

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MİNİ KANALLI GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİDE
NANOAKIŞKAN KULLANIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Mehmet Senan YILMAZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

HAZİRAN 2023

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MİNİ KANALLI GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİDE
NANOAKIŞKAN KULLANIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Mehmet Senan YILMAZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr.Öğr.Üyesi Hasan KÜÇÜK

Ortak Danışman: Doç. Dr. Murat ÜNVERDİ

HAZİRAN 2023

Mehmet Senan YILMAZ tarafından hazırlanan “Mini Kanallı Gövde Borulu Isı Değiştiricide Nanoakışkan Kullanımının Deneysel İncelenmesi” adlı tez çalışması 09.06.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/~~oy okluğu~~ ile Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Jüri Başkanı : Unvan Adı SOYADI
Sakarya Üniversitesi

Prof. Dr. İmdat TAYMAZ

Jüri yesi : Unvan Adı SOYADI (Danışman)
Sakarya Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Hasan KÜÇÜK

Jüri yesi : Unvan Adı SOYADI
Sakarya Üniversitesi

Prof. Dr. Hüseyin PEHLİVAN

Jüri yesi : Unvan Adı SOYADI
Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Prof. Dr. Adnan TOPUZ

Jüri yesi : Unvan Adı SOYADI
Kocaeli Üniversitesi

Prof. Dr. Cenk ÇELİK



ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğine ve Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesine uygun olarak hazırlamış olduğum “**MİNİ KANALLI GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİDE NANOAKIŞKAN KULLANIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ**” başlıklı tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın tüm aşamalarında yukarıda belirtilen yönetmelik ve yönergeye uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, bu tezi başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve 20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince Sakarya Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Enstitü tarafından belirlenmiş ölçütlere uygun rapor alındığını, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun ortaya çıkması halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi beyan ederim.

(09/06/2023).

(imza)

Mehmet Senan YILMAZ



TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanmasında, desteklerini esirgemeyen tez danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Hasan KÜÇÜK'e, ortak danışmanım Doç. Dr. Murat ÜNVERDİ'ye, tez konusunu öneren ilk danışmanım emekli öğretim üyesi Prof. Dr. Fethi HALICI'ya, deney tesisatının kurulmasında katkıları olan Makine teknikeri Fatih CİVELEK'e, birlikte Bilimsel Araştırma Projesi (BAP) yürüttüğümüz Doç. Dr. Nürettin AKÇAKALE'ye ve çalışmaya maddi açıdan destek sağlayan Bolu Abant İzzet Baysal Üniversitesi BAP Komisyon Başkanlığı'na (BAP-2011.19.19.415 no'lu proje), nanoakışkanların ısı iletim katsayısı ve viskozite ölçümlerinden dolayı Dr. Öğr. Üyesi Beytullah ERDOĞAN'a teşekkür ederim.

Ayrıca babam Rasim YILMAZ'ı rahmetle anıyor ve dualarını esirgemeyen annem Elmas YILMAZ'a, tüm kardeşlerime, bu süreçte büyük desteğini ve teşviğini esirgemeyen sevgili eşim Fatma hanıma ve büyük ikiz çocuklarım Rasim Efe ve Elmas Bengisu ve küçük ikiz çocuklarım Aliya Muaz ve Zeynep Rana'ya, sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mehmet Senan YILMAZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ.....	vii
TEŞEKKÜR.....	ix
İÇİNDEKİLER.....	xi
KISALTMALAR	xiii
SİMGELER.....	xv
TABLO LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY.....	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Deneysel Çalışmanın Amacı.....	6
2. GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLER VE NANOAKIŞKANLAR.....	9
2.1. Gövde Borulu Isı Değiştiriciler ve Tasarım Yöntemleri	9
2.1.1. Kern yöntemi.....	9
2.1.2. Bell veya Bell-Delaware yöntemi	9
2.2. Isı Değiştirici Akış Kanallarının Sınıflandırılması.....	10
2.3. Nanoakışkanlar.....	11
2.3.1. Nano partiküller.....	11
2.3.2. Nano partiküllerin üretimi.....	12
2.4. Nanoakışkanların Hazırlanması ve Nanoakışkanlara Isı Geçişini Etkileyen Fiziksel Mekanizmalar	14
2.4.1. Nanoakışkanların hazırlanması	14
2.4.1.1. Tek-aşamalı (single-step) yöntem.....	15
2.4.1.2. İki-aşamalı (two-step) yöntem.....	16
2.5. Nanoakışkanlarda Taşınımın Isı Geçişi	17
2.6. Nanoakışkanların Termofiziksel Özellikleri.....	19
2.6.1. Nanoakışkanların termofiziksel özelliklerinin (yoğunluk, özgül ısı, ısı iletim katsayısı ve viskozite) ölçülmesi ve hesaplanması	19
2.6.1.1. Nanoakışkanın yoğunluğu.....	20
2.6.1.2. Nanoakışkanın özgül ısısı	21
2.6.1.3. Nanoakışkanın ısı iletim katsayısı	23
2.6.1.4. Nanoakışkanın viskozitesi.....	26
2.7. Önceki Çalışmalar	28
2.7.1. Mini kanallarda tek fazlı akış ve taşınımın ısı geçişi.....	28
2.7.2. Mini kanallı gövde borulu ısı değiştiriciler.....	31
2.7.3. Mini kanallarda nanoakışkanlara taşınımın ısı geçişi.....	32
2.8. Gövde Borulu Isı Değiştiricilerde Nanoakışkan Kullanımı.....	35
3. ISI DEĞİŞTİRİCİLER.....	41
3.1. Isı Değiştiriciler.....	41
3.2. Gövde Borulu Isı Değiştiriciler.....	42
3.2.1. Gövde borulu ısı değiştiricilerin tasarımı	46

