hesaplama tekniklerinden yararlanılarak ve yüksek teknolojiye sahip deney araç gereçleri kullanılarak yapılan deneysel çalışmalar araştırmacılar tarafından düzenli olarak rapor edilmiştir. Bu durum yeni araştırmacıların bu konuya olan ilgilerini artırmıştır. Mikrokanaallarda, akış hareketleri ve ısı geçişinin tam olarak anlaşılabilmesi için, faydalı ve bilgilendirici çok daha fazla bilgiye ihtiyaç duyulduğu da bilinen bir gerçektir.

Son zamanlarda yapılan teorik ve deneysel çalışmalarda çoğunlukla klasik modelleme yöntemleri kullanılıyor olmasına rağmen, yeni modelleme teknikleri üzerinde çalışan bilim insanlarının sayısı da gün geçtikçe artmaktadır. Bu teorik çalışmalarda amaç, mikrokanaallarda gerçekleşen akış olayında klasik yaklaşımların uygulanıp uygulanamayacağının belirlenmesidir. Buna yönelik olarak da deneysel ve sürekli ortam analizlerinin sonuçları daima birbirleriyle karşılaştırılmaktadır. Mikrokanaallarda ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine yoğunlaşmış olan deneysel çalışmalar, modern mikro parçaların üretilmesi ve bunların şu anki çalışan sistemlerde kullanılmasıyla birlikte şimdiye kadar gözlemlenmemiş bir dizi ilgi çekici olguyu açığa çıkarmıştır. Ayrıca, son yıllardaki teknolojik gelişmelerle birlikte, mikrokanal içinde akışın görsel olarak simüle

edildiği çalışmalarda da büyük bir artış yaşanmıştır. Bazı deneysel çalışmaların sonuçları klasik yaklaşımla tahmin edilen sonuçlarla iyi uyum göstermemesine rağmen son yapılan araştırmaların çoğunda, özellikle bilgisayar destekli ölçüm tekniklerinin kullanıldığı çalışmalarda, klasik yaklaşımların mikro ölçülere sahip kanallarda gerçekleşen akış ve ısı geçişi olaylarını doğru bir şekilde tahmin ettiği görülmüştür. Kullanılan bu klasik yaklaşımların en azından belirlenen kanal karakteristik kesit ölçülerinde kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.

1.1 Literatür Özeti

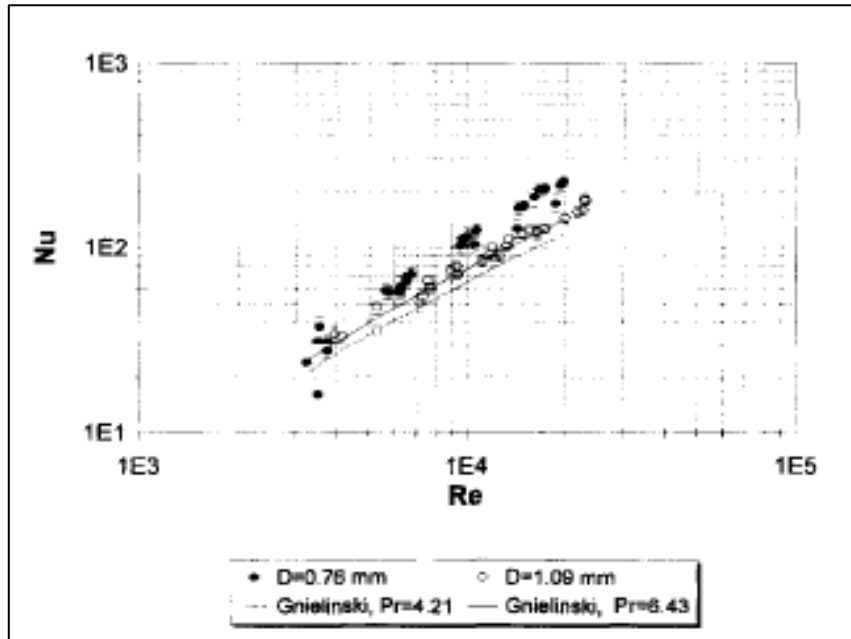
Termal sistemlerin boyutlarının küçültülmesi, son yıllarda bu konu üzerine yapılan araştırmaların ana konusu olmuştur. Günümüzde, imalat teknolojisinin hızla gelişmesiyle birlikte, farklı tiplerde mikrokanal ısı değiştiricisi tasarımları yapılabilmektedir. Bu konuya olan ilginin her geçen gün artmasının en önemli sebebi olarak, mikrokanallı ısı değiştiricilerin elektronik cihazların soğutulması konusunda geniş bir uygulama alanına sahip olması gösterilebilir. Bilindiği üzere kısmen küçük ebatlı mikrokanallar, özellikle elektronik cihazlarda verimli bir soğutma sağlamak amacıyla yüksek miktarda ısı akışı transfer edebilmektedirler. Bu bölümde, konunun daha iyi anlaşılması adına mikrokanallı ısı değiştiricilerindeki akışkan akışı ile ilgili literatürde yer alan eski çalışmalar gözden geçirilmiştir.

Wu ve Little [1] hidrolik çapı 134-164 mm arasında değişen, dikdörtgen kesitli kanallarda azot akışını incelemişlerdir. Bu çalışma, mikro ölçeklerde ısı transferi üzerine yapılan ilk çalışmalardan biri olma özelliğini taşır. Burada, geleneksel yöntemlerin Nusselt sayısını tahmin etmede başarısız oldukları ve Nusselt sayısının gerçek değerinin, geleneksel yöntemlerle tahmin edilenden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca Nusselt sayısını doğru tahmin edebilmek için, toplanan deneysel sonuçlarla yeni bir bağıntı önerilmiştir.

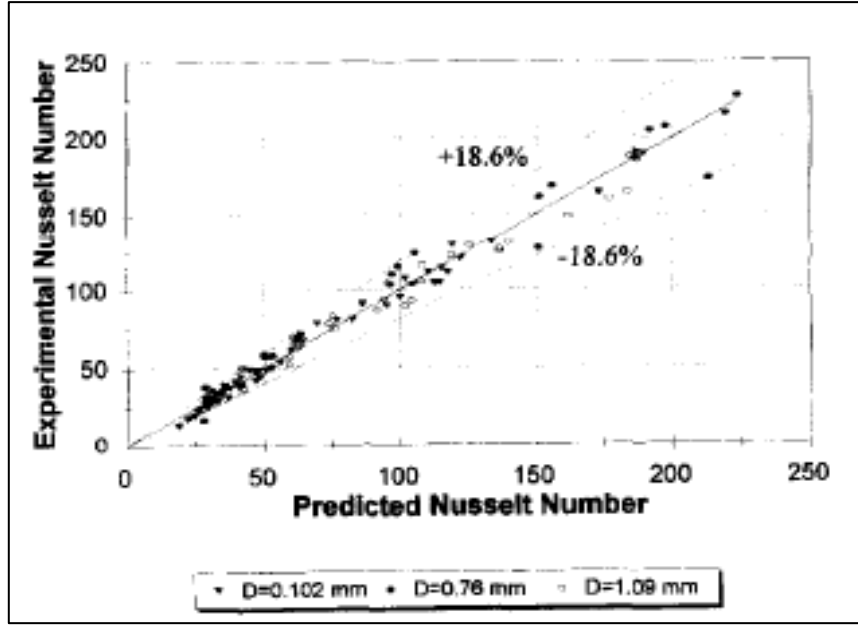
Wang ve Peng [2] dikdörtgen kesite sahip mikrokanallarda, su ve metanolün tek fazlı zorlanmış akışını deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada, Dittus-Boelter tarafından önerilen bağıntıdaki sabit katsayının 0,023 yerine 0,00805 olması halinde, bu bağıntının türbülanslı akışta Nusselt sayısını tahmin etmek için kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Bir sonraki çalışmalarında ise Peng vd. [3], bir önceki çalışma [2] ile benzer geometrik yapıya sahip, hidrolik çapları 0,133-0,367 mm arasında değişen

mikrokanallarda, tek fazlı, zorlanmış, konvektif ısı transferini ve akış davranışlarını incelemişlerdir. Bu çalışmalarında, türbülanslı ısı transfer hesaplamaları için yeni bir boyutsuz değişken (Z) keşfetmişlerdir. $Z = 0,5$ değerinin, en-boy oranına bakılmaksızın türbülanslı akıştaki ısı transferi için en uygun değer olduğunu bulmuşlardır.

Adams vd. [4] soğutucu akışkan olarak suyun kullanıldığı, çapları 0,76 ve 1,09 mm olan dairesel kanallarda, tek fazlı türbülanslı akışın ısı transfer özelliklerini araştırmışlardır. Bu çalışmalarında, konvansiyonel kanallarda akış için geliştirilen klasik bağıntıların, mikrokanallarda gerçekleşen akış olaylarında Nusselt sayısını tahmin etmek için yetersiz kaldığını tespit etmişlerdir. Şekil 1. 1’de klasik bağıntılardan biri olan Gnielinski bağıntısı kullanılarak elde edilen Nusselt sayıları ile deneysel Nusselt sayılarının karşılaştırılması verilmiştir. Burada, Reynolds sayısının artması ile deneysel ve Gnielinski bağıntısı kullanılarak tahmin edilen Nusselt sayılarının artışı belirlenmiştir. Fakat deneysel Nusselt sayılarının Gnielinski bağıntısı kullanılarak tahmin edilen Nusselt sayılarından daha büyük olduğu görülmüştür. Nusselt sayıları arasında görülen bu büyük farklılıklardan dolayı da elde ettikleri deney sonuçlarını kullanarak mikrokanallarda Nusselt sayısını tahmin etmek için yeni bir bağıntı önermişlerdir. Bu bağıntı kullanılarak tahmin edilen Nusselt sayıları ile deneysel Nusselt sayıları arasındaki ilişki Şekil 1. 2’de verilmiştir. Burada deney sonuçları ile tahmin edilen sonuçlar arasındaki farkın $\pm\%18,6$ aralığında olduğu gösterilmiştir.

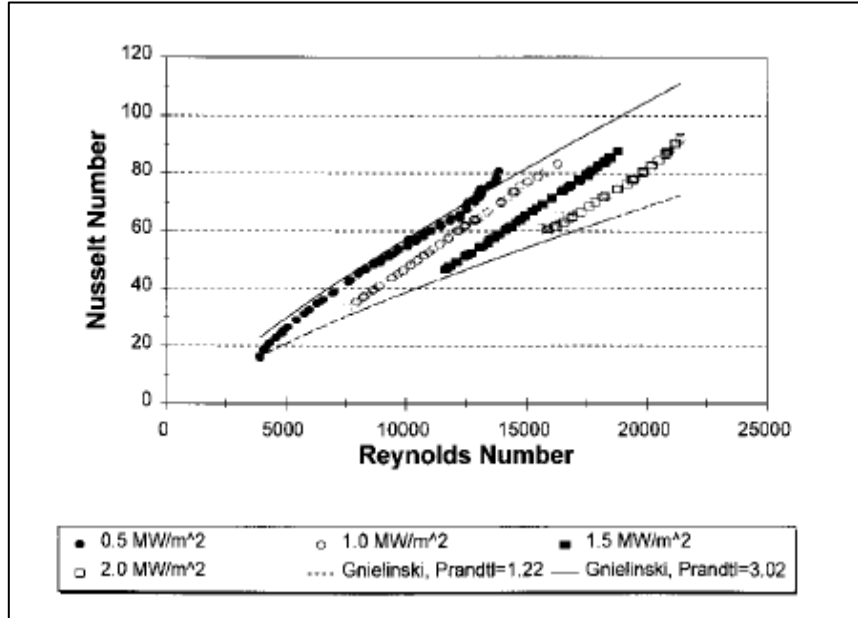


Şekil 1. 1 Adams vd. [4]’nin çalışmasında deneysel Nusselt sayılarının Gnielinski bağıntısıyla elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması

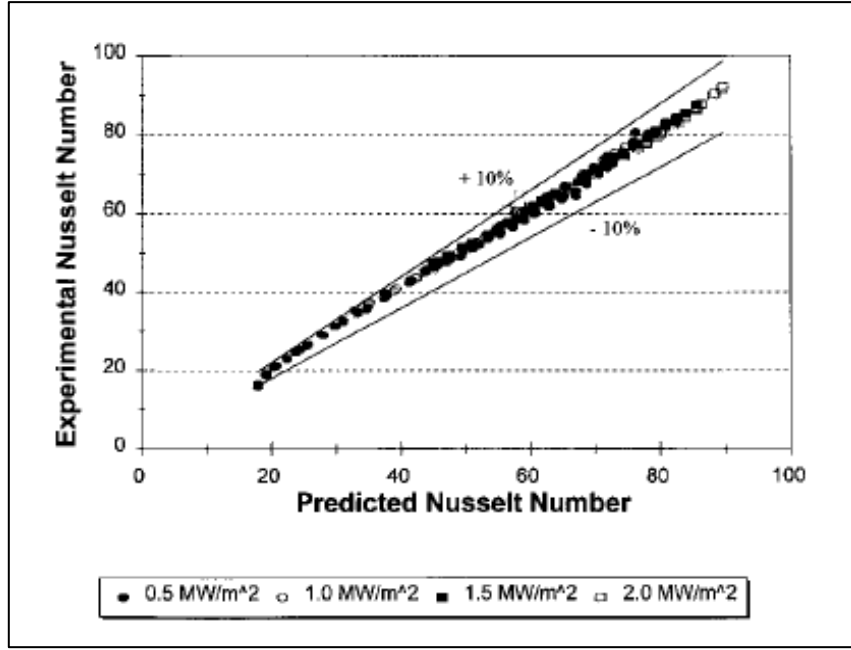


Şekil 1. 2 Adams vd. [4]'nin çalışmasında deneysel Nusselt sayılarının Adams vd. [4] tarafından önerilen bağlantı ile elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılması

Bir sonraki çalışmada ise Adams vd. [5] 1,13 mm hidrolik çapa sahip dairesel olmayan bir mikrokanaalda, tek fazlı türbülanslı akışın ısı transfer özelliklerini araştırmışlardır. Bu çalışmada, Gnielinski tarafından konvansiyonel kanallar için önerilen bağıntının, 1,13 mm hidrolik çapa sahip mikrokanaallardaki Nusselt sayısını tahmin etmek için de kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.

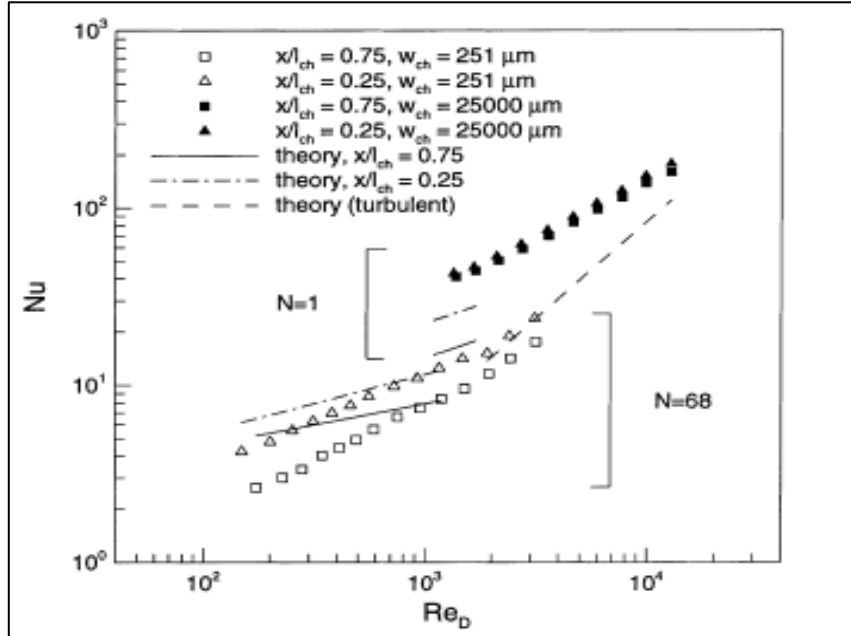


Şekil 1. 3 Adams vd. [5]'nin çalışmasında deneysel Nusselt sayılarının Gnielinski bağıntısıyla karşılaştırılması



Şekil 1. 4 Adams vd. [5]'nin çalışmasında deneysel Nusselt sayılarıyla Gnielinski bağıntısı ile tahmin edilen Nusselt sayılarının karşılaştırılması

Harms vd. [6] Reynolds sayısının 173 ila 12900 arasında değiştiği, laminar ve türbülans rejim durumlarında mikrokanallardaki su akışını incelemişlerdir. Yaptıkları deneyler sonucunda, laminar akış koşullarında geleneksel bağıntıların mikrokanallardaki ısı transfer oranını bulmada kullanılabileceğini bulmuşlardır.

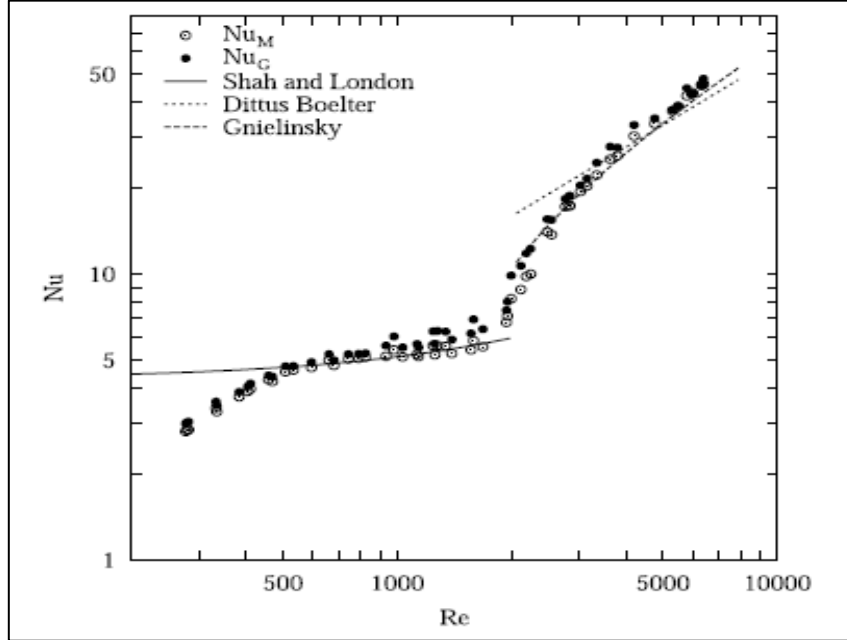


Şekil 1. 5 Harms vd. [6]'nin çalışmasında Reynolds sayısının bir fonksiyonu olan Nusselt sayısının her iki yapılandırma için değişimi

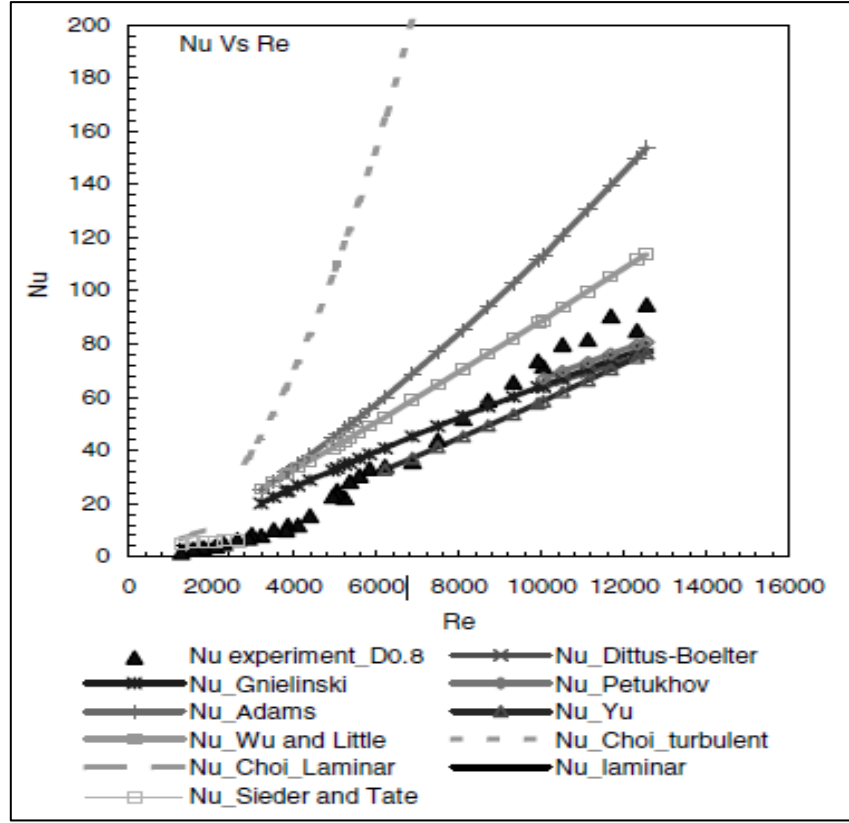
Agostini vd. [7], her bir kanalın hidrolik φ apının 2,01 mm olduğu 11 kanallı (3,28 mm x 1,47 mm) bir düz alüminyum ısı değiştiricisinde, R-134a soğutucu akışkanının tek fazlı yukarı akışını incelemişlerdir. Deney verilerinin ışığında, minik kanalların ısı transfer özelliklerini ve basınç düşüşlerini bulmada, özellikle 500 ile 7000 arasındaki Reynolds sayıları için, geleneksel kanallar için geliştirilen bağıntıların kullanılabileceğini söylemişlerdir.

Owhaib ve Palm [8] iç φ apları 1,7, 1,2 ve 0,8 mm olan mikrokanallarda R-134a'nın tek fazlı akışını incelemişlerdir. Elde ettikleri deneysel sonuçları ile geleneksel bağıntılar kullanılarak bulunan sonuçları karşılaştırmışlardır. Laminar akışta, deneysel Nusselt sayılarının geleneksel bağıntılarla tahmin edilen sonuçlarla örtüştüğünü ancak aynı durumun türbülanslı akış için geçerli olmadığını görmüşlerdir.

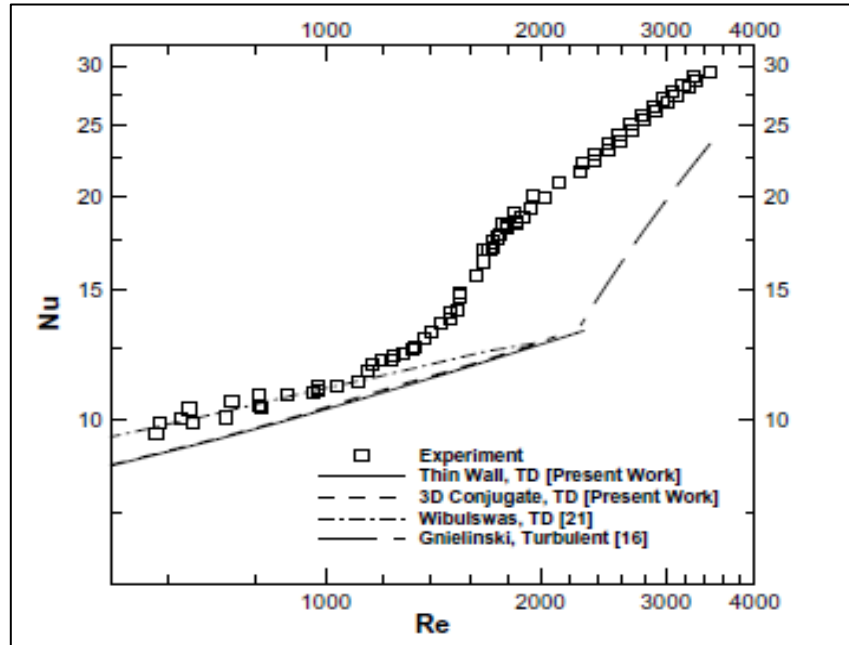
Lee vd. [9] boyutları farklı (hidrolik φ apları 318-903 mm arasında değişen) dikdörtgen kesite sahip mikrokanallarda suyun akışını incelemişlerdir. Yaptıkları deneylerde ısı akısı sabit (45 W/cm²) olup Reynolds sayısı 300 ile 3500 arasında değişmektedir. Deney sonuçları ile geleneksel yöntemlerle tahmin edilen sonuçların birbirlerine oldukça yakın olduğunu görmüşlerdir (ortalama sapma %5'tir).



şekil 1. 6 Agostini vd. [7]'nin çalışmasında Reynolds sayısına karşı ortalama Nusselt sayısının değişimi



Şekil 1. 7 Owhaib ve Palm [8]'in çalışmasında $D_h = 0,8$ mm için deneysel Nusselt sayısının geleneksel bağıntılarla elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılması



Şekil 1. 8 Lee vd. [9]'nin çalışmasında $339 \mu\text{m}$ genişliğine sahip mikrokannallar için Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı değişimi

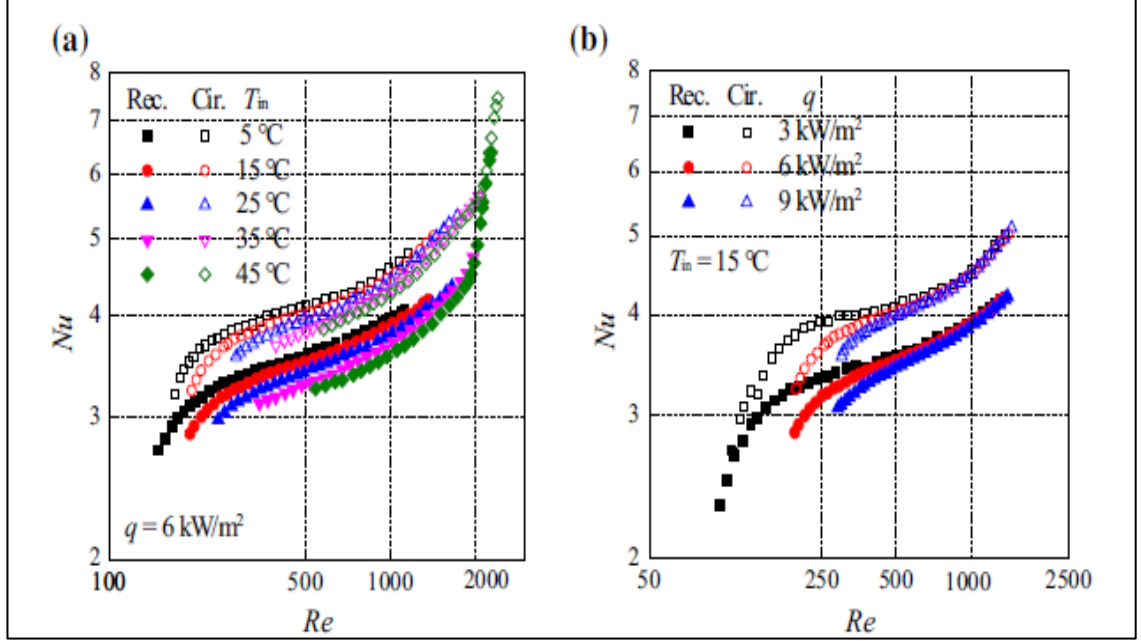
Caney vd. [10] alüminyum mini kanallar kullanarak Lee vd. [9]'nin yaptığı çalışmaya benzer bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, soğutucu akışkana verilen ısı akısı 1 ila 8 kW/m² arasında değişmektedir. Yapılan deney sonucunda sıcaklık görüntüsünün geleneksel bağıntılarla tahmin edilebileceği, ancak düzensiz ısı akısı durumunda sıcaklık görüntüsünün doğru tahmin edilebilmesi için geleneksel bağıntılarda bazı düzeltmelerin gerekli olduğu sonucuna varmışlardır.

Celata vd. [11] hidrolik çapları 120 ila 528 µm arasında değişen dairesel mikro borularda tek fazlı laminar akışın özelliklerini araştırmışlardır. Deneysel veriler, hidrolik çapın azalması ile Nusselt sayısının azaldığını, termal giriş etkileriyle ilişkili bir eksenel bağımlılık olduğunu ve Nusselt sayısının Reynolds sayısına sıkı bir şekilde bağlı olduğunu göstermiştir. Buna ek olarak, incelenen en küçük kanalın (50µm ID) ölçüm hatalarına karşı duyarlılığının çok yüksek olmasından dolayı, ısı transfer katsayısı hakkında gerçekçi bir tahmin yapmanın olanaksız olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Bir sonraki çalışmalarında ise, Celata vd. [12], hidrolik çapın 0,5 mm'den 0,12 mm'ye değiştiği tekli paslanmaz çelik mikro borularda su akışının ısı transfer özelliklerini incelemişlerdir. Laminar akışta, düz cam tüplerde Reynolds sayısının azalmasıyla Nusselt sayısının anormal bir şekilde düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca paslanmaz çelik borular, laminar akış sırasında kısmen normal diyabetik davranış sergilerken, Nusselt sayısındaki beklenmedik düşüşün; test tüpünün dış yüzeyinde biriken ince film yoluyla harici olarak bağlanmış ısı dağılımından ve test bölümündeki çevresel yapışıklıklardan kaynaklandığı sonucuna ulaşılmıştır.

Qi vd. [13] çapları 1,931, 1,042, 0,834 ve 0,531 mm olan dört farklı mikro tüple, tek fazlı sıvı azotun basınç düşüşünü ve ısı transfer özelliklerini incelemişlerdir. Mikro tüp içerisinde, sıvı azotun yerel ısı transfer katsayısının suyunkinden %12,5 daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca, mikrokanal boyunca yüzey pürüzlülüğünün ısı transferi üzerindeki etkisini de göz önüne alınarak Gnielinski bağıntısını yeniden düzenlemişlerdir. Bu da, %6,4'lük bir ortalama mutlak hata (MAE) ile Nusselt sayısının doğru tahmin edilmesini sağlamıştır.

Dai vd. [14] 0,715 mm hidrolik çapa sahip dikdörtgen kesitli çok kanallı ekstrüzyonlu mikro tüplerde (MPE), tek fazlı etanolün sürtünme ve ısı transfer özelliklerini araştırmışlardır. Bu çalışmada, giriş sıcaklığı ve ısı akısı değerleri sırasıyla, 5 ila 45 °C

ve 3 ila 9 kW/m² arasında değişmektedir. Burada, giriş sıcaklığı ve ısı akısının azalması ile Nusselt sayısının arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 1. 9 Dai vd. [14]'nin çalışmasında farklı mikrokanallarda zorlamalı taşınımın ısı transfer özellikleri (a) Giriş sıcaklığının etkisi (b) Isı akısının etkisi

Zhang vd. [15], en/boy oranının 0,45-0,88 ve hidrolik çapın 0,48-0,84 mm arasında değiştiği altı farklı MMFT'nin akış ve ısı transfer özelliğini belirlemek üzere bir deneysel çalışma yapmışlardır. Deney sonuçları, 120'den 3750'ye kadar değişen Reynolds sayıları için elde edilmiştir. Bu deneyde, en/boy oranı, pürüzlülük ve giriş etkilerinin ısı transferine nasıl etki ettiği araştırılmıştır. Toplanan deney sonuçlarına bakılarak, en/boy oranının ısı transferi üzerinde önemli bir etkisi olmadığı sonucuna varılmıştır.

Kim [16] bu deneyi, en/boy oranının 0,25-3,8 ve hidrolik çapın 155-580 μm arasında değiştiği 10 farklı dikdörtgen kesitli mikrokanalda akış direncini ve ısı davranışını saptamak için gerçekleştirmiştir. Deney düzeneğinde soğutucu akışkan olarak FC770 ve su kullanılmıştır. Bu çalışmada elde edilen verilerle, $Re < 180$ için, deneysel Nusselt sayılarının geleneksel bağıntılar tarafından tahmin edilen değerlerden daha düşük olduğu ve Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının arttığı sonucuna ulaşılmıştır. Bununla birlikte, $Re > 180$ için, deneysel Nusselt sayılarının geleneksel bağıntılarla tahmin edilen değerlerden daha yüksek olduğu görülmüştür.

1.2 Tezin Amacı

Bu deneysel çalışma, hidrolik çapı 421 µm olan dikdörtgen kesitli bir mikrokanal ısı değiştiricisinde tek fazlı R-134a soğutucu akışkanının ısı transfer özelliklerini araştırmak için yapılmıştır. Burada, ilgili parametrelerin (giriş sıcaklığı, kütle akısı, Reynolds sayısı ve verilen ısı miktarı) mikrokanallı ısı değiştiricisindeki tek fazlı R-134a soğutucu akışkanının ısı transfer katsayısını nasıl etkilediği araştırılmıştır. Elde edilen deneysel ısı transfer katsayıları ile geleneksel bağıntılar kullanılarak bulunan ısı transfer katsayıları karşılaştırılarak mikrokanallı ısı değiştiricilerinde geleneksel bağıntıların kullanıp kullanılamayacağı incelenmiştir.

Deneysel veriler, mikrokanallı ısı değiştiricisinde tek fazlı türbülanslı akışın ısı transfer özelliklerinin, uygulanan koşullar altında, literatürde ısı transfer katsayısını tahmin etmek için kullanılan mevcut 4 bağıntı ile öngörülebileceğini doğrulamaktır (ortalama mutlak hata yaklaşık $\pm \%7$ aralığındadır).

1.3 Orijinal Katkı

Literatür taraması yapılırken, birçok araştırmacının dikdörtgen kesite sahip mikrokanallı ısı değiştiricilerinde tek fazlı akış konusunda çalışma yaptığı görülmüştür. Fakat ‘Literatür Özeti’ kısmında açıklanan çalışmalarda da görüldüğü gibi literatürde türbülanslı rejim altında, soğutucu akışkan olarak organik akışkanların kullanıldığı dikdörtgen kesite sahip mikrokanallı ısı değiştiricileri ile ilgili çalışmaların sayısı oldukça azdır.

Bu çalışmada sunulan deneysel sonuçlar yeni olup daha önce hiçbir araştırmacı tarafından literatüre bildirilmemiştir. Bu açıdan konusunda ilk araştırma olma özelliği taşıyan çalışmam ümit ederim ki gelecekte mikrokanallarda türbülanslı akış üzerine çalışacak araştırmacılara önemli bir kaynak olacaktır.

Ayrıca bu çalışma Weerapun Duangthongsuk vd. [17], Piyanut Nitiapiruk vd. [18], Chanyoot Keepaiboon vd. [19], Phubate Thiangtham vd. [20], Raviwat Srisomba vd. [21], M. M. Awad vd. [22] çalışmalarının devamı niteliğinde kabul edilebilir.

ISI GEÇİŞİ ve MİKROKANALLAR

2.1 Isı Geçişinin Tanımı

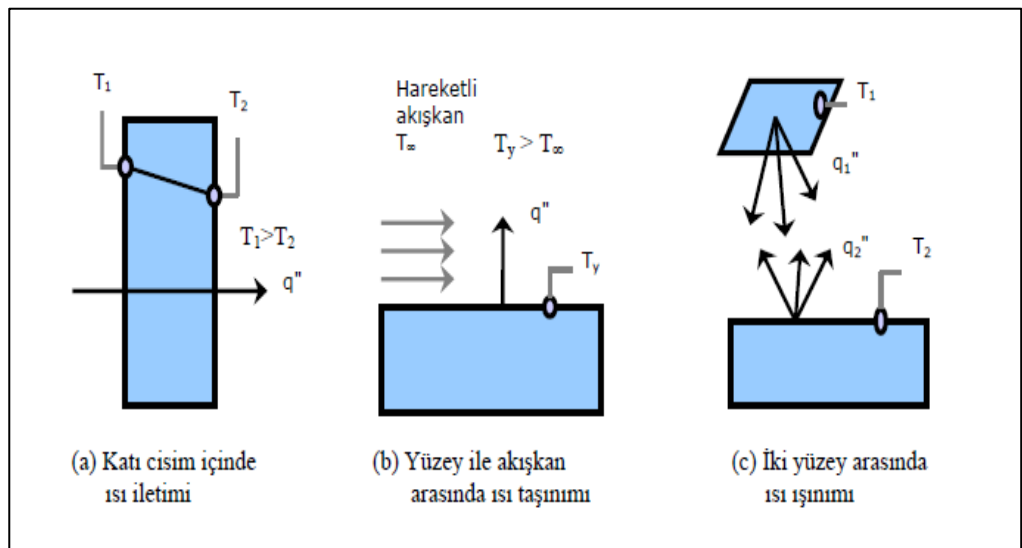
Isı geçişi, sıcaklıkları farklı iki veya daha fazla nesne arasında iletim, taşınım ya da ışıyım yoluyla (veya bu yolların birbiri ile olan birleşimleriyle) gerçekleşen enerji aktarımıdır. Yalnızca sıcaklık farkından dolayı meydana gelen ve herhangi bir madde alışverişinin olmadığı bu enerji geçişi ‘Isı Geçişi’ olarak ifade edilir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre; sıcaklık farkı bulunan iki cisim arasında, sıcak olandan soğuk olana ısı transferi kendiliğinden gerçekleşir. Fakat termodinamik kanunları bu ısı geçişinin nasıl ve ne hızda olduğunu açıklamaz bunun nedeni de termodinamiğin denge durumundaki sistemler ile ilgilenmesi ve zamanı bir değişken olarak ele almamasıdır. Bu sebeple transfer olan ısı doğrudan doğruya ölçülemez ama meydana getirdiği etkiler gözlemlenebilir ve ölçülebilir.

Isı geçişi bilim dalı, termodinamiğin birinci ve ikinci, kütle korunumu ve Newton’un ikinci hareket kanununa ilave üç özel kanun ile ısı geçişi olayının özünü inceleyerek, ısı geçişini etkileyen parametreleri belirler ve bu parametreler arasındaki ilişkiyi matematiksel olarak ifade eder. Çözüm yöntemi olarak da analitik, sayısal ve deneysel yöntemlerle birlikte özellikle son yıllarda benzetim yöntemini kullanmaktadır.

2.2 Isı Geçiş Çeşitleri

Termodinamiğin 2. Yasasına göre iki ortam arasında sıcaklık farkı olduğunda, ısıyın yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama kendiliğinden geçtiğini yukarıda belirtmiştik. Fakat ısı geçişi, ortam sıcaklıklarındaki farka bağlı olduğu kadar ortam ve yüzeylerin özelliklerine de bağlıdır. Bu sebeple ısı transfer sistemi birbirinden farklı üç başlık altında incelenir.

- 1) İletim (Kondüksiyon): Genel olarak katı cisimlerde, ısı enerjisinin serbest elektron hareketiyle bir molekülden ya da atomdan başka bir molekül veya atoma geçmesi ile oluşan ısı geçişine ‘Isı İletimi’ denir. Kısaca, bir madde veya cismin bir tarafından diğer tarafına ısının iletilmesi ile oluşan ısı geçişidir. Hareketsiz bir ortamda sıcaklık gradyeni mevcutsa ısı geçişi için ‘iletim’ (kondüksiyon) terimi kullanılır. Ortam akışkan veya katı olabilir. Isı geçişi, daima yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğrudur. Yoğun maddeler genelde daha iyi iletkenlerdir; örneğin metaller çok iyi iletkenlerdir.
- 2) Taşınım (Konveksiyon): Sıvı ve gazlarda ısı enerjisinin, moleküllerin hareketleri sonucu transfer edilmesi ile oluşan ısı geçişine ‘Isı Taşınımı’ denir. Akışkan içindeki akımlar vasıtası ile ısı geçişi meydana gelmektedir yani katı yüzey ile akışkan arasında gerçekleşen bir ısı geçişidir. Burada ısı geçişi, akışkan içindeki veya akışkanla sınır yüzey arasındaki sıcaklık farkından ve bu farkın yoğunluk üzerinde oluşturduğu etkiden kaynaklanmaktadır.
- 3) Radyasyon (Işınım): Sonlu sıcaklığa sahip tüm yüzeyler elektro manyetik dalgalar halinde enerji yayarlar. Farklı sıcaklıklara sahip iki yüzey arasındaki ısı geçişi, yüzeyler arasında engelleyici bir ortam olmadığında gerçekleşir. Katıların, sıvıların ve gazların ısı enerjisini elektro manyetik dalgalar şeklinde yaydıkları veya yuttukları bu ısı geçiş şekline ‘Isı Işınımı’ denir. Kısaca ısıtım yolu ile ısı geçişi, fotonlar (elektromanyetik radyasyon) yolu ile gerçekleşen ısı geçişidir.



Şekil 2. 1 İletim, taşınım ve ısıtım ile ısı geçiş şekilleri

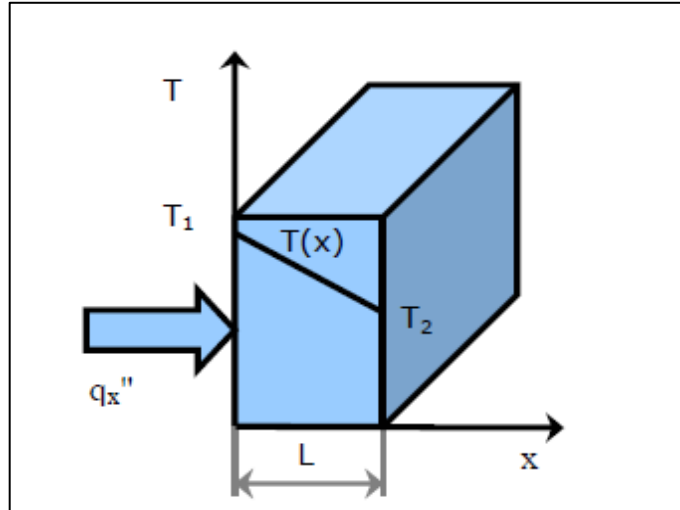
Şekil 2. 1’de sırasıyla yüzey sıcaklıkları farklı katı bir cisim içinde iletimle ısı geçişi, sıcaklıkları farklı katı yüzey ile akışkan arasında taşınım ile ısı geçişi ve iki yüzey arasında ışınlama ile ısı geçişinin meydana gelmesi gösterilmiştir. Herhangi bir ısı geçişi olayı, bu üç şeklin birisi veya herhangi ikisi ile meydana gelebilir.

2.2.1 İletim İle Isı Geçişi ve Fourier Isı İletim Kanunu

İletim ile ısı geçişi, ısıнын iletildiği ortam içinde atom veya molekül gibi mikroskobik parçacıkların hareket etmeksizin, birbirleriyle temas etmeleri sonucu sıcaklık farkından dolayı oluşan ısı geçişidir. Zamana bağlı eşitlikler kullanılarak ısı geçişi süreçlerini miktar olarak ifade etmek mümkündür. Böylece, birim zamanda transfer olan enerji miktarı hesaplanabilir. 1822 yılında iletim ile geçen ısı enerjisini ilk ifade eden bilim insanı “J. B. Fourier” olduğundan, bu ifade “Fourier Isı İletim Kanunu” olarak bilinir. Bu kanuna göre Şekil 2. 2’de gösterildiği gibi, içinde sıcaklık değişimi olan bir boyutlu bir levha göz önüne alındığında, birim alandan iletim ile geçen ısı miktarı, ısıнын geçiş yönündeki sıcaklık gradyeni ile orantılıdır. Buna göre, sıcaklık dağılımının $T(x)$ fonksiyonu ile gösterildiği bir duvardan, bir boyutlu ısı geçişi için:

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

bağıntısı kullanılır. Bu bağıntıda;



Şekil 2. 2 Bir boyutlu ısı iletimi

q_x'' : Geçiş yönüne dik birim alan için x doğrultusundaki ısı geçişidir (ısı akış veya iletim miktarı), (W/m²).

k : Orantı katsayısı (ısı iletkenlik katsayısı olarak da bilinir), (W/mK).

dT/dx : Isı geçişi yönündeki sıcaklık gradyeni, (K/m).

2. 1 bağıntısında bulunan negatif işareti, azalan sıcaklık yönünde ısı geçişi olmasından dolayıdır. Yani q_x'' ifadesini pozitif yapmak için konulmuştur.

Isı iletim katsayısı (k): birim kalınlıktaki bir cismin, birim yüzeyden birim zamanda farklı iki yüzeyi arasındaki sıcaklık farkının 1 K olması halinde geçen ısı miktarıdır. Isı iletim katsayısı her madde için farklı bir değere sahip olup, malzemenin bileşimine, gözenekli olup olmamasına, ısının geçtiği yöne ve benzeri fiziksel ve metalürjik etkenlere bağlı olarak değişmektedir. Isı iletim katsayısı arttıkça ısı geçişi artmaktadır. Bu sebeple ısı geçişinin iyi olmasının istenildiği durumlarda ısı iletim katsayısı yüksek olan malzemeler, ısı geçişinin azaltılması istenildiği durumlarda ise, ısı iletim katsayısı düşük olan ısı yalıtım malzemeleri kullanılmalıdır.

Zaman içinde değişmeyen sıcaklık dağılımı lineer olduğunda, sıcaklık gradyeni:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2. 2)$$

ve ısı akısı:

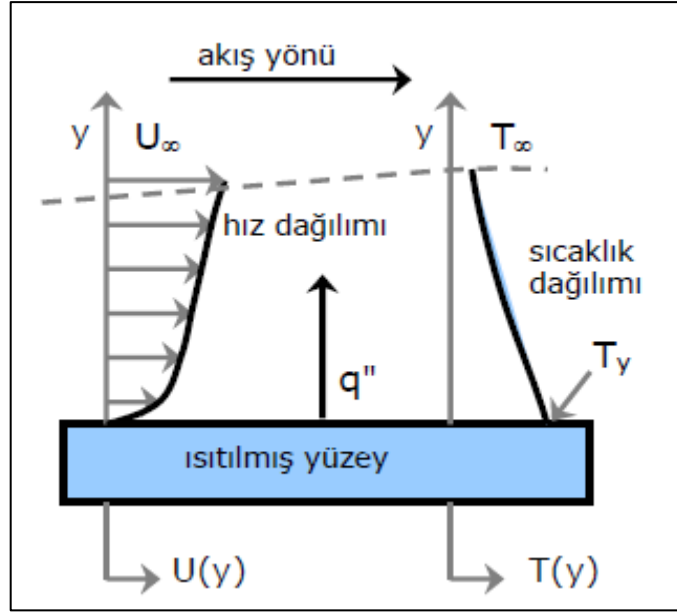
$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{dx} \text{ veya } q_x'' = k \frac{T_1 - T_2}{dx} = k \frac{\Delta T}{L} \text{ şeklinde ifade edilir.}$$

Birim zamanda iletilen ısı miktarı, ısı akısı ile ısı geçişinin gerçekleştiği alan çarpılarak aşağıdaki şekilde bulunur:

$$q_x = q_x'' A \text{ (W)} \quad (2. 3)$$

2.2.2 Taşınım İle Isı Geçişi ve Newton'un Soğuma Kanunu

Herkesçe bilindiği üzere sıcak bir levhanın üzerine soğuk hava üflendiğinde, levha daha çabuk soğur. İşte bu olayda gerçekleşen ısı geçişi ısı taşınımı ile olmaktadır. Levhaya üflenmiş hava molekülleri ısıyı alarak levhadan uzaklaştırmaktadır. Üflenmiş havanın hızı arttıkça levhanın soğuması da daha hızlı olur. Isı taşınımı akışın yapısına göre sınıflandırılır. Akış, bir fan, pompa veya rüzgâr gibi araçlarla sağlandığı zaman 'Zorlanmış Isı Taşınımı', yoğunluk farkı nedeniyle oluştuğu zaman ise 'Doğal Isı Taşınımı' adını alır.



Şekil 2. 3 Levha üzerindeki akışta hız ve sıcaklık dağılımları

Şekil 2. 3’de gösterilen T_y yüzey sıcaklığına sahip bir levha ile bu yüzeye temas eden T_∞ sıcaklığındaki akışkan arasındaki ısı geçişi ifadesi ilk olarak 1701 senesinde ‘Newton’ tarafından verilmiştir. Bu ifade aşağıdaki gibi olup ‘Newton’un Soğuma Kanunu’ olarak bilinmektedir.

$$q'' = h(T_y - T_\infty) \quad ; \quad T_y > T_\infty \quad (2. 4)$$

q'' : Taşınım ısı akısı, (W/m^2)

T_y : Yüzey sıcaklığı, (K)

T_∞ : Serbest akışkan sıcaklığı, (K)

h : Isı taşınım katsayısıdır, ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$). Bu terim akışkanın özelliklerine ve akışkan hızına bağlıdır.

Bu ifade ‘Isı Taşınımının Özel Kanunu’ diye de bilinir. Fourier’in ısı iletim kanununda ortaya çıkardığı ısı iletim katsayısı ‘ k ’ gibi Newton’un soğuma kanununda da ısı taşınım katsayısı ‘ h ’ olarak bilinen yeni bir parametre ortaya çıkmıştır. Bu ısı taşınım katsayısı bazı sistemler için analitik olarak hesaplanabilirken, karmaşık sistemlerde ise deneysel olarak tespit edilmektedir. Deneyler, ısı taşınım katsayısının; akışkanın cinsine ve fiziksel özelliklerine, akışkanın hareketli olup olmadığına, yüzey ve akışkanın geometrik ilişkileri gibi birçok etkene bağlı olduğunu göstermiştir. Isı taşınım katsayısı

gaz akışkanlarda küçük değerlere sahipken, sıvı akışkanlarda bu değer biraz daha büyüktür. Buharlaşma ve yoğunlaşma olaylarında ise maksimum değerlere ulaşmaktadır.