3.2.2. Kern yöntemi	47
3.3. Mini Kanallı Gövde Borulu Isı Değiştirici Tasarımı	47
3.3.1. Boru tarafı tasarım parametreleri	48
3.3.2. Gövde tarafı tasarım parametreleri	52
4. DENEYSEL ÇALIŞMA	55
4.1. Deneysel Çalışmanın Kapsamı ve Amacı	55
4.2. Deney Tesisatı.....	56
4.2.1. Test bölgesi.....	59
4.3. Deney Tesisatının Diğer Ekipmanları	63
4.3.1. Pompalar	63
4.3.2. Debiölçerler	64
4.3.3. Paket tip su soğutucu (Chiller).....	65
4.3.4. Termostatik sıcak su tankı	66
4.3.5. Mekanik karıştırıcılı soğuk akışkan tankı.....	66
4.3.6. K-tipi termoeleman	67
4.3.7. Fark basınçölçer	68
4.3.8. Veri toplama kartı (Data-logger)	68
4.3.9. Ultrasonik banyo	70
4.4. Nanoakışkanların Hazırlanması	70
4.4.1. Nanoakışkanların ısı iletim katsayısı ve viskozite ölçümleri	74
4.4.1.1. Isı iletim katsayısı ölçümü	74
4.4.2. Viskozitenin ölçülmesi	75
4.4.3. Termoelemanların ölçüm doğruluğu.....	78
4.4.4. Fark basınçölçerinin ölçüm doğruluğu.....	78
4.4.5. Rotametrelerin ölçüm doğruluğu	78
4.4.6. Suyun sıcaklığa bağlı termofiziksel özellikleri.....	78
4.5. Isı Taşınım Katsayısı ve Sürtünme Faktörünün Hesaplanması	80
4.5.1. Gövde tarafı ısı taşınım katsayısının belirlenmesi	80
4.5.2. Boru tarafı ısı taşınım katsayısının belirlenmesi.....	81
4.5.3. Boyutsuz sayılar.....	82
4.5.4. Borularda tek fazlı akış.....	82
4.5.5. Nusselt (Nu) sayısı bağıntıları	82
4.5.6. Sürtünme faktörü (f) bağıntıları.....	83
4.5.7. Colburn faktörü ve yüzey akış alanı iyileştirme faktörü	84
5. SONUÇLAR	85
5.1. Deneysel Sonuçlar.....	85
5.2. Boru ve Gövde Tarafı Doğrulama Deneylerinin Sonuçları.....	88
5.3. Nanoakışkanlarla Yapılan Boru Tarafı Deneylerinin Sonuçları.....	94
5.4. Deneysel Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü Bağıntıları	107
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	109
KAYNAKLAR.....	113
EKLER	127
ÖZGEÇMİŞ.....	141