2.2.3 Işınım İle Isı Geçişi ve Stefan-Boltzmann Kanunu

Sonlu sıcaklıktaki her bir cisim, atomların ya da moleküllerin elektron yapılarındaki değişimden dolayı, elektro manyetik dalga yayar. Sıcaklığın artmasıyla elektron, atom ve moleküllerin hareket kabiliyeti arttığından elektro manyetik dalga şiddeti yani ısı ışıınımı da artmaktadır. Bu olay, sonlu olan her sıcaklıkta meydana gelmektedir. Bazı cisimler ısı ışıınımını yutar, bazıları yansıtır, bazıları ise içlerinden serbestçe geçirir. İdeal bir boşlukta ısı iletimi ve ısı taşınımı olmamasına karşı ısı ışıınımı her daim olmaktadır.

Siyah cisimden yayılan ısı ışıınımı bağıntısını 1879'da ilk olarak 'Stefan' adlı araştırmacı deneysel bir ifade olarak tarif etmiştir. 'Boltzmann'da 1884'de termodinamiğin birinci kanunundan yola çıkarak aynı ifadeyi teorik olarak çıkarmıştır. Bu yüzden bu ifade iki bilim insanının da isimlerinin yer aldığı 'Stefan – Boltzmann Isı Işıınımı Kanunu' olarak bilinir ve aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$Q = \sigma \cdot A \cdot T_y^4 \quad (2. 5)$$

Yukarıdaki ifadeden de anlaşılacağı üzere ısı ışıınımı ile yayılan ısı enerjisi, alanla doğru orantılı, mutlak sıcaklığın (Kelvin) ise dördüncü kuvveti ile orantılıdır. Isı ışıınımının mutlak sıcaklığın dördüncü kuvveti ile orantılı olması, sıcaklık büyüdükçe ışıınımla geçen ısı miktarının ne denli artacağını bize açık bir şekilde göstermektedir. Yukarıdaki ifade de:

σ : Orantı katsayısı olup Stefan-Boltzmann sabiti olarak bilinir. Değeri, SI birim sisteminde $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ olup uygulamalarda $\sigma = 4,96 \times 10^{-8} \text{ kcal/m}^2\text{hK}^4$ değeri de kullanılmaktadır.

T_y : Yüzeyin mutlak sıcaklığıdır. ($T_y(\text{K}) = 273,15 + T_y(^{\circ}\text{C})$)

A : Isı ışıınımı yayan yüzeyin alanı, (m^2)

Yukarıdaki ifade ideal siyah cisim için geçerli olup, eğer siyah cisim başka bir siyah cisim ile çevrili ise, içteki cisimden dıştaki cisme geçen net ısı ışıınımı:

$$Q = \sigma \cdot A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2. 6)$$

şeklinde hesaplanır ve burada:

A_1 : İçteki cismin yüzey alanı, (m²)

T_1 : İçteki cismin sıcaklığı, (K)

T_2 : Dıştaki cismin sıcaklığı, (K)'dır.

Siyah olmayan cisimlerde, yani gerçek cisimlerde, tahmin edileceği üzere ısı ışıınımı ideal siyah cisimdekinden daha azdır. Gerçek cismin yaydığı ısı ışıınımı:

$$Q = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A \cdot T_y^4 \quad (2. 7)$$

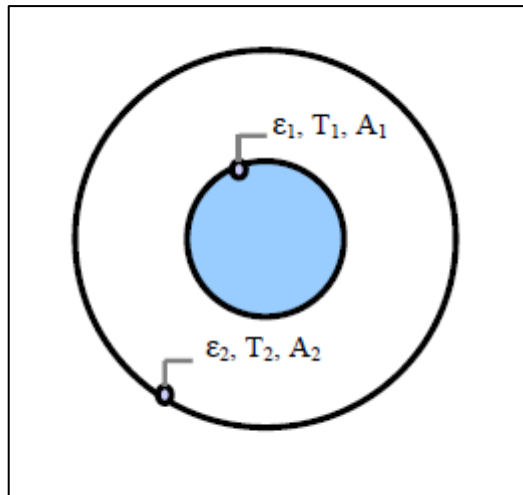
bağıntısı ile hesaplanır. Bu ifadede yer alan:

ε : Gerçek cismin ışıınım yayma katsayısıdır ve değeri $0 < \varepsilon < 1$ 'dir. Siyah cismin ışıınım yayma katsayısı ise max değer olan 1 kabul edilir.

Gerçek cisim, yine gerçek cisim ile çevrili ise, içteki cisimden dıştaki cisme geçen net ısı ışıınımı:

$$Q_{12} = \sigma \cdot \varepsilon_1 \cdot A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2. 8)$$

bağıntısı ile bulunur.



Şekil 2. 4 İç içe iki yüzey arasında ısı ışıınımı

2.3 Mikrokanalın Tanımı

Günümüzde kullanılan sistemlerin boyutlarının giderek küçülmesi sonucunda, küçük boyutlu ve yüksek performanslı elektronik cihazlardan, büyük miktarlardaki ısıyı belirli

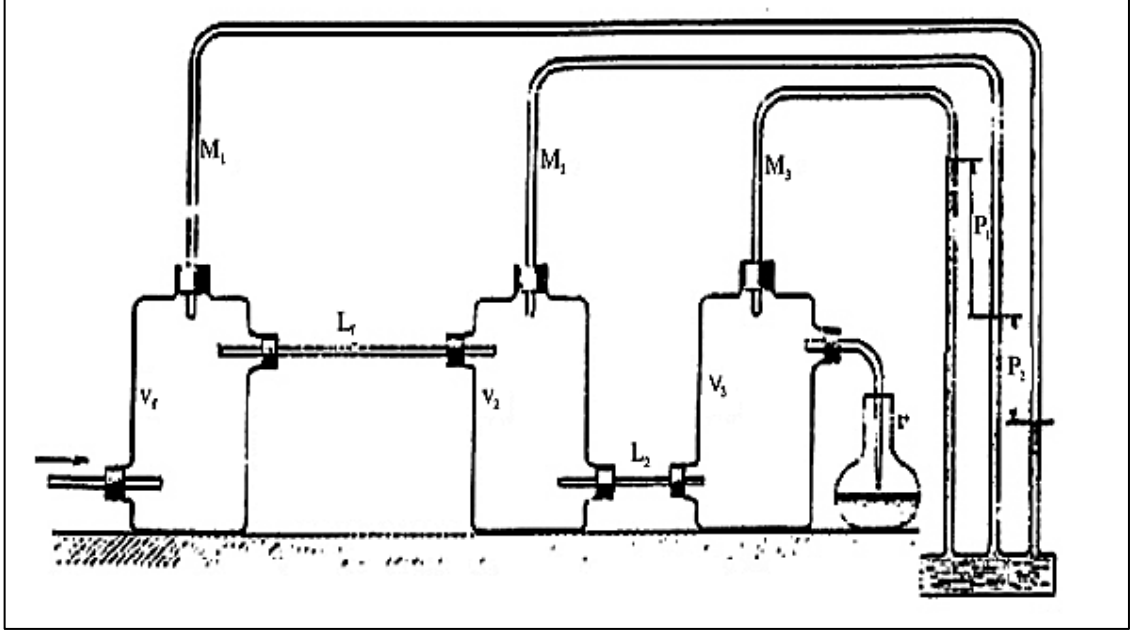
bir hızda uzaklaştırma ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Ortalama olarak uzaklaştırılması gereken ısı akısının 100 W/cm^2 dolayında olması beklenir. Bu yüzden de elektronik cihazların en verimli şekilde çalıştırılabilmesi için, etkili ısı alma metotlarının geliştirilmesi gerekmektedir. Günümüzde bu metotlar içerisinde mikrokanallı ısı değiştiriciler önemli bir yere sahiptir. Kısaca tarif etmek gerekirse, bir mikrokanal ısı değiştiricisi mikro yapıdaki kanalların bir mikro çipin arkasına yerleştirilmesiyle oluşur ve bu kanallar arasından enerji taşımak için bir soğutucu akışkan geçirilir.

2.4 Mikrokanalların Gelişimi

Pek çok makalede, hidrolik çapı $100 \mu\text{m}$ 'den daha küçük olan kanallarda, akış ve ısı geçişinin incelendiği ilk çalışma olarak Wu ve Little [1] tarafından yazılan makale gösterilmektedir. Fakat iyi bir literatür araştırması yapıldığında aslında bu bilginin doğru olmadığı görülmektedir. Gerçekte bu konudaki en eski deneysel çalışma 1840 yılında Poiseuille tarafından cam mikro tüplerin test edilmesiyle yapılmıştır. Poiseuille, kılcal borulardaki kütle akış hızı kanunlarını analiz etmek için iç çapı $15 \mu\text{m}$ 'ye kadar olan mikro tüpleri içerilerinden su geçirerek test etmiştir. Deney sonuçları Şekil 2. 5'de gösterildiği gibi çok basit bir deney düzeneği ile elde edilmiştir. Poiseuille'nin bu deneyinde farklı uzunluktaki iki kılcal tüp (Şekil 2. 5'de L1 ve L2) üç rezervuara bağlanmıştır (Şekil 2. 5'de görüldüğü gibi V1, V2, V3). Ayrıca girişteki kütle akış hızını hesaplayabilmek için Poiseuille rezervuarları arasındaki basınç farkını ölçmüştür. 1840 yılında Poiseuille tarafından elde edilen bu deneysel verilerin ışığında, dairesel tüplerdeki laminar akış açıklanmıştır. Burada, sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile çarpımının sabit bir sayıyı (daireseel tüpler için 16'ya eşit) verdiği görülmüş ve bu literatüre ünlü "Poiseuille Kanunu" olarak geçmiştir.

Bu çalışmadan sonra bu konu hakkında gelişen teknolojik olanaklar da kullanılarak birçok çalışma yapılmıştır. Buna nazaran, Poiseuille kanununu bulan bilim insanlarının elde ettiği bilgi ve çıkarımların çokta üstüne çıkılamamış olması araştırmacılara göre oldukça şaşırtıcıdır. Poiseuille'ün bu orijinal çalışması, son dönemlerde literatürde bu konu hakkında yayınlanan pek çok makalenin yazarını etkilemiştir. Bu yüzden de araştırmacılar 90'lı yıllarda mikrokanallardaki sürtünme faktörünün belirlenmesi için toplanan deneysel verilerin ve bu verilerin yer aldığı ilgili makalelerin büyük bir kısmının doğru ve/veya hassas olmayan sonuçlar içerdiğini düşünmektedir. Geleneksel bağıntılarla elde edilen sonuçların, son yıllarda mikrokanallarda sürtünme faktörünü

incelemek için yapılan deneysel araştırmaların sonuçlarıyla uyum içinde olması mikrokanallarda da basınç kaybını tahmin etmede geleneksel bağlantıların kullanılabileceğini araştırmacılara göstermektedir.



Şekil 2. 5 A. Canay [23]'ın çalışmasından Bouasse tarafından düzenlenen Poiseuille test donanımı

2.5 Mikrokanalların Sınıflandırılması

Mikrokanallar için son yıllarda kabul gören sınıflandırma şekli aşağıdaki gibidir:

- Mikro-ölçekli kanallar ($1\mu\text{m} < D < 100\mu\text{m}$)
- Meso-ölçekli kanallar ($100\mu\text{m} < D < 1\text{mm}$)
- Makro-ölçekli kanallar ($1\text{mm} < D < 6\text{mm}$), ki kompakt ısı değıştircileri için kabul edilen boyutlardır.
- Geniş kanallar ($D > 6\text{mm}$)

Kandlikar ve Grande ise yaptıkları çalışmalar sonucunda aşağıdaki kanal sınıflandırma şemasını önermişlerdir:

- Konvansiyonel kanallar $D > 3\text{mm}$
- Mini kanallar $3\text{mm} \geq D > 200\mu\text{m}$
- Mikro kanallar $200\mu\text{m} \geq D > 10\mu\text{m}$
- Geçiş Bölgesi Kanalları $10\mu\text{m} \geq D > 0,1\mu\text{m}$

- Geçiş Bölgesi Mikro kanalları $10 \mu\text{m} \geq D > 1 \mu\text{m}$
- Geçiş Bölgesi Nano kanallar $1 \mu\text{m} \geq D > 0,1 \mu\text{m}$
- Moleküler Nano kanallar $0,1 \mu\text{m} \geq D$

2.6 Mikrokanalların Kullanım Sebepleri

Mikrokanalların tercih edilme sebeplerini maddeler halinde kısaca şu şekilde sıralayabiliriz:

- Yüksek ısı akıları,
- Küçük boyutta ve hafif olmaları,
- Çalışma akışkanı miktarının az olması,
- Taşınabilir olmaları,
- İleride seri üretimleri yapılarak ekonomikliklerinin sağlanabilme olasılığı

Bu özellikler mikrokanal kullanımını çekici hale getirirse de bu sistemlerin sahip olduğu bazı sorunlar aradan geçen yıllar içerisinde hala çözülememiştir. Örneğin, bu kanalların yüksek ısı akılarına ulaşabilmesi için çok küçük hidrolik çaplara sahip olmaları gerekir buda yüksek basınç kayıplarına neden olur. Daha da önemli bir konu, kanal boyutları küçüldükçe, cidar ve ara yüzey etkilerinin artmasından dolayı, akışın davranışı klasik teoriden farklılık göstermeye başlar. Ancak, bu farkın ne kadar olduğu henüz kesin olarak belirlenememiştir. Bu konu hakkında çalışan araştırmacıların çalışmaları incelendiğinde aralarında kesin bir uzlaşa olmadığı rahatlıkla görülebilir.

Mikrokanallarda gözlemlenen ısı geçişi özellikleri klasik boyutlardaki kanallarda gözlemlenen ısı geçişi özelliklerinden farklıdır. Mikrokanallarda akış ve ısı geçişi üzerine yapılan deneylerde kanal boyutlarının, kanalın ortalama pürüzlülük değerinin, yerel ısı taşınım katsayısının ve bir mikro kanal boyunca statik basıncın yerel değerinin doğru olarak ölçülmesinin çok zor olması, yayınlanan kaynaklardaki tutarsızlıkların büyük olasılıkla deneysel hatalardan kaynaklandığını düşündürmektedir. Yapılan deneylerde mikrokanallarda gerçekleşen akış türü değişiminin geleneksel kanallarda olması beklenenden daha küçük Reynolds sayılarında meydana geldiği görülmüştür. Ayrıca, laminar rejimde mikrokanallardaki sürtünme basınç kaybının geleneksel teorilere göre tahmin edilenden daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Mikrokanallar kanal şekillerine göre değerlendirildiklerinde ise, soğutma kapasitesi açısından konik kanalların düz kanallardan daha iyi bir performans sergilediği görülmektedir.

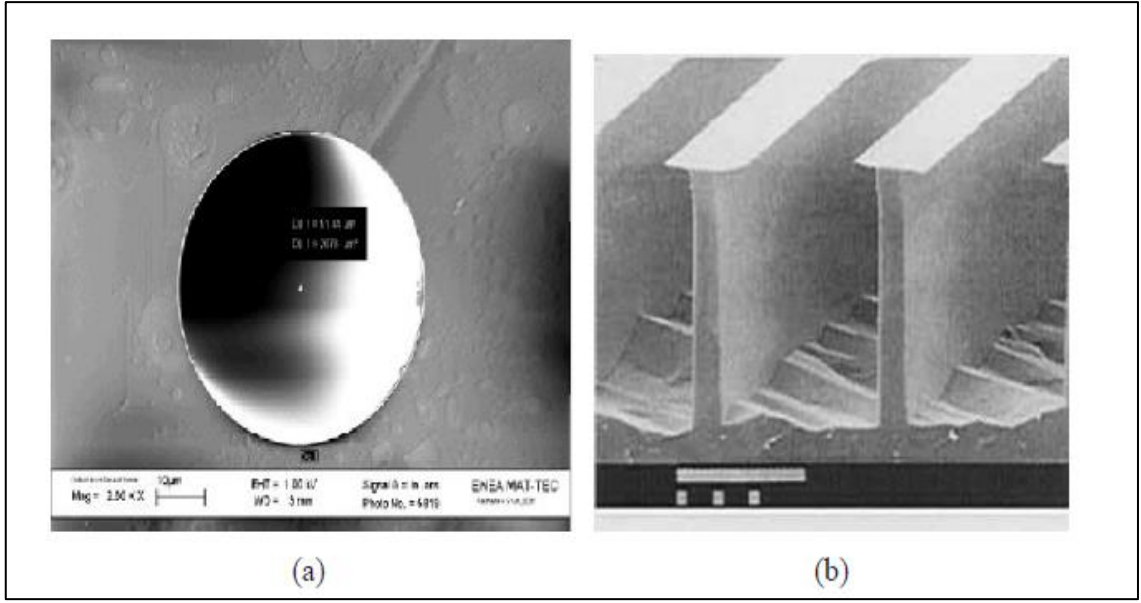
2.7 Kanalların Minyatürleştirilmesi

Kanalların minyatürleştirilmesi için günümüzde pek çok teknik kullanılmaktadır. Ancak bunların arasından 4 tanesi sistem minyatürleştirilmesi konusunda neredeyse standart hale gelmiştir:

- Mikro mekanik işleme (Elmas işleme, lazer işlemleri, odaklanmış iyon dikişi, mikro delme)
- X ışınıyla mikro işleme (LIGA)
- Fotolitografik tabanlı işlemler (Isı ile kimyasal aşındırma)
- Yüzey ve yüzeye yakın mikro işlem işleme teknikleri

Fotolitografik işlem özellikle silikon plakalar içindir. Elektronik alanında doğan bu teknik günümüzde oldukça kullanılmaktadır. Fakat bu teknik kullanılarak üretilen mikrokanallar için elde edilebilecek kesit şekilleri sınırlıdır. Silikon plakalar kullanılarak doğrudan kimyasal aşındırma yolu ile üretilen mikrokanallarda, kullanılan silikonun kristalografik yapısı önemli bir faktördür. Fotolitografik tabanlı bir süreç uygulandığında, silikon kristal düzlemlerin yer değiştirmesiyle sabitlenen bir kesite sahip mikrokanallar elde edilebilir. Bu teknik çok yaygın kullanıldığı için literatürde yamuk, dikdörtgen ve çift yamuk (altıgen) kesite sahip mikrokanallar için elde edilmiş deney sonuçlarına sıkça rastlanmaktadır. Diğer tekniklerle ise teorik olarak her türlü kesite sahip kanalların minyatürizasyonunu gerçekleştirmek mümkündür.

Bu tekniklerle cam, erimiş silis, silikon gibi pürüzlülük değeri çok düşük ve mükemmel düzgünlükte kesite sahip mikrokanallar elde edilebilir (Şekil 2. 6). Şekil 2. 6'da gösterildiği gibi, kimyasal aşındırma yoluyla elde edilen mikrokanallarda, kanalın çevresinde uniform olmayan bir pürüzlülük görülebilir. Bu pürüzlülük bize, dairesel olmayan kanallarda basınç kaybı analizi için elde edilen deneysel verilerin neden geleneksel bağıntılarla tahmin edilemediğini açıklamaktadır.

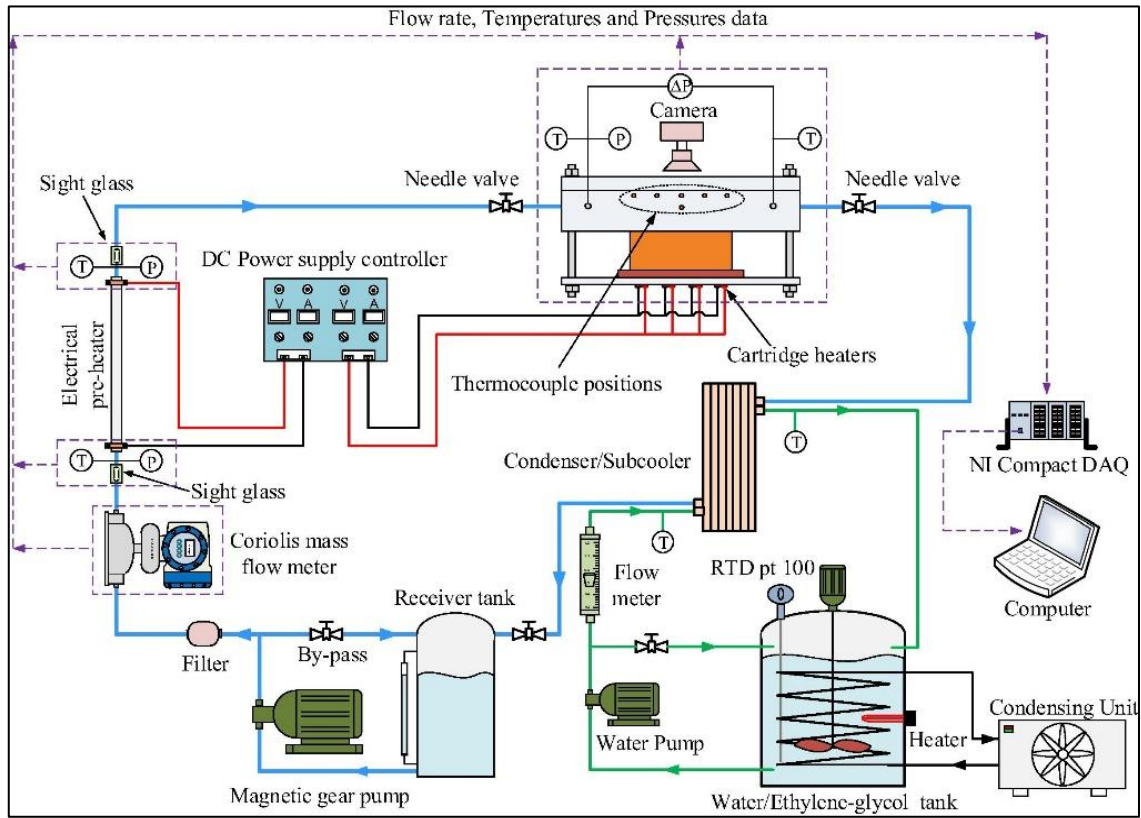


Şekil 2. 6 A. Canay [23]'ın çalışmasından erimiş silis bir mikro tüpün (a) ve silikon plaka üzerine kimyasal aşındırma ile yapılmış dikdörtgen mikrokanalların (b) SEM resimleri

DENEYSEL ÇALIŞMA

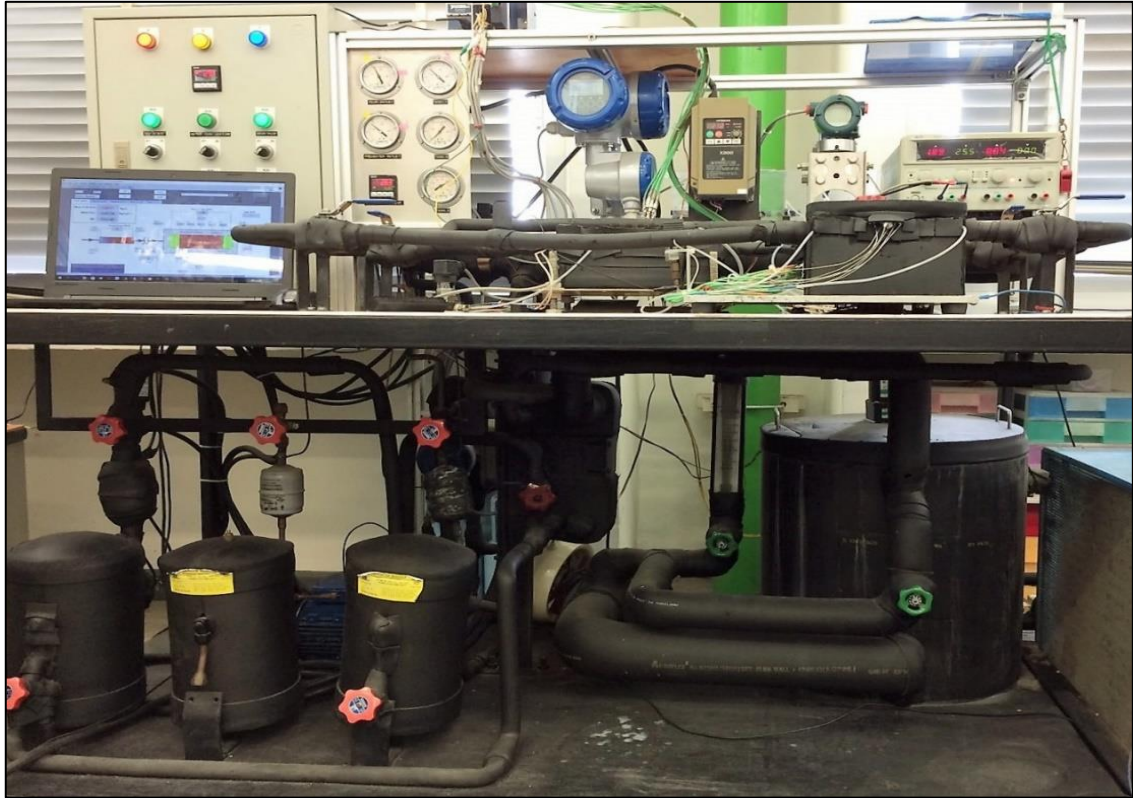
3.1 Deney Tesisatının Tanıtılması

Deney tesisatının şematik diyagramı Şekil 3. 1’de verilmiştir. Bu şematik diyagrama bakıldığında deney tesisatının 2 farklı çevrimden oluştuğu görülmektedir. Buradaki ilk çevrim su/etilen glikol çevrimidir. Bu çevrimin amacı, deney tesisatında dolaşan soğutucu akışkanı test bölümüne girmeden önce istenilen giriş sıcaklığına getirmektir. Bu çevrimin ana elemanları Şekil 3. 1’de görüldüğü gibi bir santrifüj pompa, değişken



Şekil 3. 1 Thiangtham vd. [24]’nin çalışmasından deney tesisatının şematik diyagramı, Elsevier’den izin ile kullanılmıştır

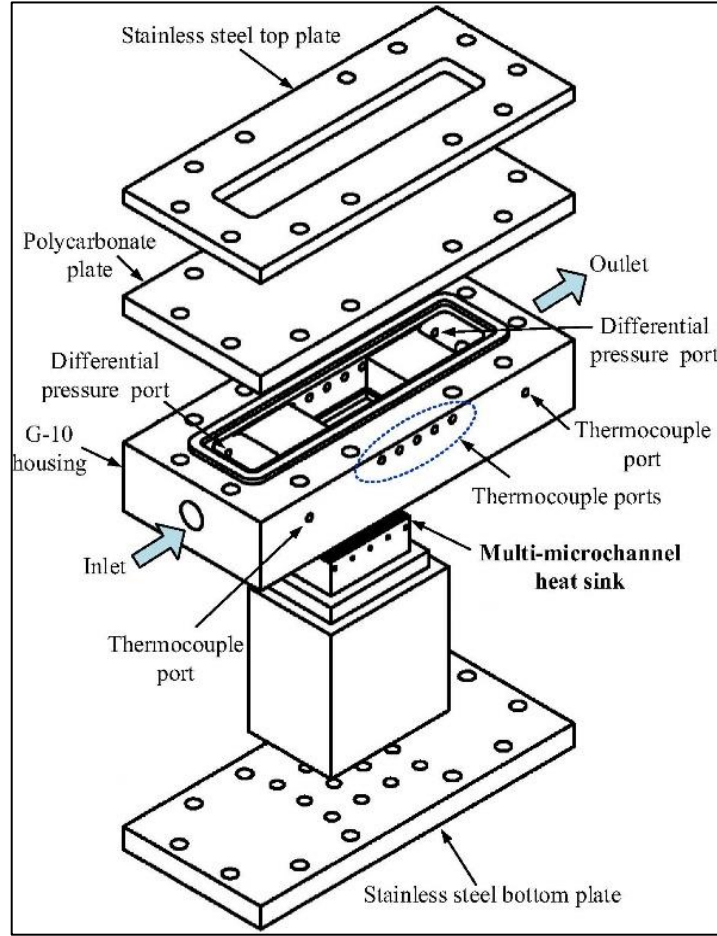
alanlı akış ölçer, platin rezistanslı sıcaklık dedektörü (RTD) içeren bir tank, serpantinli bobin ve bir kartuş ısıtıcısıdır. Deney tesisatındaki ikinci çevrim ise, soğutucu akışkanın gerçekleştirdiği çevrimdir. Bu çevrimde, tank içinde bulunan soğutucu akışkan değişken hızlı manyetik dişli pompası kullanılarak kapalı döngü boyunca dolaştırılır. Test düzeneğinde yaşanabilecek herhangi bir tıkanmayı önleyebilmek adına, soğutucu akışkan Coriolis tipi kütle akış sayacına girmeden önce bir filtre/kurutucu içerisinden geçirilir. Deneyler, tek fazlı R-134a soğutucu akışkanının ısı transfer özelliklerini incelemek için yapıldığından, test kısmının girişinde, içerisinde ve çıkışta akışın tek fazlı olduğunu göz ile de test edebilmek için test kısmının üzerine bir cam monte edilmiştir. Ayrıca buna ek olarak giriş ve çıkışta akışın tek fazlı olup olmadığı, ilgili bir bilgisayar programı (Refprop) kullanılarak kontrol edilmiştir. Soğutucu akışkan test bölümüne girdiği zaman, manuel olarak ayarlanabilen kartuş ısıtıcılarıyla mikrokanalların içerisinde ısıtılmaktadır. Test bölümünden çıkan soğutucu akışkan toplama tankına dönmeden önce son olarak plakalı ısı değiştiricisine girer. Burada soğutucu akışkan ilk olarak bahsetmiş olduğumuz su/etilen glikol çevrimi kullanılarak arzu edilen sıcaklığa getirilir ve ardından tanka geri döner. Bu şekilde kapalı çevrim tamamlanmış olur.



Şekil 3. 2 Deney düzeneğinin genel görünüşü

Bu çalışmada kullanılan deney düzeneği, daha önceki çalışmalarda kullanılan biçiminin değiştirilmiş bir sürümüdür [25-27]. Ayrıca bu deney tesisatı daha önce iki fazlı rejimlerde ve R-134a soğutucu akışkanının kaynaması sırasındaki ısı transfer özelliklerini belirleme çalışmalarında da kullanılmıştır. Deney tesisatıyla ilgili daha fazla bilgiye P. Thiangtham vd. [24]’nin çalışmasından ulaşılabilir.

3.2 Test Kısımının Tanıtılması

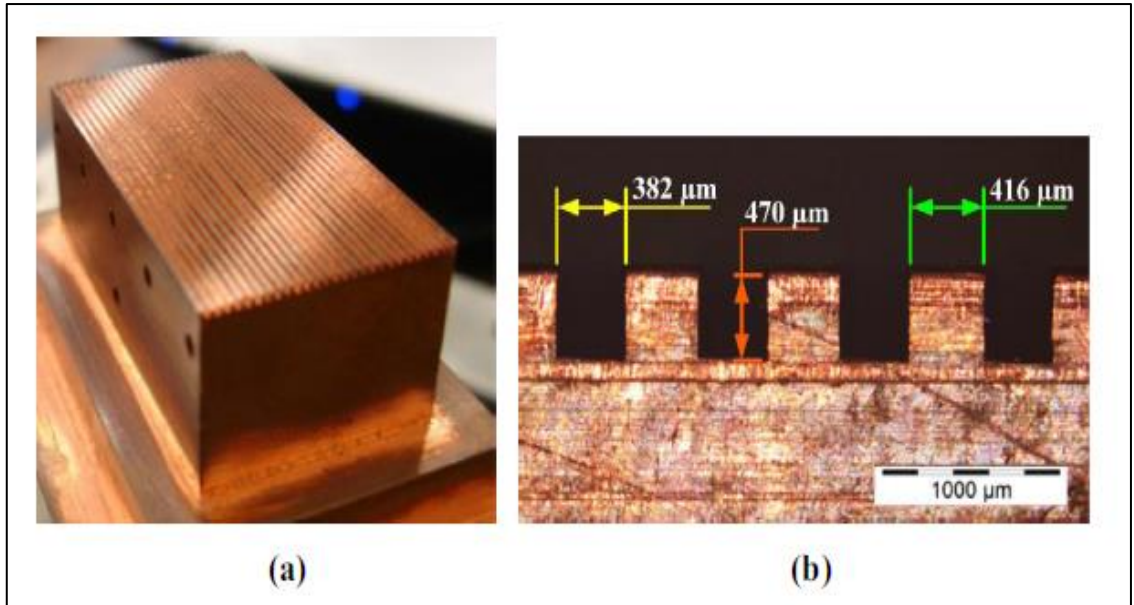


Şekil 3. 3 Thiangtham vd. [24]’nin çalışmasından test kısmının şematik diyagramı, Elsevier’den izin ile kullanılmıştır

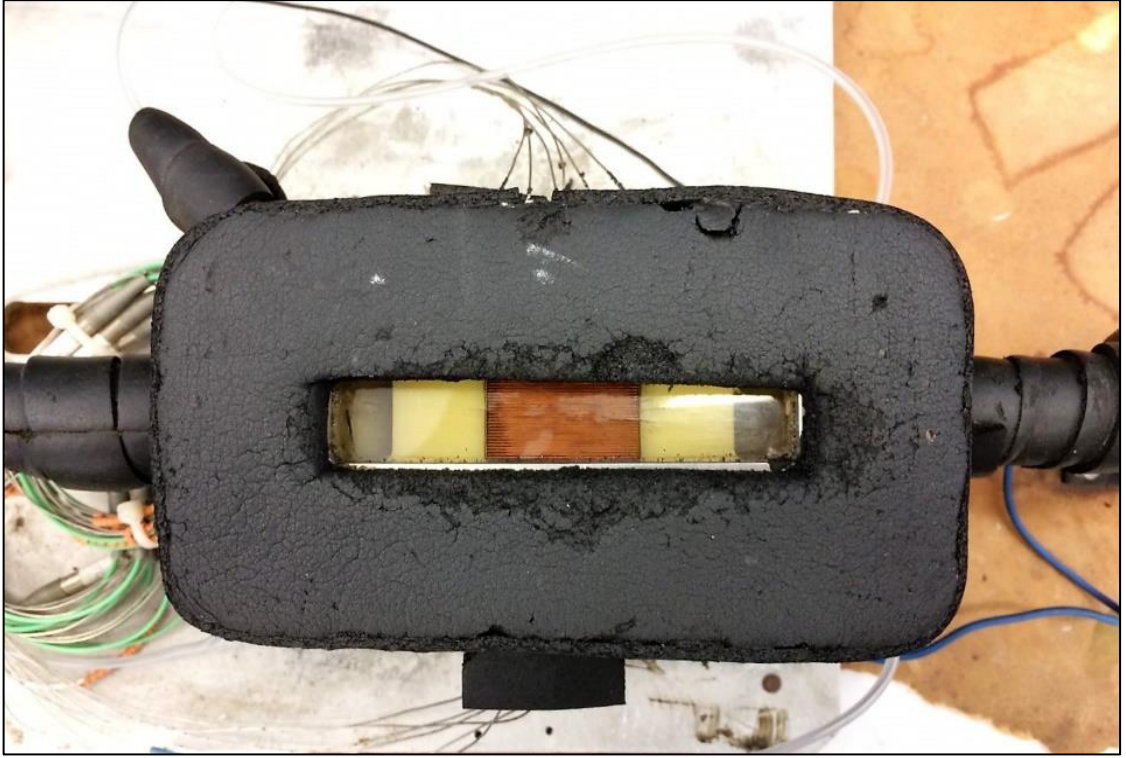
Şekil 3. 3’teki şematik diyagramda test kısmının hangi parçalardan oluştuğu ayrıntılı bir şekilde gösterilmiştir. Test kısmı üzerinde gerilim dağılımı hareketini sağlamak için üst ve alt paslanmaz destek plakaları bulunmaktadır. Test kısmında akışın görselleştirilmesine izin vermek için şeffaf bir polikarbonat plaka kullanılmıştır. Bu plaka, sızıntıyı önlemek amacıyla uygun bir kauçuk contaya yivlenmiştir. Ayrıca kanallar arasında sıvı kaçağını engellemek amacıyla ısı değiştiricisindeki

mikrokanalların üzerine ince bir poliüretan levha yerleştirilmiştir. İyi mekanik özelliklerinden dolayı gövdede yalıtım malzemesi olarak epoksi reçine (G-10) kullanılmıştır. Epoksi reçinesi, düşük termal iletkenliğe ($0,288\text{W/mK}$) sahiptir ve ateşe dayanıklı bir malzemedir. Deneyde kullanılan mikrokanallı ısı değiştirici oksijensiz bakır bloğundan imal edilmiştir ve dikdörtgen kesitli birbirine paralel 27 kanaldan oluşmaktadır. Kullanılan mikrokanallı ısı değiştiricisinin fotoğrafı Şekil 3. 4(a)'da verilmiştir. Kanalların ortalama boyutlarını belirleyebilmek için mikroskopik görüntüleme sistemi kullanılarak kanal boyunca birçok yerde ölçümler yapılmıştır. Yapılan ölçümler sonucunda ortalama her mikrokanalın derinliği $470\text{ }\mu\text{m}$, genişliği $382\text{ }\mu\text{m}$, duvar kalınlığı $416\text{ }\mu\text{m}$ ve uzunluğu 40 mm olarak tespit edilmiştir. Bir mikrokanalın kesit görünüşü Şekil 3. 4(b)'de gösterilmiş olup test kısmına ait gerekli parametreler ve uzunlukları Çizelge 3. 1'de verilmiştir. Ayrıca Şekil 3. 5'te test kısmının yalıtım malzemesiyle kaplanmış son halinin fotoğrafı verilmiştir.

Test kısmını istenilen elektrik gücü ile ısıtabilmek için ısı değiştiricisinin altına on iki adet kartuş ısıtıcısı dikey olarak yerleştirilmiştir. Kartuş ısıtıcılarına gelen elektrik gücü, bir DC güç kaynağı kontrol ünitesi vasıtasıyla manuel olarak kontrol edilmektedir. Elektrik güç miktarı, $\pm\%2,2$ 'lik bir belirsizliğe sahip bir Kelepçe-On güç ölçeri ile ölçülmektedir.



Şekil 3. 4 Thiangtham vd. [24]'nin çalışmasından (a) test kısmının fotoğrafı ve (b) test kısmındaki mikrokanalların detay ölçüleri

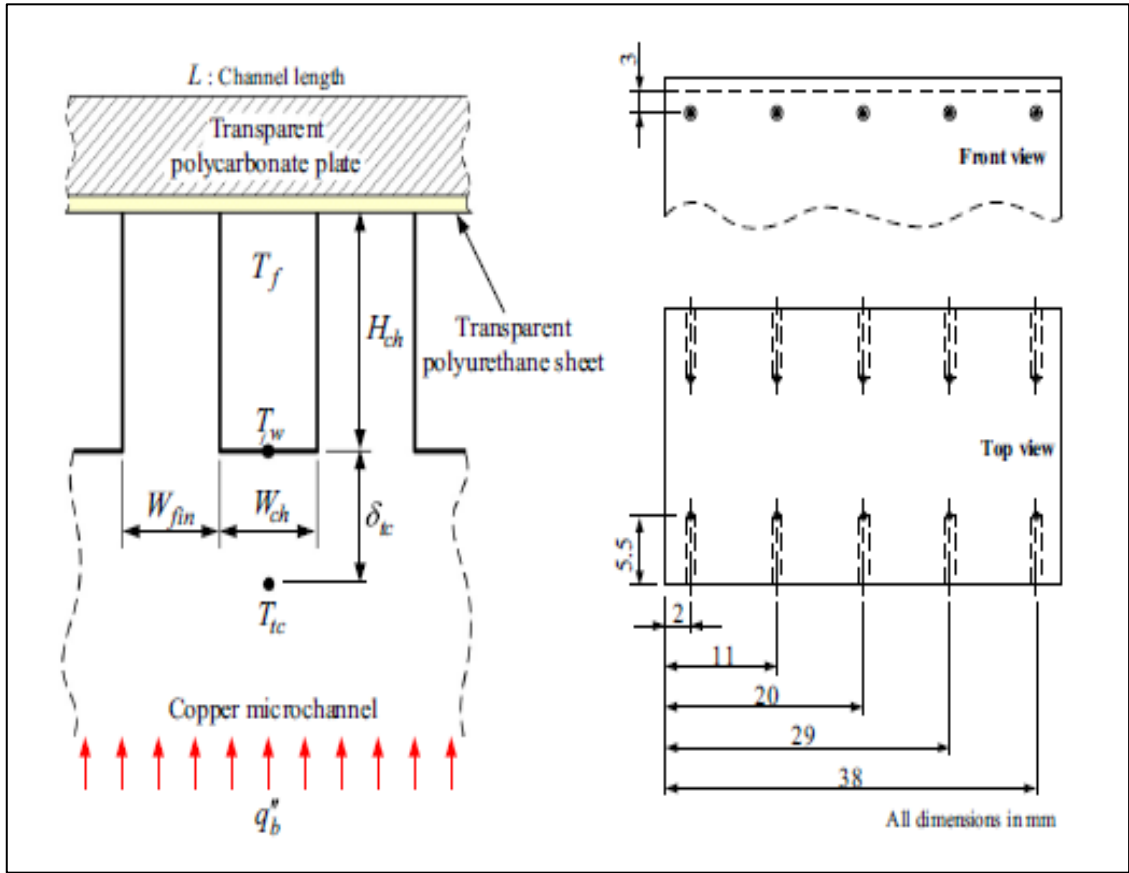


Şekil 3. 5 Test kısmının deney sırasında çekilmiş fotoğrafı

Çizelge 3. 1 Test kısmına ait ölçüler

Parametreler	Boyutlar
Kanal sayısı, N	27
Hidrolik çap, D_h (μm)	421 ± 1
Kanal genişliği, W_{kanal} (μm)	382 ± 1
Kanal derinliği = Kanat yüksekliği, $H_{\text{kanal}} = H_{\text{kanat}}$ (μm)	470 ± 1
Kanat kalınlığı, W_{kanat} (μm)	416 ± 1
En-boy oranı, $\alpha_c = H_{\text{kanal}} / W_{\text{kanal}}$	1,23
Kanal uzunluğu, L (mm)	$40 \pm 0,025$
Termokupllardan kanal tabanına olan mesafe, δ_{ter} (mm)	$3 \pm 0,025$

Kanal uzunluğu boyunca beş farklı konumda sıcaklık gradyanını ve yüzey sıcaklığını tespit etmek için kanal duvarının içine 0,5 mm çaplı on adet T-tipi termokupl yerleştirilmiştir. Şekil 3. 6'te, termokuplaların mikrokanal duvarı üzerindeki konumları gösterilmiştir. Ayrıca, mikrokanal boyunca yerel akışkan sıcaklığını ve basınç düşüşünü direk olarak ölçmek için mikrokanaillerin giriş ve çıkışına T-tipi termokupl ve basınç sensörleri yerleştirilmiştir. Çevreye olan ısı kaybını azaltmak amacıyla ön yalıtım olarak yangına karşı dirençli, ısı iletkenliği çok düşük (yaklaşık 0,022 W/mK) ve hafif olan poliüretan köpük kullanılmıştır. Deney verileri, sistem sabit duruma geldikten birkaç dakika sonra kaydedilmiştir. Deneyin yapıldığı çalışma koşulları Çizelge 3. 2'de listelenmiştir. Ölçülen verilerin belirsizlik değerleri ise Çizelge 3. 3'de verilmiştir.



Şekil 3. 6 Thiangtham vd. [24]'ün çalışmasından mikrokanaillerin kesit görünüşü ve termokuplaların pozisyonları, Elsevier'dan izin ile kullanılmıştır

Çizelge 3. 2 Deneysel koşullar

Mikrokanallı Isı Değiştirici					
G (kg/m ² s)	$q''_{du\,var}$ (kW/m ²)	T _g (°C)	T _ç (°C)	P _g (bar)	P _ç (bar)
1485-2784	3-24	24-33	24,2-35,5	9-11,5	7-9,5

Çizelge 3. 3 İlgili parametrelerin belirsizlikleri

Parametreler	Belirsizlikler
T _g (°C)	±%0,1
G (kg/m ² s)	±%1,41
Re _{ort}	±%1,58
q _{TB} (KW)	±%7,86
h _{ort} (KW/m ² K)	±%13,80

3.3 Deneysel Isı Transfer Katsayısını Belirlemek İçin Kullanılan Bağıntılar

Isı transfer katsayısı ve Nusselt sayısını bulabilmek için öncelikle hidrolik çap ve Reynolds sayısı hesaplanmalıdır. Bu iki parametrenin değeri aşağıdaki bağıntılar kullanılarak belirlenmiştir:

$$D_h = \frac{4 \times W_{kanal} \times H_{kanal}}{2 \times (W_{kanal} + H_{kanal})} \quad (3. 1)$$

$$Re = \frac{\rho_{ort} \times U_{ort} \times D_h}{\mu_{ort}} \quad (3. 2)$$

Burada ρ_{ort} , U_{ort} ve μ_{ort} sırasıyla soğutucu akışkanın ortalama yoğunluğunu, hızını ve dinamik viskozitesini temsil etmektedir. Soğutucu akışkana ait bu fiziksel özellikler hesaplanırken giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalama değeri temel alınmıştır.

Soğutucu akışkan tarafından sistemden çekilen ısı miktarı (q_c) şu şekilde verilmiştir:

$$q_{\zeta} = P - q_{kaçan} = m \times c_p \times (T_{\zeta} - T_g) \quad (3.3)$$

Burada P (P=I×V), DC güç kaynağında manuel olarak ayarlanan voltaj ve akım değerlerinin çarpımıdır. Test kısmının tabanındaki ısı akısı (q_{taban}'') ve mikrokanalların duvarlarındaki ısı akısı ($q_{du\ var}''$) aşağıda verilen bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır:

$$q_{taban}'' = \frac{q_{\zeta}}{A_{taban}} \quad (3.4)$$

$$A_{taban} = (W_{kanal} + W_{kanat}) \times N \times L_{kanal} \quad (3.5)$$

$$q_{du\ var}'' = \frac{q_{taban}'' \times (W_{kanal} + W_{kanat})}{W_{kanal} + (2 \times \eta \times H_{kanat})} \quad (3.6)$$

Burada W_{kanal} , W_{kanat} , H_{kanat} ve η sırasıyla kanal genişliği, kanat genişliği, kanat yüksekliği ve kanat verimliliğini temsil etmektedir. Burada verilen A_{taban} ise ısıtıcının kartuş ısıtıcılarından transfer edildiği test kısmının kesit taban alanıdır.

Dikdörtgen profile sahip ve yalıtılmış uçlu kanatlarda kanat verimliliği hesaplanırken Incropera ve DeWitt [28] tarafından verilen aşağıdaki ifade kullanılmıştır:

$$\eta = \frac{\tanh(m \times H_{kanat})}{m \times H_{kanat}} \quad (3.7)$$

Burada, m kanat parametresidir ve şu şekilde bulunur:

$$m = \sqrt{\frac{h_{ort} \times 2(L + W_{kanat})}{k_b \times (W_{kanat} \times L)}} \quad (3.8)$$

Burada L kanat uzunluğudur.

Deneysel ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$h_{ort, den} = \frac{q_{du\ var}''}{\Delta T} \quad (3.9)$$

$$\Delta T = T_{du\ var} - T_{ort} \quad (3.10)$$

Burada $T_{du\ var}$ ve T_{ort} sırasıyla, mikrokanal duvarlarının ve soğutucu akışkanın ortalama sıcaklıklarıdır. Duvar sıcaklığı ($T_{du\ var}$) farklı yerlerde konumlanan termokupların ortalama sıcaklıkları (T_{ter}) alınarak bulunmuştur. Burada bahsedilen duvar sıcaklığı ($T_{du\ var}$) aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$T_{du\ var} = T_{ter} - \frac{q_{taban}'' \times \delta_{ter}}{k_b} \quad (3. 11)$$

Burada δ_{ter} , termokupların bulundukları yerden mikrokanal tabanına olan mesafesini, k_b ise bakırın ısıl iletkenliğini göstermektedir.