KISALTMALAR

b	: Boru
bağ.	: Bağlantı
çık.	: Çıkış
den.	: Deneysel
g	: Gövde
GBID	: Gövde borulu ısı değiştirici
gir.	: Giriş
i	: İç
MK-GBID	: Mini kanallı gövde borulu ısı değiştirici
na	: Nanoakışkan
p	: Nano partikül
ort.	: Ortalama
s	: Sıvı
sıc.	: Sıcak akışkan
soğ.	: Soğuk akışkan
ta	: Taşıyıcı akışkan
y	: Yüzey



SİMGELER

$\dot{V}$	: Hacimsel debi (l/sa.)
Δp	: Basınç farkı (Pa)
A	: Alan (m ²)
c_p	: Özgül ısı (J/kgK)
D_e	: Gövde eşdeğer çapı (m)
D_h	: Hidrolik çap (m)
D_i	: Boru iç çapı (m)
D_d	: Boru dış çapı (m)
d_p	: Partikül çapı (nm)
$D_{g,i}$	: Gövde iç çapı (m)
$D_{g,d}$	: Gövde dış çapı (m)
F	: Boyutsuz düzeltme faktörü (-)
f	: Sürtünme faktörü (-)
G_g	: Gövde tarafı kütle akısı (kg/m ² s)
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)
j	: Colburn faktörü, $Nu/(RePr^{1/3})$
j/f	: Yüzey akış iyilik faktörü, $Nu/(f RePr^{1/3})$
j_h	: Kern methodu ısı geçiş faktörü (-)
k	: Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	: Uzunluk (m)
$L_\$$	: Şaşırtma levhaları arası mesafe (m)
L_h	: Hidrodinamik giriş uzunluğu (m)
m	: Kütle (kg)
$\dot{m}$	: Kütleli debi (kg/s)
$n_\$$	: Şaşırtma levha sayısı
Nu	: Nusselt sayısı, hD_h/k
Pe	: Peclet sayısı, $RePr$
Pr	: Prandtl sayısı, $\mu c_p/k$
p_b	: Borular arası mesafe (m)
Q	: Isıl güç (W)

Re	: Reynolds sayısı, $\rho u D_h / \mu$
T	: Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)
u	: Hız (m/s)
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
V	: Hacim (m^3)
x	: Eksenel giriş uzunluğu (m)
ΔT_{lm}	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$)
μ	: Dinamik vizkozite (kg/ms)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
ϕ	: Hacimsel oran (%)



TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 2.1. Akış kanallarının hidrolik çapa bağlı sınıflandırılması.	11
Tablo 2.2. Nano boyutlu partiküllerin üretiminde yaygın kullanılan yöntemler.	13
Tablo 2.3. Nanoakışkan üretiminde yaygın kullanılan taşıyıcı (baz) sıvılar.	14
Tablo 2.4. Nanoakışkanların üretiminde kullanılan bazı metalik/metalik olmayan nano partiküllerin ısı iletim katsayıları.	15
Tablo 2.5. Bazı nanoakışkanların hazırlama yöntemleri ve özellikleri.	17
Tablo 2.6. Nanoakışkanlara taşınım ile ısı geçişinde etkili mekanizmalar.	19
Tablo 2.7. Kombine (tümleşik) modellemede, statik ve dinamik etkilerin ısı iletim katsayısına katkıları.	24
Tablo 2.8. Nanoakışkanlar için ısı iletim katsayısı bağıntıları.	25
Tablo 2.9. Nanoakışkanlar için viskozite bağıntıları.	27
Tablo 3.1. Isı değiştiricilerin sınıflandırılması.	41
Tablo 3.2. Gövde borulu ısı değiştiricilerde üçgen dizilişli boru demeti tasarımı için katsayılar.	49
Tablo 3.3. Mini kanallı gövde borulu ısı değiştiricinin özellikleri.	54
Tablo 4.1. Deneysel test bölgesinin genel özellikleri.	59
Tablo 4.2. Farklı hacimsel oranlarda hazırlanan nanoakışkanlar için gerekli Al_2O_3 nano partikül kütleleri.	72
Tablo 4.3. Al_2O_3 nano partiküllerin özellikleri.	73
Tablo 4.4. Nanoakışkanların deneysel ölçülen viskoziteleri ve ısı iletim katsayıları.	76
Tablo 4.5. Deneysel ısı iletim katsayılarının literatürden modellerle karşılaştırılması.	77
Tablo 4.6. Deneysel ölçülen viskozitelerin literatürde en yaygın kullanılan modellerle karşılaştırılması.	77
Tablo 4.7. Suyun sıcaklığa bağlı termofiziksel özellikleri.	79
Tablo 5.1. Mini kanallı gövde borulu ısı değiştiriciyle yapılan deneylerde uygulanan ısı ve hidrodinamik koşullar.	87
Tablo 5.2. Nanoakışkanlar için literatürden Nu bağıntıları.	103
Tablo 5.3. Nanoakışkanlar için literatürden seçilen sürtünme faktörü bağıntıları.	105
Tablo 5.4. 375 l/sa. hacimsel debide suyun ve nanoakışkanların deneysel performans sonuçlarının karşılaştırılması.	107