DeneySEL ortalama Nusselt sayısı da aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

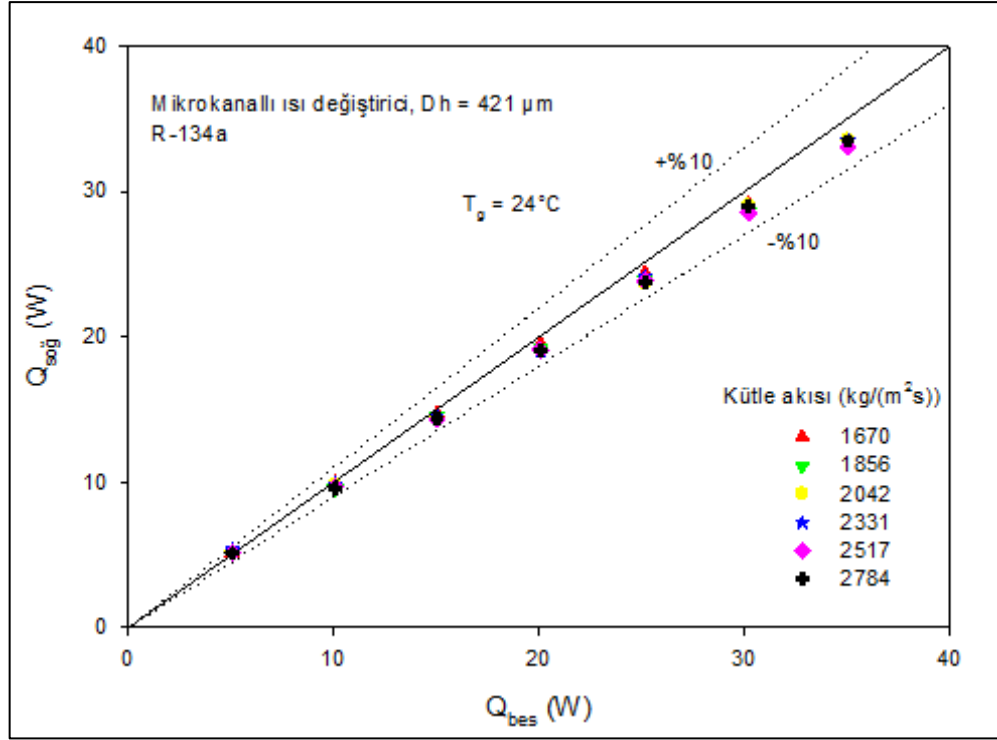
$$Nu_{ort,den} = \frac{h_{ort,den} \times D_h}{k_s} \quad (3. 12)$$

Burada k_s soğutucu akışkanın ısıl iletkenlik katsayısıdır.

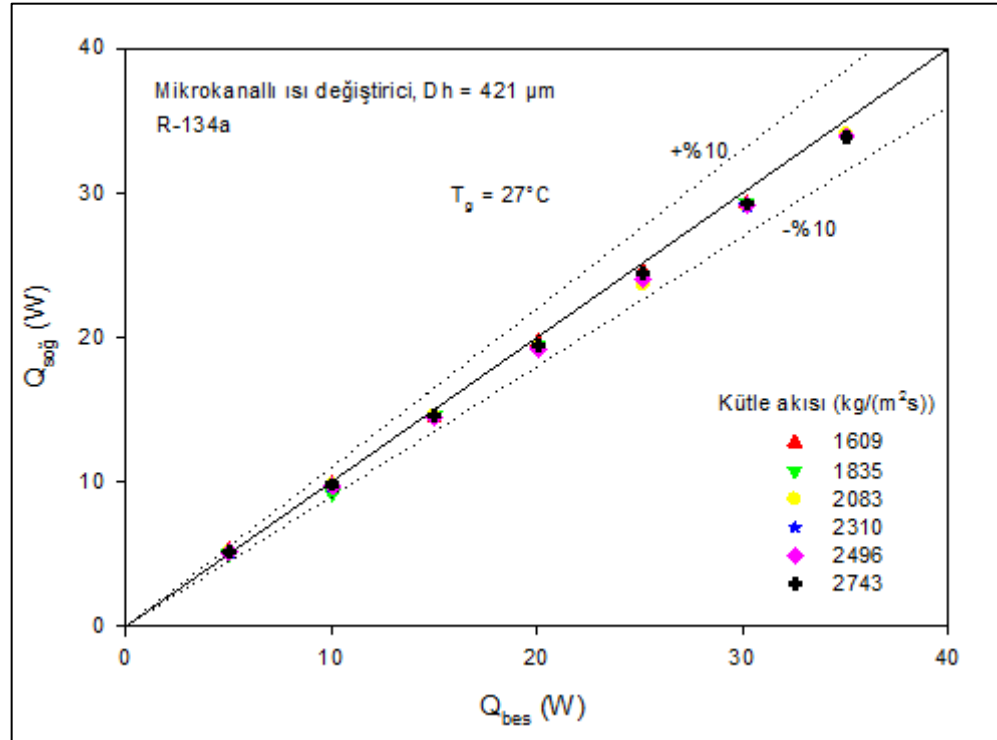
BÖLÜM 4

TARTIŞMA ve BULGULAR

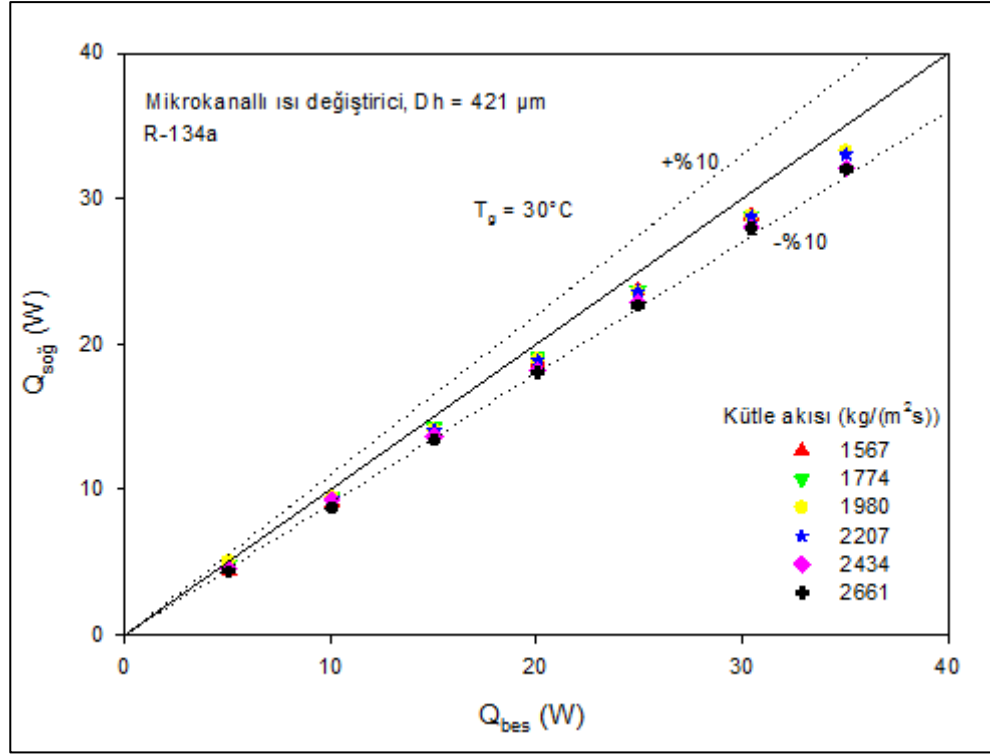
Dikdörtgen kesite sahip mikrokanallı ısı değıştiricisinde tek fazlı türbölanslı akışın ısı transfer özelliklerini araştırmaya başlamadan önce, test kısmının iyi yalıtılmış olduğundan emin olmamız gerekir. Bu nedenle ilk olarak test kısmından çevreye kaçan ısı miktarının ne kadar olduğu belirlenmelidir. Bunu belirleyebilmek adına farklı kütle akısı, ısı akısı ve giriş sıcaklığı değerleri için deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen sonuçlar kullanılarak test kısmının enerji analizi yapılmıştır. Test kısmına verilen ısı miktarı ile soğutucu blok tarafından soğurulan ısı miktarı arasındaki ilişki 4 farklı giriş sıcaklık değeri için Şekil 4. 1-Şekil 4. 4'te gösterilmiştir. Şekillerde de görüldüğü üzere, test bölümüne verilen ısı miktarı ($P = I \times V$) ile soğutucu blok tarafından soğurulan ısı ($q_c = \dot{m} c_p (T_o - T_i)$) miktarı arasındaki fark yapılan deneylerin çoğunda %10'dan azdır. Buradan, çevreye kaçan ısı miktarının yapılacak hesaplamalara çok fazla etki etmeyeceği yani ihmal edilebilir seviyede olduğu belirlenmiştir.



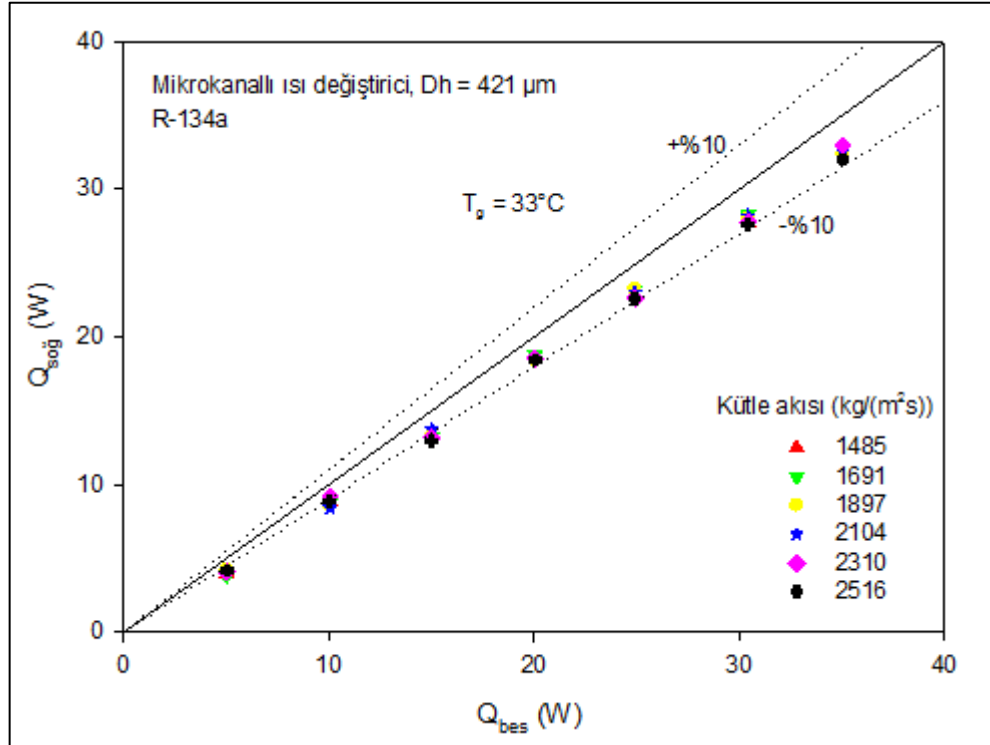
Şekil 4. 1 $24^\circ C$ 'de verilen ısı miktarı ile soğurulan ısı miktarı arasındaki enerji dengesi



Şekil 4. 2 $27^\circ C$ 'de verilen ısı miktarı ile soğurulan ısı miktarı arasındaki enerji dengesi

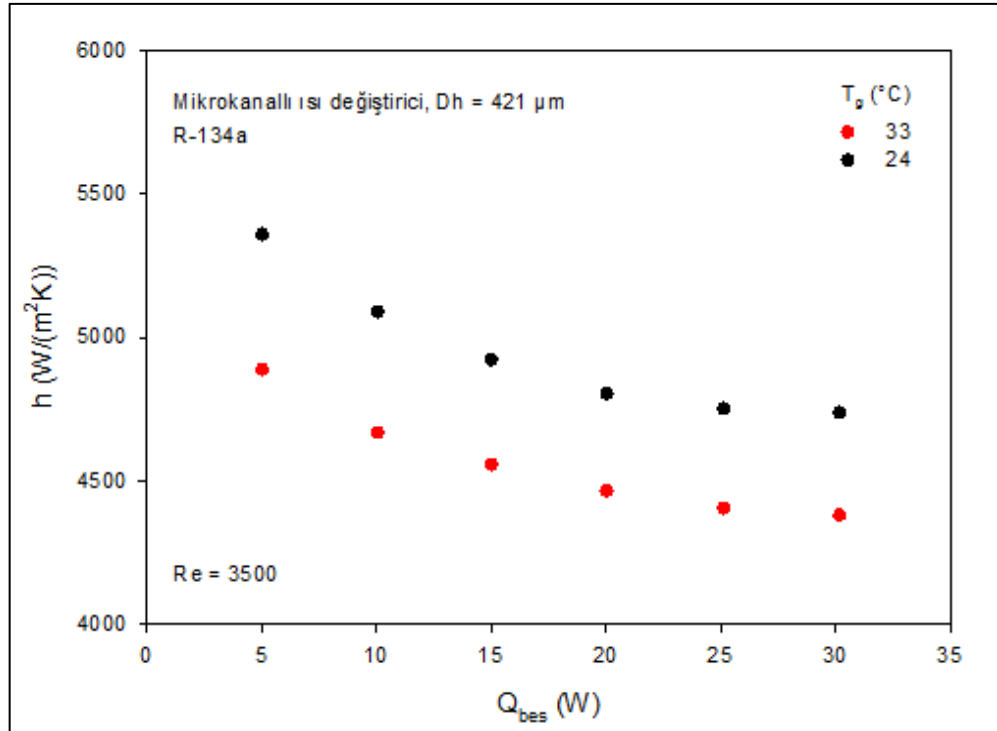


Şekil 4. 3 30°C 'de verilen ısı miktarı ile soğurulan ısı miktarı arasındaki enerji dengesi

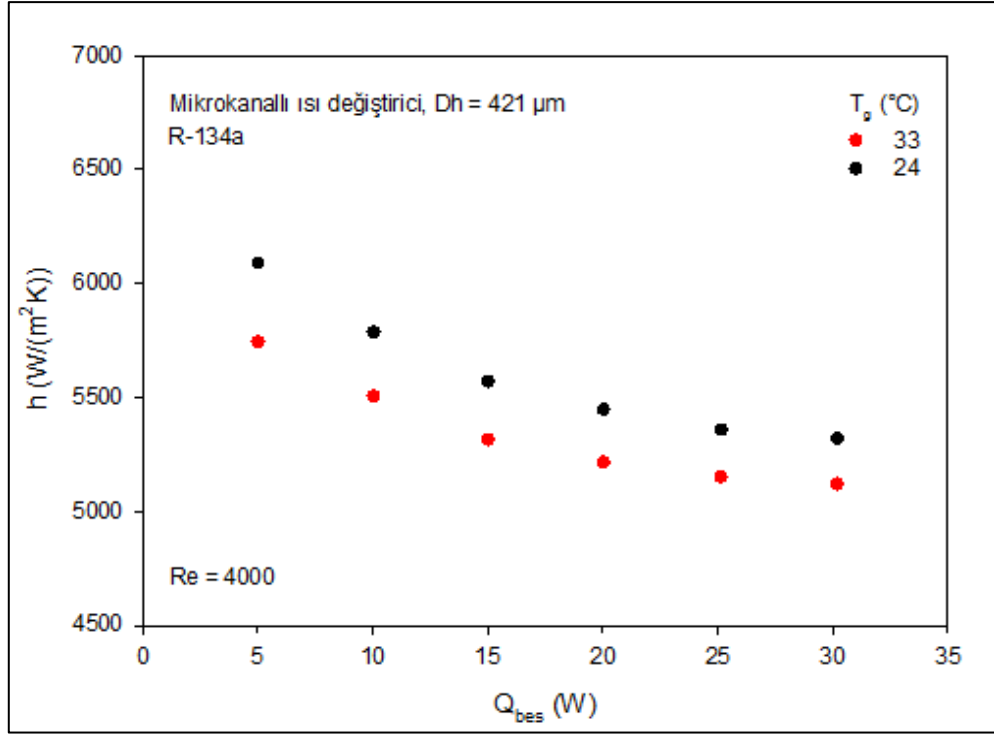


Şekil 4. 4 33°C 'de verilen ısı miktarı ile soğurulan ısı miktarı arasındaki enerji dengesi

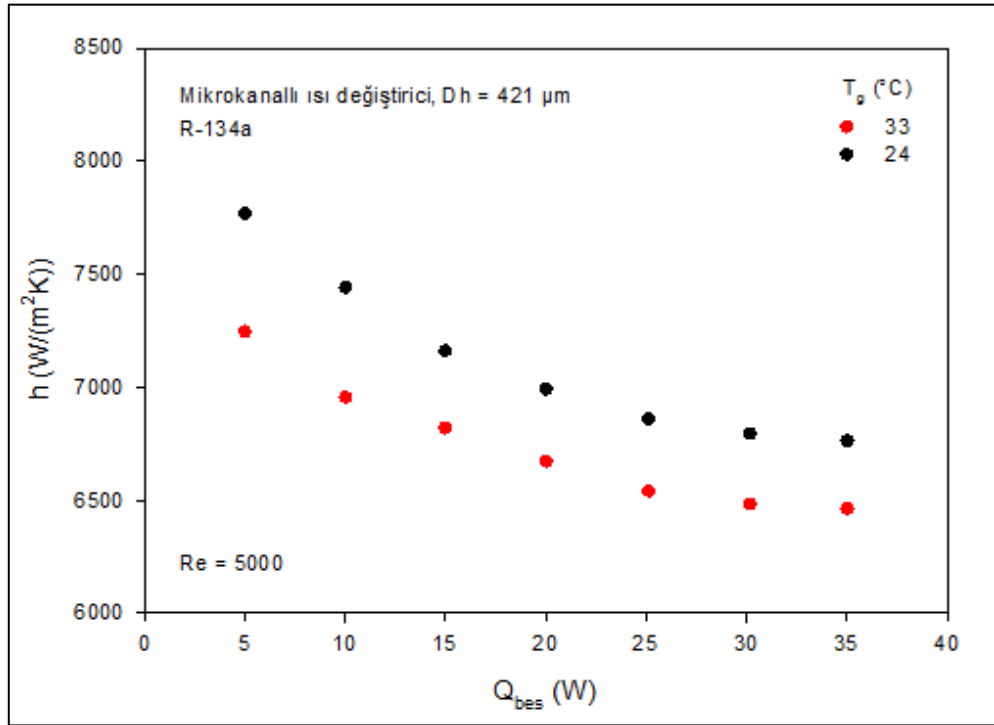
4 farklı Reynolds sayısında fiziksel özelliklerdeki değişime bağlı olarak, verilen ısı miktarı ve giriş sıcaklığının ısı transfer katsayısını nasıl etkilediği Şekil 4. 5-Şekil 4. 8'de gösterilmiştir. Deneysel sonuçlar, giriş sıcaklığının artması ile ısı transfer katsayısının azaldığını açıkça göstermektedir. Sabit bir Reynolds sayısında giriş sıcaklığı 24°C'den 33°C'ye çıkarıldığında, soğutucu akışkanın fiziksel özelliklerinin değişmesinden dolayı, ısı transfer katsayısının yaklaşık %7-8 oranında azaldığı belirlenmiştir. Ayrıca, test kısmına verilen ısı miktarı 5W'tan 35W'a yükseltildiğinde ısı transfer katsayısının yaklaşık %10 oranında azaldığı tespit edilmiştir.



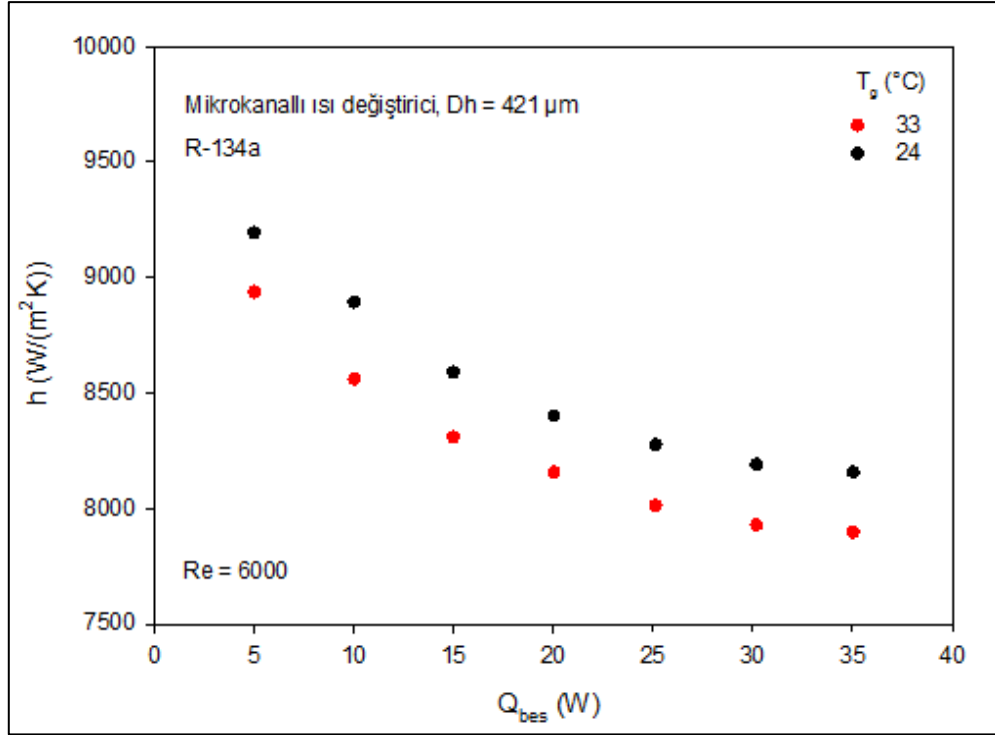
Şekil 4. 5 Re= 3500 için verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi



Şekil 4. 6 Re= 4000 için verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi

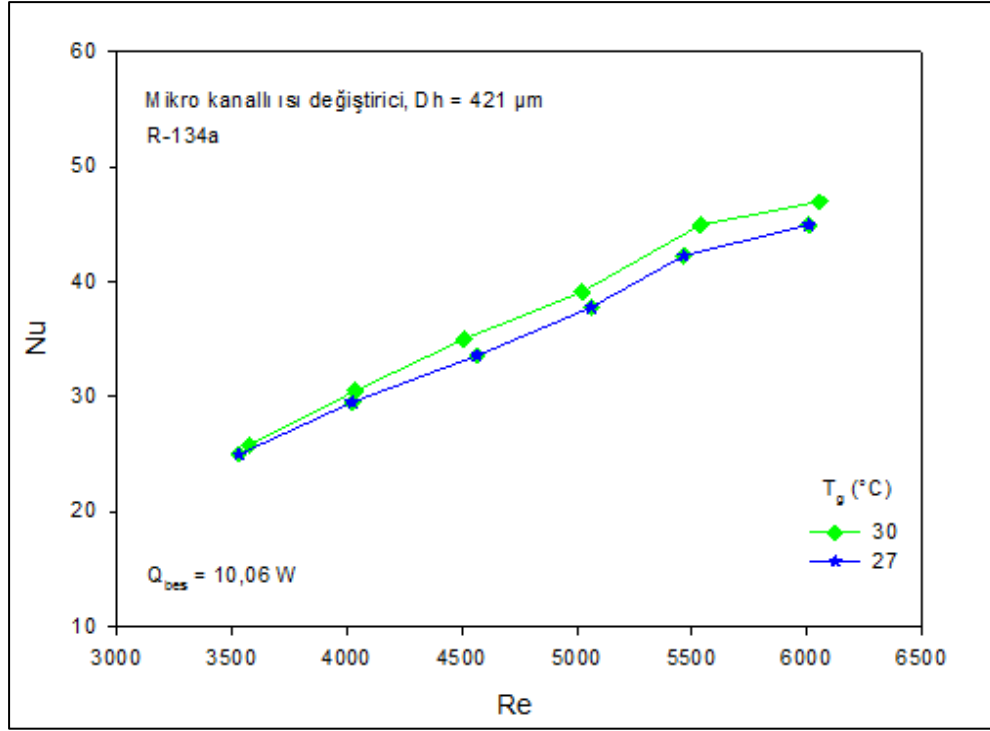


Şekil 4. 7 Re= 5000 için verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi

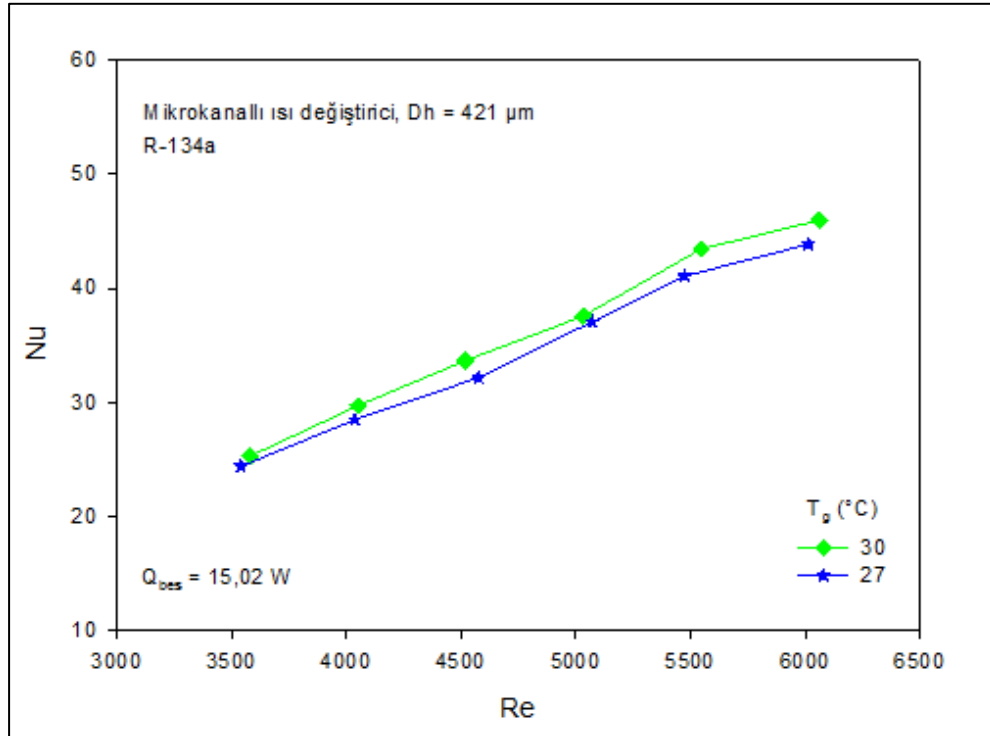


Şekil 4. 8 Re= 6000 için verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi

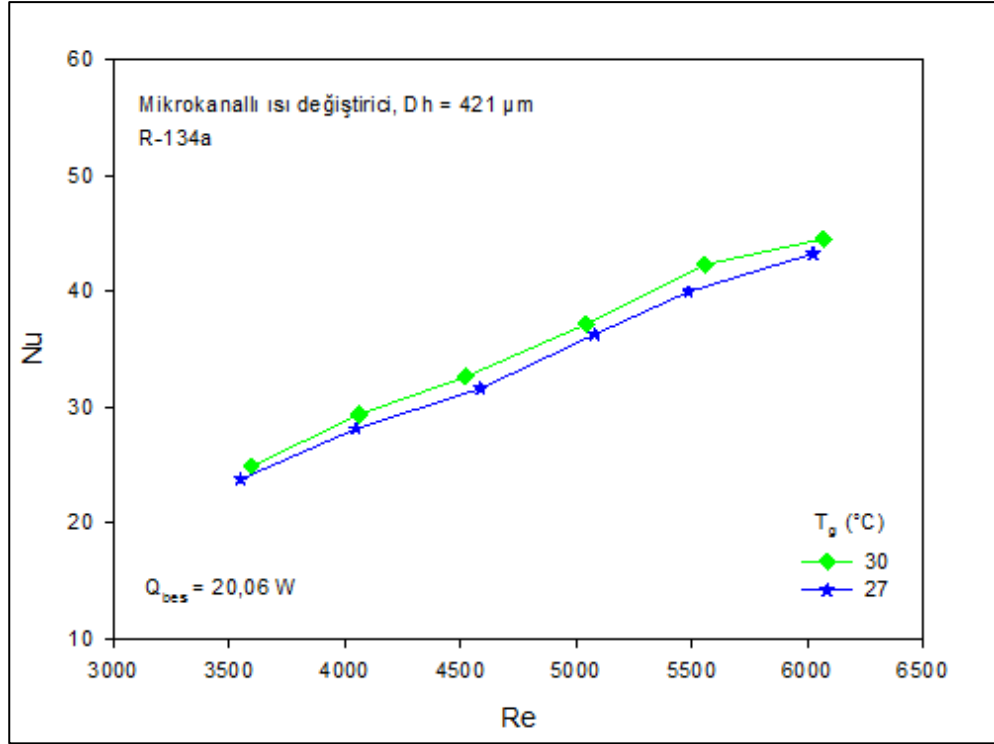
Giriş sıcaklığının 27°C ve 30°C olduğu durumlarda, test kısmına verilen 4 farklı ısı miktarı için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4. 9-Şekil 4. 12’da verilmiştir. Şekillerde de görüldüğü üzere, Nusselt sayısı Reynolds sayısının artması ile doğrusal olarak artmaktadır. Ayrıca elde edilen sonuçlar incelendiğinde, giriş sıcaklığının artması ile Nusselt sayısının arttığı tespit edilmiştir. Giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte konveksiyonlu ısı transfer katsayısının azaldığı Şekil 4. 5-Şekil 4. 8’de görülmüştür bu da dolayısıyla Nusselt sayısının azalması anlamına gelmektedir. Fakat diğer taraftan bakıldığında ise soğutucu akışkanın ısı iletkenliğinin, giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte azaldığı belirlenmiştir. Bu da bilindiği gibi Nusselt sayısının artması anlamına gelmektedir. Sonuç olarak bakıldığında soğutucu akışkanın ısı iletkenliğindeki değişimin Nusselt sayısı üzerinde daha etkin bir rol oynadığı ve Nusselt sayısının arttığı görülmüştür.



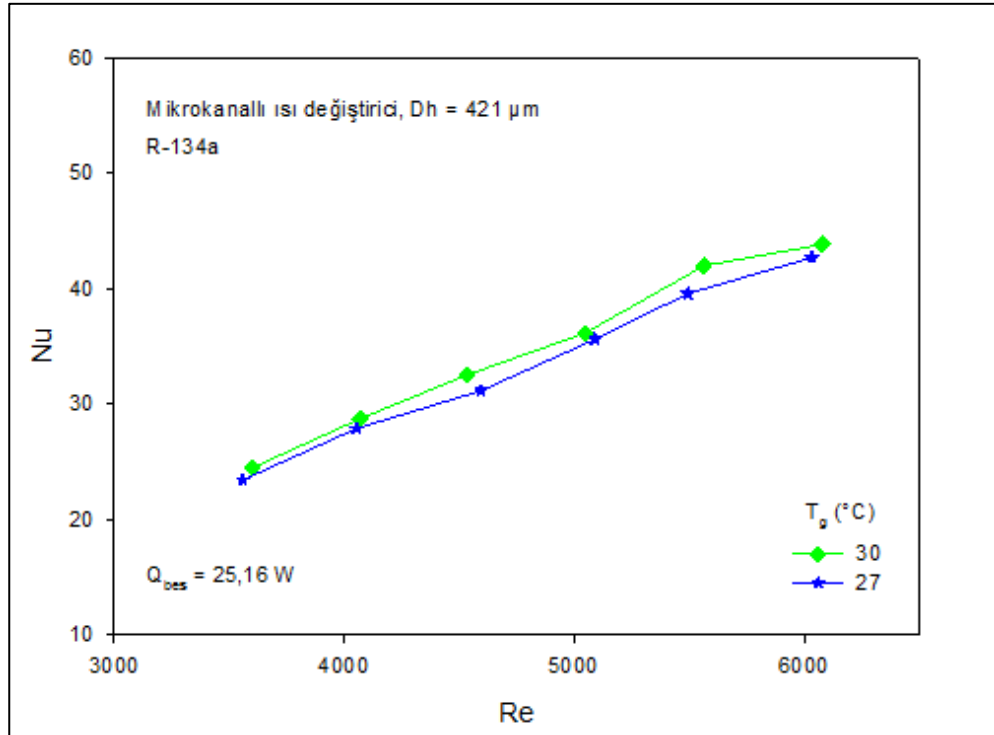
Şekil 4. 9 Test kısmına verilen ısı miktarı 10,06 W iken Nu-Re ilişkisi



Şekil 4. 10 Test kısmına verilen ısı miktarı 15,02 W iken Nu-Re ilişkisi

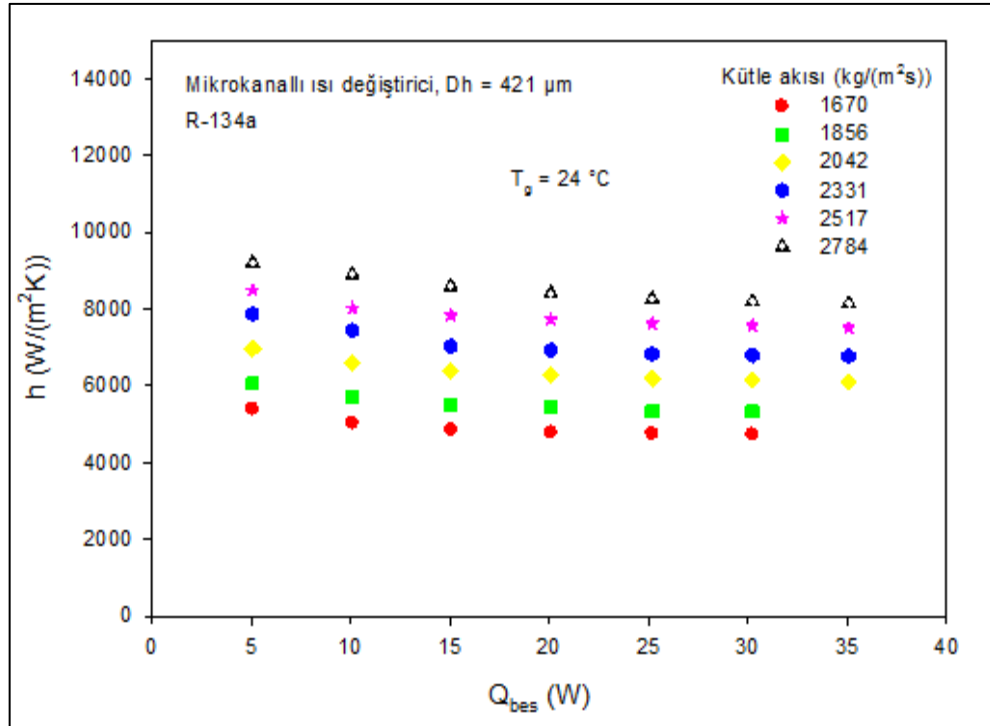


Şekil 4. 11 Test kısmına verilen ısı miktarı 20,06 W iken Nu-Re ilişkisi

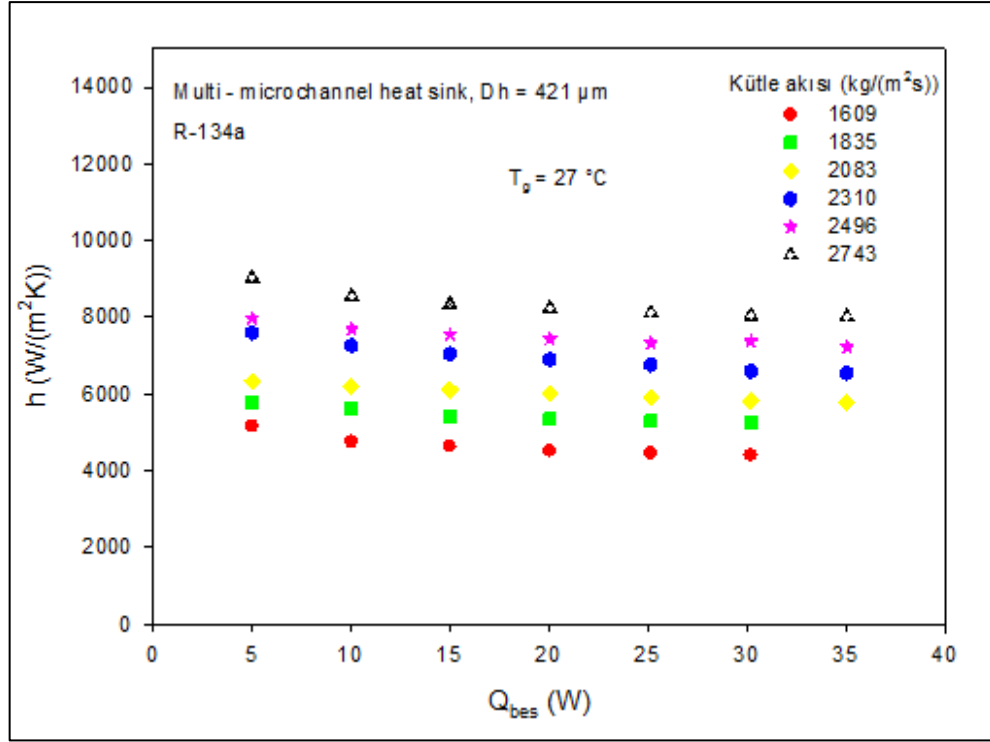


Şekil 4. 12 Test kısmına verilen ısı miktarı 25,16 W iken Nu-Re ilişkisi

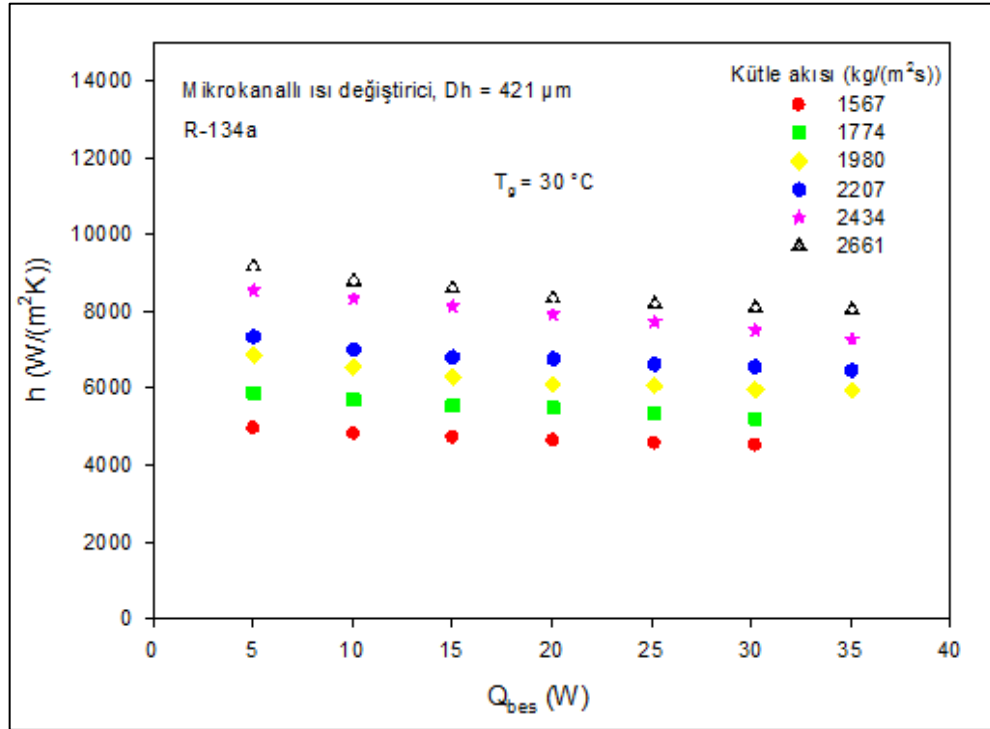
Giriş sıcaklığının 24°C, 27°C, 30°C ve 33°C olduğu ve test bölümüne verilen ısı miktarının 5,04 W ile 35,05 W arasında değiştiği koşullarda kütle akısının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi Şekil 4. 13-Şekil 4. 16'da gösterilmiştir. Şekillerde, ısı transfer katsayısının beklendiği gibi kütle akısının artmasıyla birlikte arttığı görülmektedir. Bu şu şekilde açıklanabilir; kütle akısının artmasıyla birlikte etkin Reynolds sayısı da artar. Etkin Reynolds sayısının artmasıyla sınır tabaka kalınlığı azalır. Daha küçük bir sınır tabaka kalınlığı da, daha büyük bir konveksiyon ısı transfer katsayısı anlamına gelir. Yani kütle akısının artması ısı transfer katsayısını artırır.



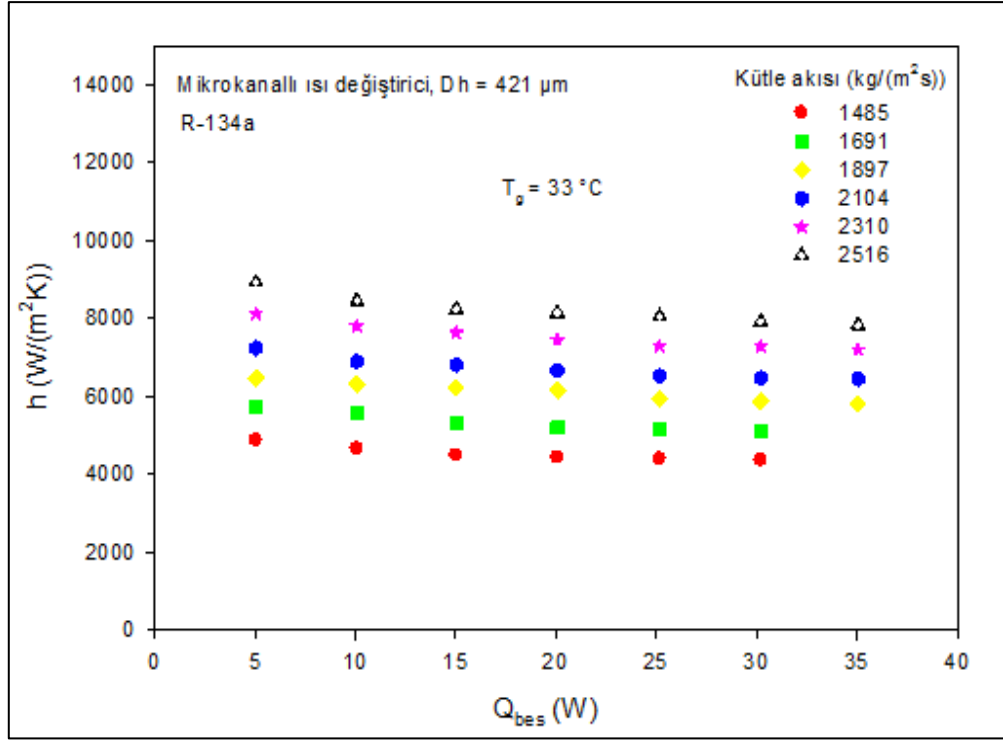
Şekil 4. 13 24°C’de sisteme verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi



Şekil 4. 14 27°C 'de sisteme verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi

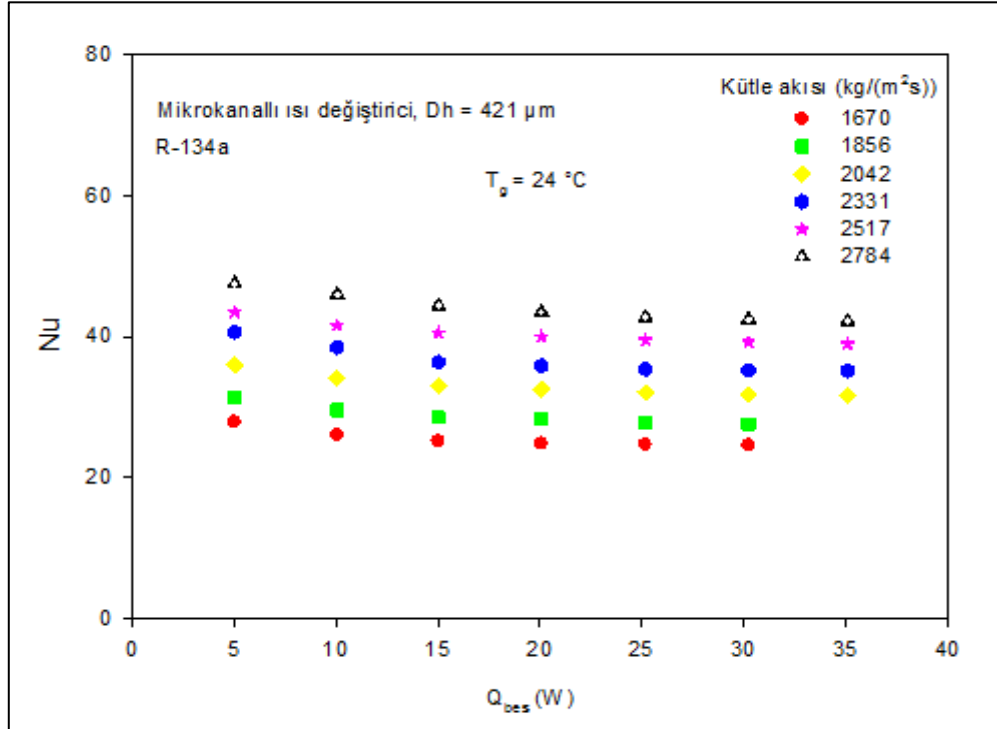


Şekil 4. 15 30°C 'de sisteme verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi

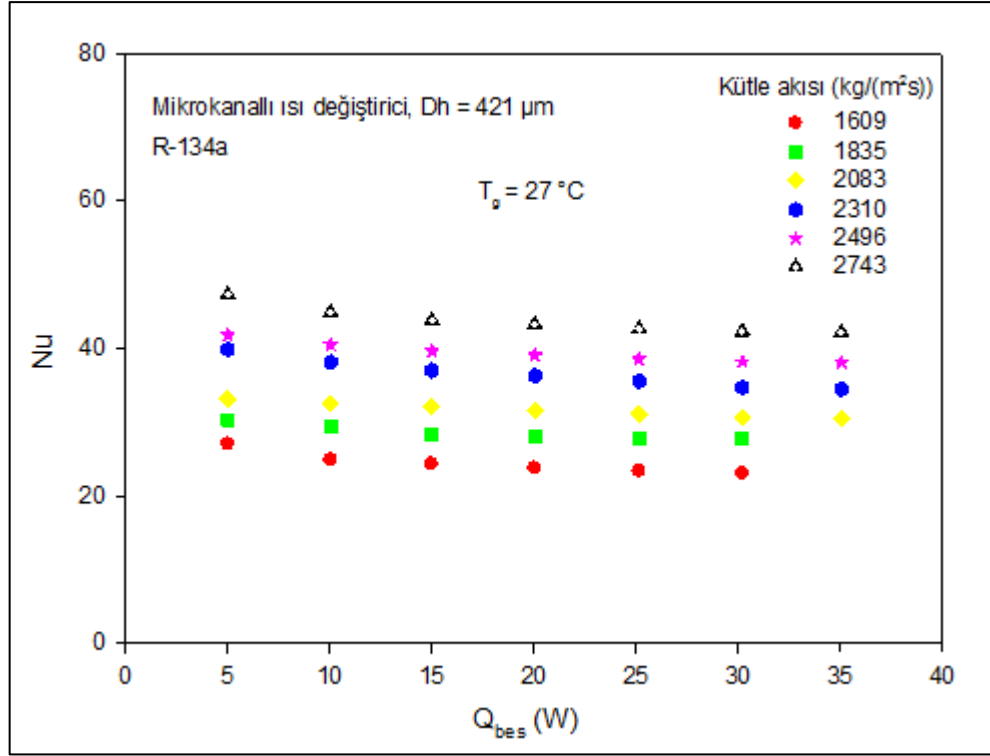


Şekil 4. 16 33°C’de sisteme verilen ısı miktarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi

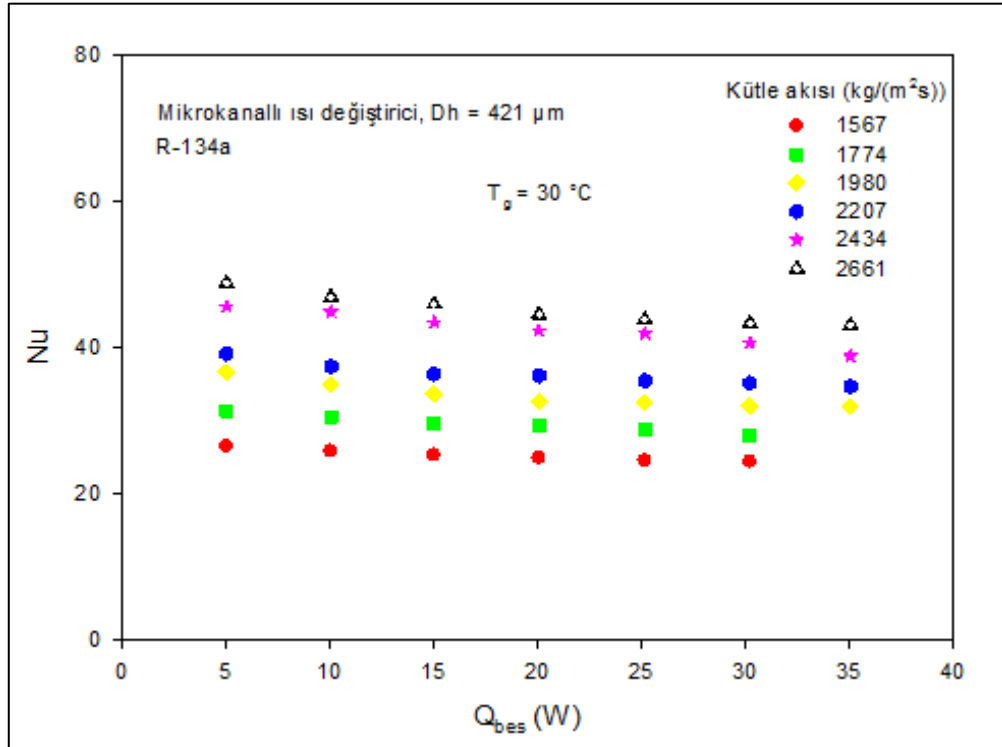
Farklı giriş sıcaklıkları ve kütle akılarında, test kısmına verilen ısı miktarı ile Nusselt sayısının değişimi Şekil 4. 17-Şekil 4. 20’de sunulmuştur. Şekillerdeki eğilimlere bakıldığında, Şekil 4. 13-Şekil 4. 16’daki eğilimlerle benzer oldukları görülmektedir.



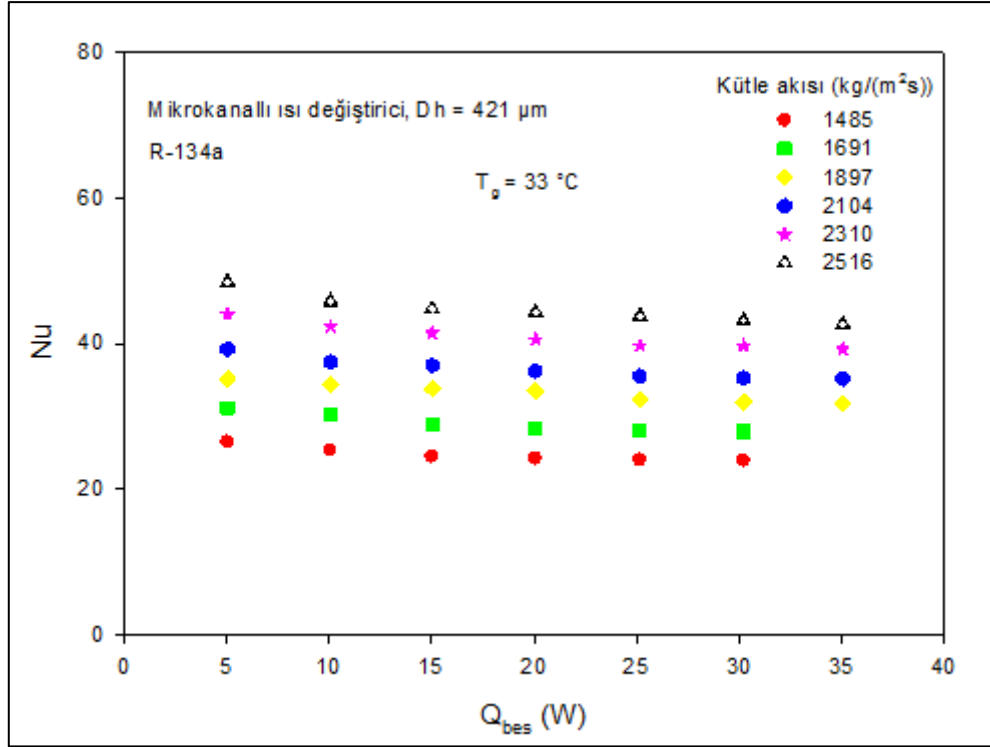
Şekil 4. 17 24°C’de sisteme verilen ısı miktarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi



Şekil 4. 18 27°C’de sisteme verilen ısı miktarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi

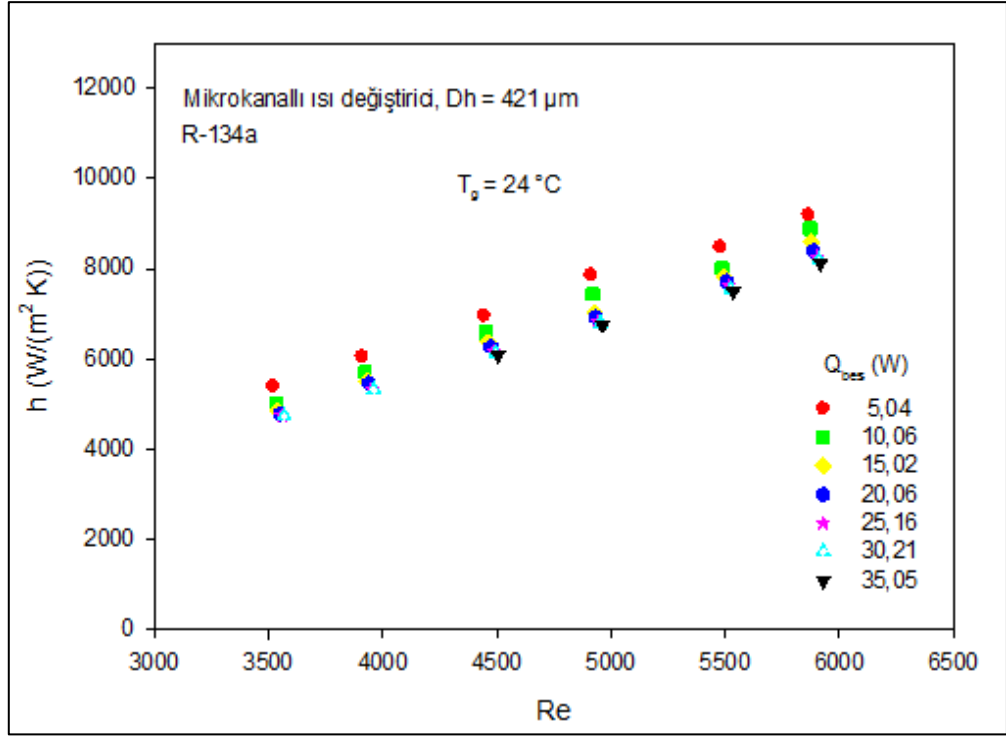


Şekil 4. 19 30°C’de sisteme verilen ısı miktarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi

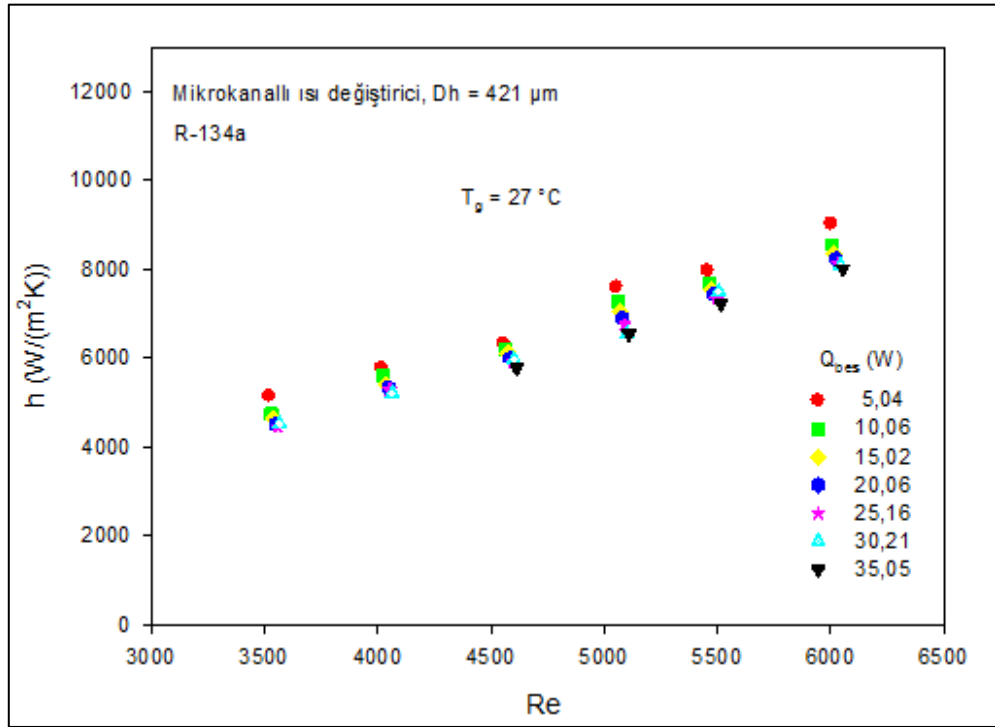


Şekil 4. 20 33°C’de sisteme verilen ısı miktarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi

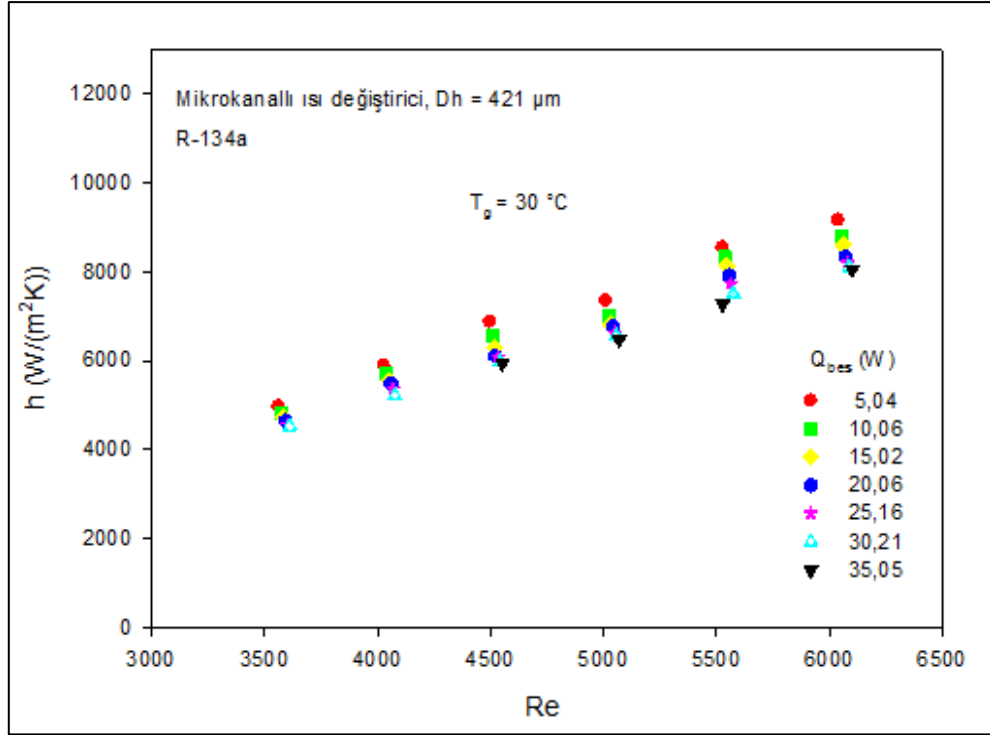
Şekil 4. 21-Şekil 4. 24 ‘de, giriş sıcaklığının 24°C ile 33°C arasında değiştiği 4 farklı durumda, test kısmına verilen yedi farklı ısı değeri için Reynold sayısı ile ısı transfer katsayısının değişimi gösterilmiştir. Görüldüğü gibi test bölümüne verilen ısı miktarı arttıkça ısı transfer katsayısında bir azalma meydana gelmektedir. Örneğin, herhangi bir Reynolds sayısında, verilen ısı miktarı 5 W’tan 35 W’a yükseltildiğinde, ısı transfer katsayısının %10’a varan bir değişim gösterdiği gözlemlenmiştir. Isı transfer katsayısının, Reynolds sayısının artmasıyla birlikte arttığı da rahatlıkla görülmektedir. Bunu şu şekilde açıklanabilir; Reynolds sayısının artışı ile birlikte, soğutucu içindeki türbülans yoğunluğu da artar. Bu artış beraberinde sıvı moleküllerinin birbirleriyle etkileşimlerini ve çarpışma sayılarını artırır. Bu da ısı transfer katsayısının artmasını sağlar.



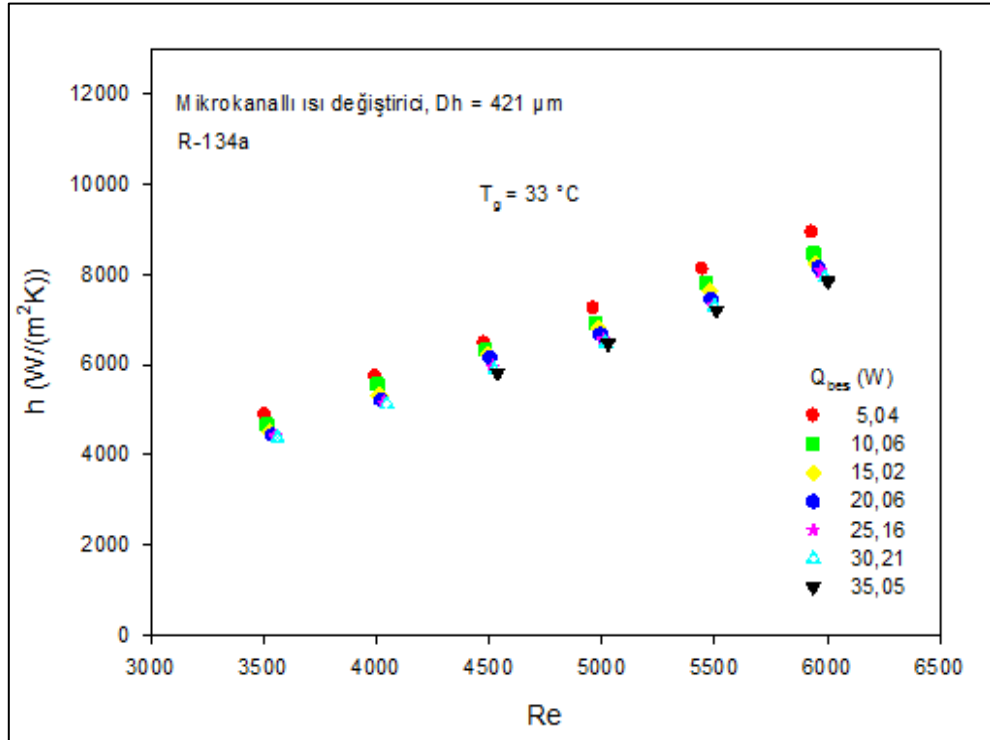
Şekil 4. 21 24°C 'de Reynold sayısı ile ısı transfer katsayısının değışimi



Şekil 4. 22 27°C 'de Reynold sayısı ile ısı transfer katsayısının değışimi

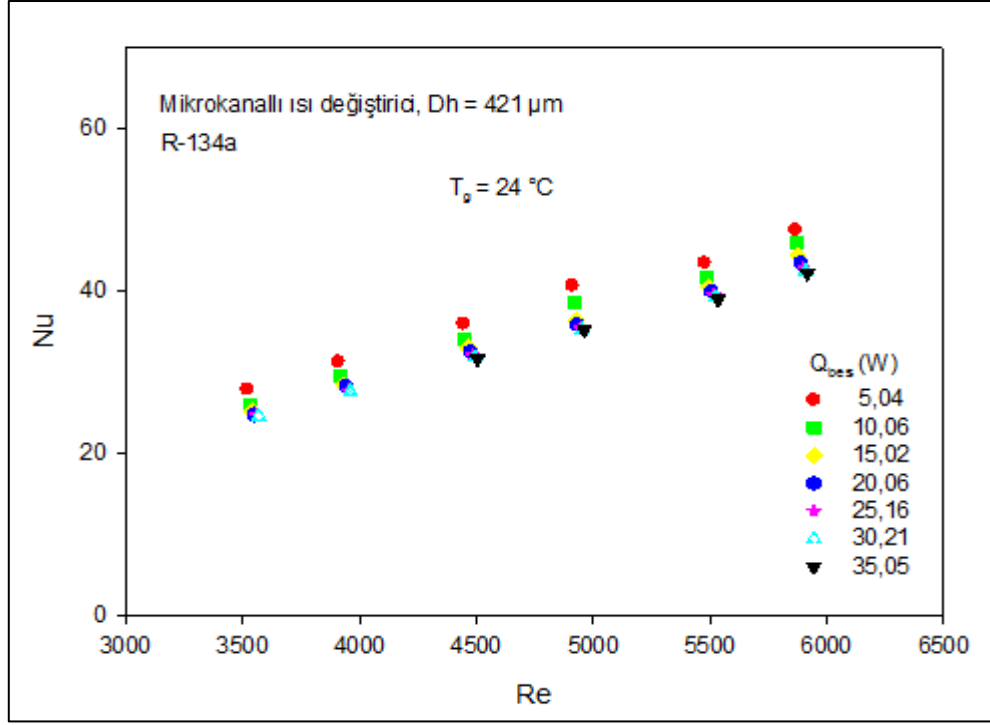


Şekil 4. 23 30°C’de Reynold sayısı ile ısı transfer katsayısının değışimi

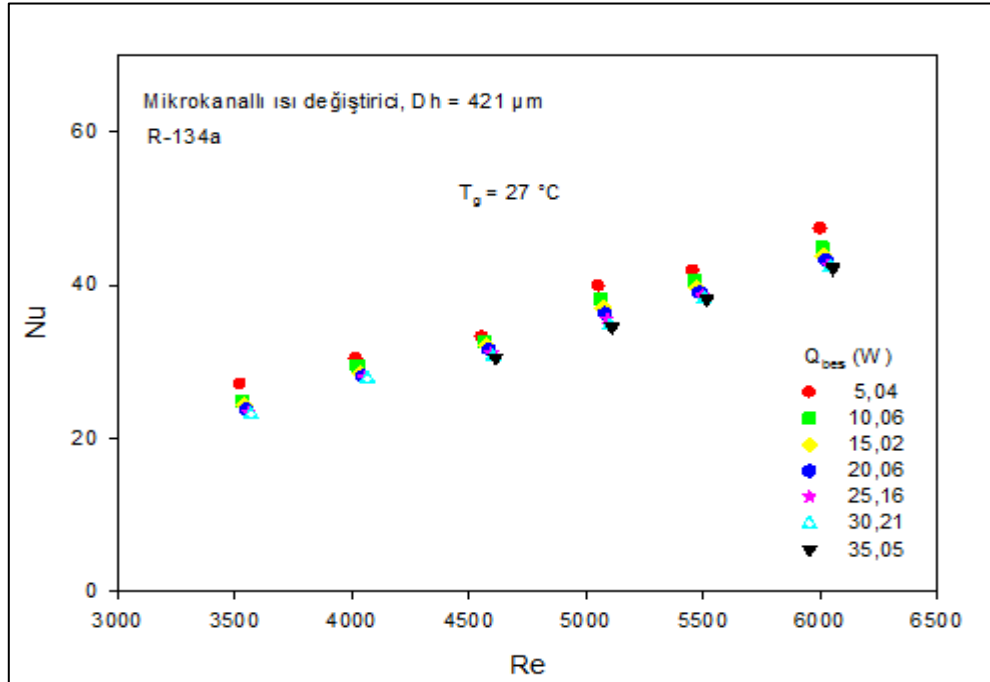


Şekil 4. 24 33°C’de Reynold sayısı ile ısı transfer katsayısının değışimi

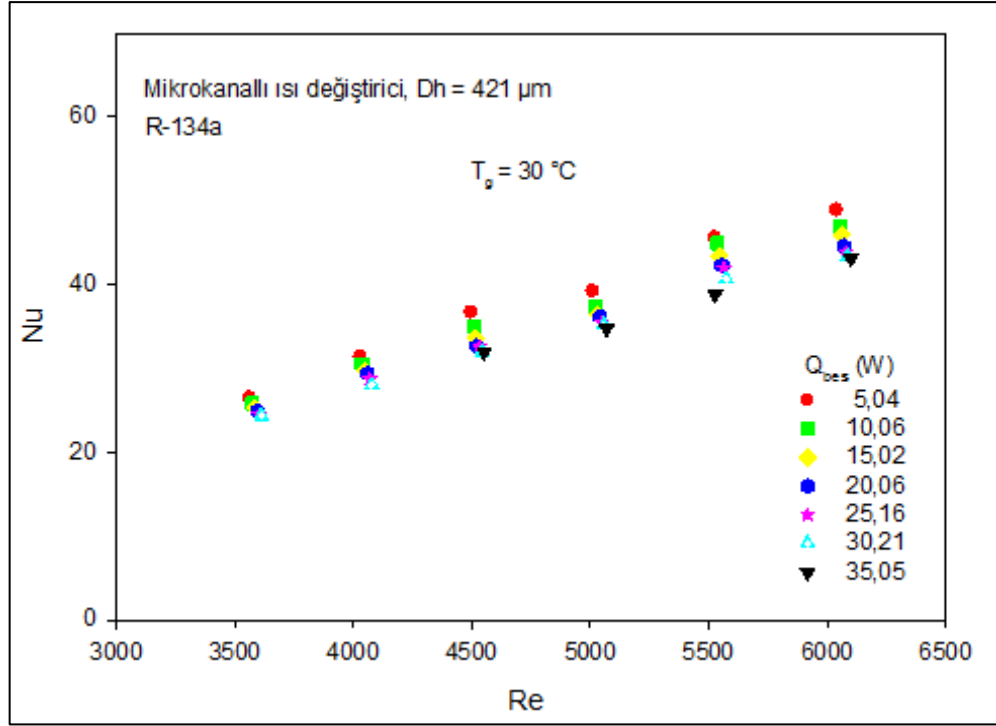
Verilen farklı ısı miktarları ve giriş sıcaklıkları için Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimi Şekil 4. 25-Şekil 4. 28’de verilmiştir. Buradaki şekillerin eğilimleri, Şekil 4. 21-Şekil 4. 24’teki eğilimlerle benzerdir. Sadece şekiller daha küçük ölçeklerde çizilmiştir.



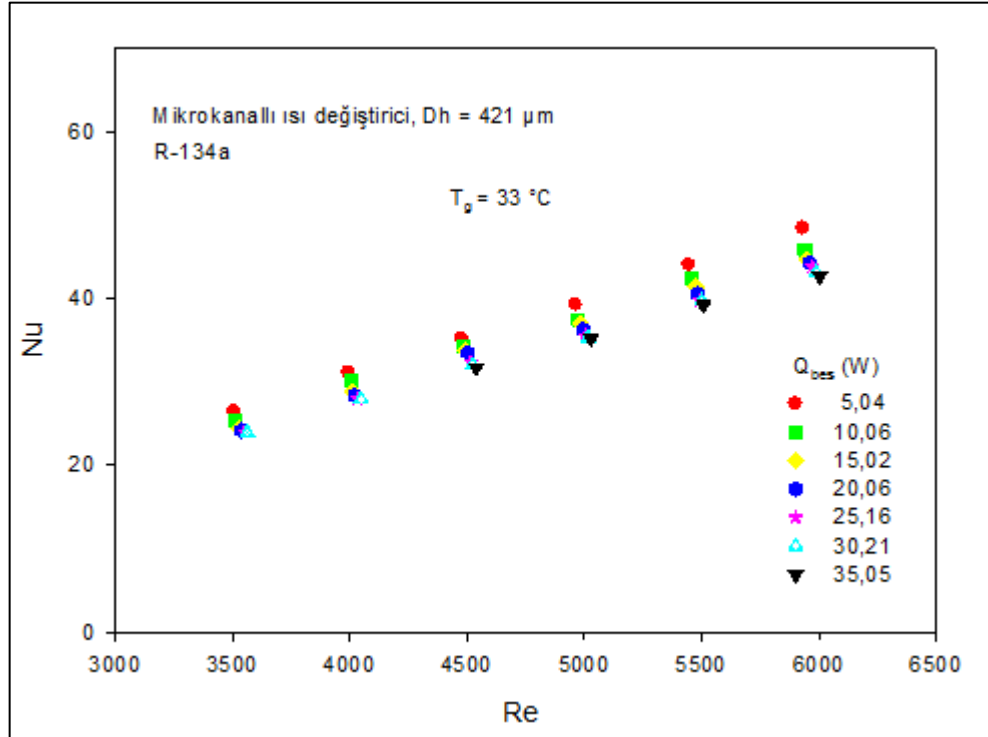
Şekil 4. 25 24°C’de Reynold sayısı ile Nusselt sayısının değişimi



Şekil 4. 26 27°C’de Reynold sayısı ile Nusselt sayısının değişimi



Şekil 4. 27 30°C’de Reynold sayısı ile Nusselt sayısının değışimi



Şekil 4. 28 33°C’de Reynold sayısı ile Nusselt sayısının değışimi

Çizelge 4. 1’te tek fazlı türbülanslı akışta Nusselt sayısını hesaplamak için kullanılan geleneksel bağıntıların bir kısmı listelenmiştir. Çizelge 4. 1’deki bu bağıntılar arasından dört bağıntı seçilerek, elde edilen deneysel ısı transfer katsayıları ile karşılaştırılmıştır.

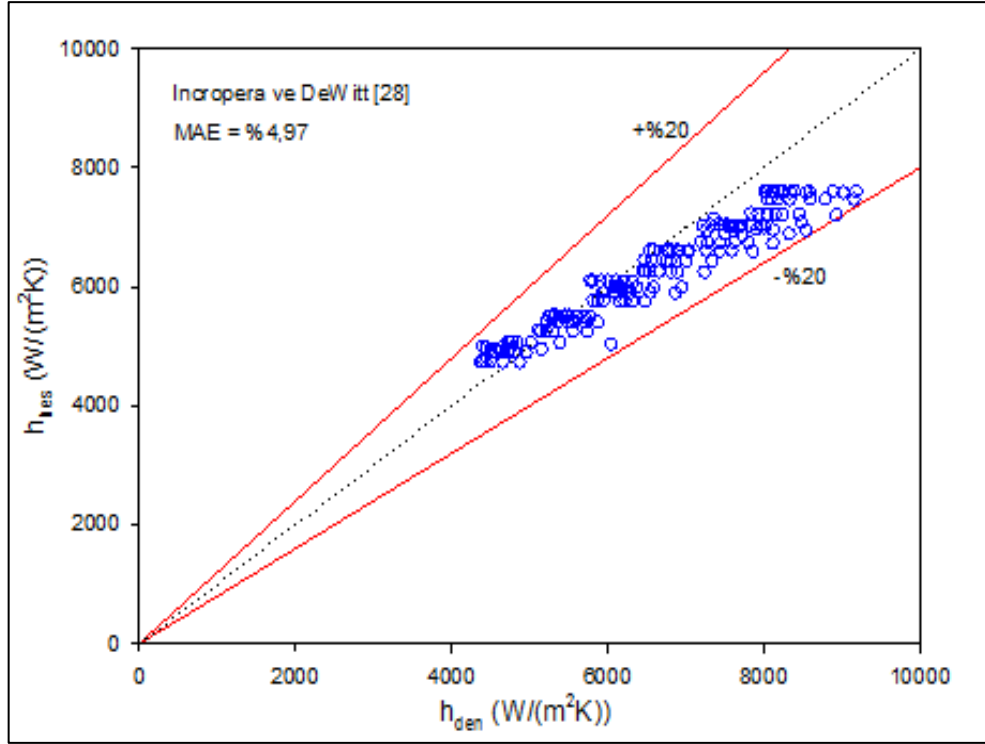
Çizelge 4. 1 Nusselt sayısını belirlemek için kullanılan bağıntılardan bazıları

Araştırmacı	Bağıntı
Peng vd. [3]	$Nu = 0,072 \cdot (D_h / W_m)^{1,15} \cdot [1 - 2,421 \cdot (Z - 0,5)^2] \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$ $z = \frac{\min(H, W)}{\max(H, W)}$
Adams vd. [4]	$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot ((Pr)^{2/3} - 1)} \quad 2300 \leq Re \leq 10^6$ $F_{faktör} = c \cdot Re \cdot (1 - ((D_h / D_o))^2) \quad 0,1 \leq Pr \leq 1000$ $f = (1,82 \cdot \log Re - 1,64)^{-2}, c = 7,6 \cdot 10^{-5}, D_o = 1,164 mm$
Incropera ve DeWitt [28]	$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad 0,7 \leq Pr \leq 160$ $2500 < Re < 1,24 \cdot 10^5$
Gnielinski [29]	$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot ((Pr)^{2/3} - 1)} \quad 0,5 \leq Pr \leq 2000$ $f = (0,79 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} \quad 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$
Sieder ve Tate [30]	$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad 0,7 \leq Pr \leq 17600$ $Re > 10000$
Philips [31]	$Nu = 0,012 \cdot [1 + (D_h / L)^{2/3}] \cdot (Re^{0,87} - 280) \cdot Pr^{0,4} \quad 1,5 \leq Pr \leq 500$
Kakac vd. [32]	$Nu = 0,116 \cdot [1 + (D_h / L)^{2/3}] \cdot (Re^{2/3} - 125) \cdot Pr^{1/3}$
Rosenhow vd. [33]	$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{K + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot ((Pr)^{2/3} - 1)} \quad 4000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ $K = 1,07 + \frac{900}{Re} - \frac{0,63}{(1 + 10 \cdot Pr)}$

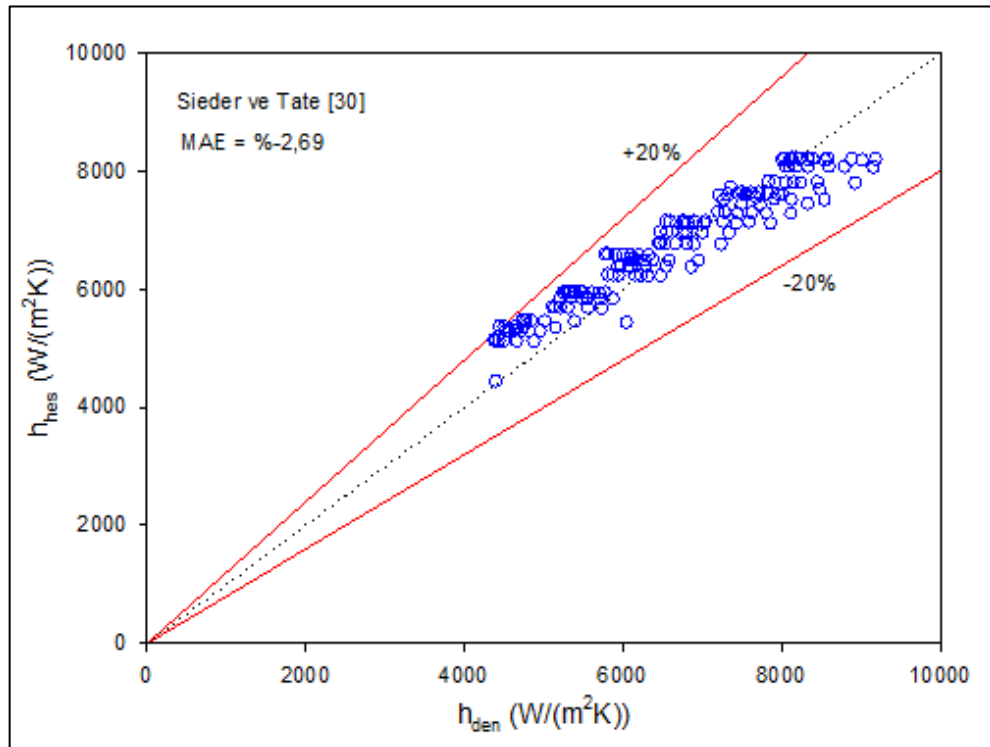
Çizelge 4. 1 Nusselt sayısını belirlemek için kullanılan bağıntılardan bazıları (devamı)

Wu ve Little [34]	$Nu = 0,00222 \cdot Re^{1.09} \cdot Pr^{0.4}$ $Re > 3000$
Choi vd. [35]	$Nu = 3,82 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1.96} \cdot Pr^{1/3}$ $2500 < Re < 20000$
Yu vd. [36]	$Nu = 0,007 \cdot Re^{1.2} \cdot Pr^{0.2}$ $6000 < Re < 20000$
Churchill ve Bernstein [37]	$Nu = Nu_o + \left(\frac{0,079 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot Re \cdot Pr}{(1 + Pr^{4/5})^{5/6}} \right)$ $2100 < Re < 10^6$ $f = (1,82 \cdot \log Re - 1,64)^{-2}$; $Nu_o = 6,3$ (Sabit ısı akısı için)

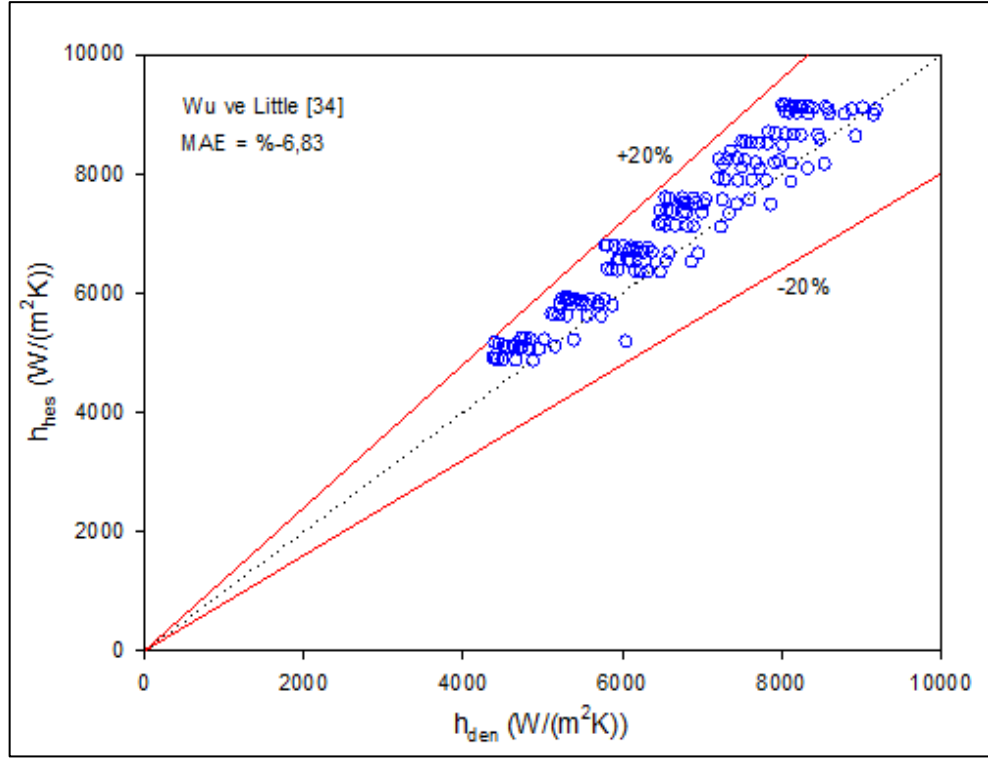
Şekil 4. 29-Şekil 4. 32, sırasıyla Incropera ve De Witt [28], Sieder ve Tate [30], Wu ve Little [34] ve Churchill ve Bernstein [37] bağıntıları kullanılarak tahmin edilen sonuçlar ile mevcut deneysel sonuçlar arasındaki ısı transfer katsayıları arasındaki karşılaştırmayı göstermektedir. Görüldüğü üzere, deneysel veriler ile dört bağıntı tarafından tahmin edilen değerler arasında çok iyi bir uyum vardır. Özellikle de Sieder ve Tate [30] tarafından önerilen bağıntı kullanılarak tahmin edilen sonuçlar ile deneysel veriler neredeyse aynıdır (mutlak hata yaklaşık %2,7). Çizelge 4. 2, deneysel sonuçlar ile Çizelge 4. 1'te listelenen tüm bağıntılar arasındaki karşılaştırmaların sonuçlarını vermektedir. Buradan mikrokanaallı ısı değiştiricilerinde, R-134a soğutucu akışkanının tek fazlı türbülanslı akışında, geleneksel bağıntılar kullanılarak Nusselt sayısının az bir hata oranı ile tahmin edilebileceği sonucuna ulaşılmıştır.



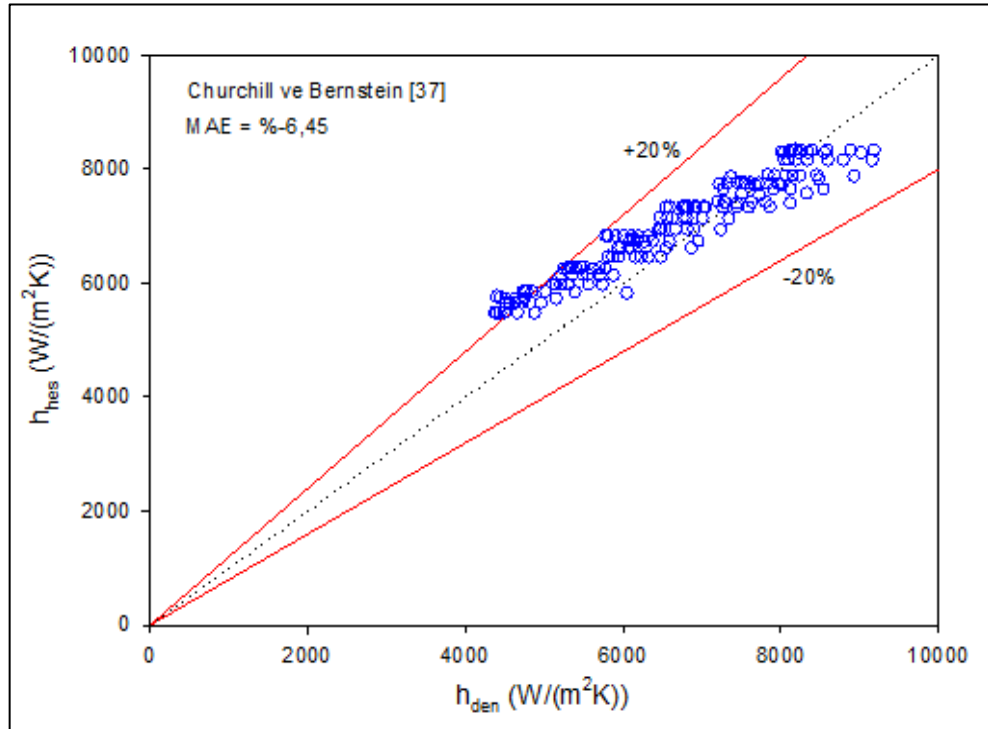
Şekil 4. 29 Incropera ve De Witt [28] tarafından önerilen bağıntı kullanılarak tahmin edilen ısı transfer katsayıları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması



Şekil 4. 30 Sieder ve Tate [30] tarafından önerilen bağıntı kullanılarak tahmin edilen ısı transfer katsayıları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması



Şekil 4. 31 Wu ve Little [34] tarafından önerilen bağıntı kullanılarak tahmin edilen ısı transfer katsayıları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması



Şekil 4. 32 Churchill ve Bernstein [37] tarafından önerilen bağıntı kullanılarak tahmin edilen ısı transfer katsayıları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması

Çizelge 4. 2 Mevcut bağıntılar kullanılarak bulunan sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki ortalama sapmalar

Araştırmacı	Sapmalar (%)
Peng vd. [3]	25,79
Adams vd. [4]	-11,11
Incropera ve DeWitt [28]	4,97
Gnielinski [29]	15,88
Sieder ve Tate [30]	-2,69
Philips [31]	23,75
Kakac vd. [32]	18,22
Rosenhov vd.[33]	-66,72
Wu ve Little [34]	-6,83
Choi vd.[35]	-107,43
Yu vd. [36]	33,86
Churchill ve Bernstein [37]	-6,45

SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu deneysel çalışma, hidrolik çapı 421 μm olan dikdörtgen kesite sahip bir mikrokanal ısı değiştiricisindeki tek fazlı türbülanslı akışın ısı transfer özelliklerini araştırmayı amaçlamaktadır. Burada giriş sıcaklığı, Reynolds sayısı, kütle akısı ve sisteme verilen ısı miktarı gibi ilgili parametrelerin ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu çalışma, giriş sıcaklığının 24-33°C, kütle akısının 1485-2784 $\text{kg/m}^2\text{s}$, Reynolds sayısının 3500-6000 ve duvar ısı akısının 3-24 kW/m^2 arasında değiştiği koşullarda yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar analiz edildiğinde, test kısmına verilen ısı miktarının ve giriş sıcaklığının artırılması ile soğutucu akışkanın ısı transfer katsayısının azaldığı görülmüştür. Ayrıca, literatürdeki mevcut 4 geleneksel bağıntıyla elde edilen ısı transfer katsayıları ile deneysel ısı transfer katsayıları karşılaştırılmıştır. Sieder ve Tate [30] bağıntısı kullanılarak elde edilen değerlerin deneysel sonuçlarla (ortalama mutlak fark yaklaşık %2,7) mükemmel bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Bu veriler R-134a soğutucu akışkanının mikrokanal ısı değiştiricilerindeki tek fazlı türbülanslı akışında, geleneksel bağıntıların ısı transfer katsayısını tahmin etmek için kullanılabileceğini doğrulamaktadır.

Mikrokanallarda akış hareketleri ve ısı geçişinin tam olarak anlaşılabilmesi için, faydalı ve bilgilendirici çok daha fazla bilgiye ihtiyaç duyulduğu aşikârdır. Elektronik cihazlar hayatımızda çok önemli bir yere sahiptir. İlerleyen yıllarda gelişen teknoloji ile birlikte elektronik cihazların daha da fazla kullanılacağı göz önüne alındığında bu cihazların etkili bir şekilde soğutulması çok önemlidir. Bu yüzden de mikrokanaallar üzerine yapılacak olan çalışmaların artacağına şüphe yoktur.

Aynı şekilde günümüzde yeni yeni kullanılmaya başlayan nano parçacık içeren akışkanlar kullanılarak mikrokanal ısı değiştiricilerinde benzer bir çalışma yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Wu, P. ve Little, W.A., (1984). "Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for micro miniature refrigerators", *Cryogenics*, 24:415–420.
- [2] Wang, B.X. ve Peng, X.F., (1994). "Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37:73–82.
- [3] Peng, X.F. ve Peterson, G.P., (1996). "Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39:2599–2608.
- [4] Adams, T.M., Abdel-Khalik, S.I., Jeter, S.M. ve Qureshi, Z.H., (1998). "An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41:851–857.
- [5] Adams, T.M., Dowling, M.F., Abdel-Khalik, S.I. ve Jeter, S.M., (1999). "Applicability of traditional turbulent single-phase forced convection correlations to non-circular microchannels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42:4411–4415.
- [6] Harms, T.M., Kazmierczak, M.J. ve Gerner, F.M., (1999). "Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 20:149–157.
- [7] Agostini, B., Watel, B., Bontemps A. ve Thonon, B., (2002). "Friction factor and heat transfer coefficient of R134a liquid flow in mini-channels", *Applied Thermal Engineering*, 22:1821–1834.
- [8] Owhaib, W. ve Palm, B., (2004). "Experimental investigation of single phase convective heat transfer in circular microchannels", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28:105-110.
- [9] Lee, P.S., Garimella, S.V. ve Liu, D., (2005). "Investigation of heat transfer in rectangular microchannels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48:1688–1704.
- [10] Caney, N., Marty, P. ve Bigot, J., (2007). "Friction losses and heat transfer of single-phase flow in a mini-channel", *Applied Thermal Engineering*, 27:1715–1721.

- [11] Celata, G.P., Cumo, M., Marconi, V., McPhail, S.J. ve Zummo, G., (2006). "Microtube liquid single-phase heat transfer in laminar flow", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49:3538–3546.
- [12] Celata, G.P., Cumo, M., McPhail, S.J. ve Zummo, G., (2007). "Single-phase laminar and turbulent heat transfer in smooth and rough microtubes", *Microfluid Nanofluid*, 3:697–707.
- [13] Qi, S.L., Zhang, P., Wang, R.Z. ve Xu, L.X., (2007). "Single-phase pressure drop and heat transfer characteristics of turbulent liquid nitrogen flow in micro-tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50:1993–2001.
- [14] Dai, B., Li, M., Dang C. ve Ma, Y., (2014). "Investigation on convective heat transfer characteristics of single phase liquid flow in multi-port micro-channel tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 70:114–118.
- [15] Zhang, J., Diao, Y.H., Zhao, Y.H. ve Zhang, Y.N., (2014). "An experimental study of the characteristics of fluid flow and heat transfer in the multiport microchannel flat tube", *Applied Thermal Engineering*, 65:209–218.
- [16] Kim, B., (2016). "An experimental study on fully developed laminar flow and heat transfer in rectangular microchannels", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 62:224–232.
- [17] Duangthongsuk, W., Dalkilic, A.S. ve Wongwises, S., (2012). "Convective heat transfer of Al₂O₃-water nanofluids in a microchannel heat sink", *Current Nanoscience*, 8:317–322.
- [18] Nitiapiruk, P., Mahian, O., Dalkilic, A.S. ve Wongwises, S., (2013). "Performance characteristics of a microchannel heat sink using TiO₂/water nanofluid and different thermophysical model", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 47:98–104.
- [19] Keepaiboon, C., Thiangtham, P., Mahian, O., Dalkılıç, A.S. ve Wongwises, S., (2016). "Pressure drop characteristics of R134a during flow boiling in a single rectangular micro-channel", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 71:245–253.
- [20] Thiangtham, P., Keepaiboon, C., Kiatpachai, P., Asirvatham, L.G., Mahian, O., Dalkilic, A.S. ve Wongwises, S., (2016). "An experimental study on two-phase flow patterns and heat transfer characteristics during boiling of R134a flowing through a multi-microchannel heat sink", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 98:390–400.
- [21] Srisomba, R., Asirvatham, L.G., Mahian, O., Dalkılıç, A.S., Awad, M.M. ve Wongwises, S., (2017). "Air-side performance of a micro-channel heat exchanger in wet surface conditions", *Thermal Science*, 21:375–385.
- [22] Awad, M.M., Dalkilic, A.S. ve Wongwises, S., (2014). "A Critical Review on Condensation Heat Transfer in Microchannels and Minichannels", *ASME Journal of Nanotechnology in Engineering and Medicine*, 5:1-25.
- [23] Canay, A., (2007). Mikro Kanallarda Isı transferi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- [24] Thiangtham, P., Keepaiboon, C., Kiatpachai, P., Asirvatham, L.G., Mahian, O., Dalkilic, A.S. ve Wongwises, S., (2016). "An experimental study on two-phase

- flow patterns and heat transfer characteristics during boiling of R134a flowing through a multi-microchannel heat sink”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 98:390–400.
- [25] Kaew-On, J. ve Wongwises, S., (2009). “Experimental investigation of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of R-410A in a multiport mini-channel”, *International Journal of Refrigeration*, 32:124–137.
 - [26] Kaew-On, J., Sakamatapan K. ve Wongwises, S., (2011). “Flow boiling heat transfer of R134a in the multiport mini-channel heat exchangers”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35:364–374.
 - [27] Thiangtham, P., Keepaiboon, C., Kiatpachai, P. ve Wongwises, S., (2016). “An experimental study on two-phase flow patterns and heat transfer characteristics during boiling of R134a flowing through a multi-microchannel heat sink”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 98:390–400.
 - [28] Incopera, F.P. ve Dewitt, D.P., (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth Edition, John Wiley and Sons, New York.
 - [29] Gnielinski, V., (1976). “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow”, *International Journal of Chemical Engineering*, 16:359–368.
 - [30] Sieder, E.N. ve Tate, G.E., (1936). “Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes”, *Industrial and Engineering Chemistry*, 28:1429–1435.
 - [31] Philips, R.J., (1987). *Microchannel heat sinks*, Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, USA.
 - [32] Kakac, S., Shah, R.K. ve Aung, W., (1987). *Handbook of single-phase convective heat transfer*, First Edition, John Wiley and Sons, New York.
 - [33] Rosenhow, W.M., Hartnett, J.P. ve Cho, Y.I., (1998). *Handbook of heat transfer*, Third Edition, McGraw Hill, New York.
 - [34] Wu, P., Little, W.A., (1983). “Measurement of friction factors for the flow of gases in very fine channels used for microminiature refrigerators”, *Cryogenics*, 24:273–277.
 - [35] Choi, S.B., Barron, R.F. ve Warrington, R.O., (1991). “Fluid flow and heat transfer in microtubes”, *ASME DSC*, 32:123–134.
 - [36] Yu, D., Warrington, R., Barron, R. ve Ameel, T., (1995). “An experimental and theoretical investigation of fluid flow and heat transfer in microtubes”, *Proceedings of the ASME 9th ICNMM 2011*, 19-22 June 2011, Canada.
 - [37] Churchill, S.W. ve Bernstein, M., (1977). “A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow”, *ASME Journal of Heat Transfer*, 99:300–306.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Semih YILMAZ
Doğum Tarihi ve Yeri :01.08.1991/Kırklareli
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :semihyilmaz.1424@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2014
Lise	Sayısal	Tekirdağ Anadolu Lisesi	2009

YAYINLARI

Bildiri

1. Dalkilic, A.S., Yılmaz, S., Sakamatapan, K., Wongwises, S., (2017). “SINGLE-Phase Turbulent Flow of R-134a in A Multiport Microchannel Heat Sink”, International Conference on Energy and Thermal Engineering ICTE’17, 25 – 28 April 2017, İstanbul, Türkiye