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1. Nanoakışkanlara taşınım ile ısı geçişinde etkili mekanizmalar.....	5
Şekil 2.1. Nano partikül örnekleri (a) Fullerenler, (b) Molekül nano partiküller, (c) İyonik nano partiküller, (d) Metal nano partiküller, (e) Pasifleştirilmiş nano partiküller, (f) Nano alaşımlar.....	11
Şekil 2.2. Nano partiküllerin üretiminde izlenen genel üretim yaklaşımları.....	13
Şekil 2.3. Isıl sistemlerde yaygın kullanılan aracı akışkan sıvıların, bazı polimerlerin ve katıların ısı iletim katsayıları.....	15
Şekil 2.4. Al_2O_3 -su nanoakışkanlarında yoğunluğun nano partikül hacimsel oranına bağlı değişimi; oda sıcaklığındaki deneysel ve teorik sonuçların karşılaştırılması.....	21
Şekil 2.5. Al_2O_3 -su nanoakışkanlarında özgül ısıнын hacimsel orana bağlı değişimi; oda sıcaklığındaki deneysel ve teorik sonuçların karşılaştırılması.....	22
Şekil 3.1. Gövde borulu ısı değiştiricinin (bir gövde geçişli ve bir boru geçişli) şematik gösterimi.....	43
Şekil 3.2. Boru demeti tasarımından kullanılan boru düzenlemeleri a) Eşkenar üçgen diziliş (30°) b) Döndürülmüş dikdörtgen diziliş (45°) c) Dikdörtgen diziliş d) Döndürülmüş dikdörtgen diziliş.....	44
Şekil 3.3. Şaşırtma levhaları; (a) tek parçalı, (b) iki parçalı ve (c) üç parçalı.....	45
Şekil 3.4. TEMA'ya göre gövde borulu ısı değiştiricilerin sınıflandırılması.....	46
Şekil 3.5. (a) Boru demeti. (b) Üçgen dizilişte eş değer çap için kesit alanı ve ıslak çevre.....	49
Şekil 3.6. Boru içi akışlarda girişten itibaren tam gelişmiş hız profilinin oluşması.....	50
Şekil 3.7. Laminer akış koşullarında, ortalama Nu sayısının x/D ile değişimi.....	52
Şekil 3.8. Kestamit gövde.....	53
Şekil 3.9. (a) Ayna, (b) Şaşırtma levhası (kesme oranı %25), (c) Test bölgesi, (d) Deney sonrası boru demeti.....	54
Şekil 4.1. Deney tesisatının şematik gösterimi.....	57
Şekil 4.2. Mini kanallı gövde borulu ısı değiştirici deney tesisatının fotoğrafı.....	58
Şekil 4.3. Mini kanallı gövde borulu ısı değiştiricinin montajlı kesit ve perspektif resimleri.....	60
Şekil 4.4. Giriş ve çıkış kolektörleri.....	60
Şekil 4.5. Isı değiştiricide kullanılan a) aynalar ve b) şaşırtma levhaları.....	61
Şekil 4.6. Kestamid gövdenin fotoğrafları.....	62
Şekil 4.7. Isı değiştirici gövdesi.....	62
Şekil 4.8. a) Aynalar arasındaki boru demetinin ve b) şaşırtma levhasının fotoğrafları.....	63
Şekil 4.9. Santrifüj sirkülasyon pompası.....	64
Şekil 4.10. Rotametre (Şamandıralı debiölçer).....	64
Şekil 4.11. Paket tip su soğutucu (Chiller).....	65
Şekil 4.12. a) Kontaktör b) Sıcaklık kontrol cihazı.....	66
Şekil 4.13. a) Paslanmaz sıcak akışkan tankı b) 2 kW elektrikli ısıtıcı.....	66

Şekil 4.14. Mekanik karıştırıcılı soğuk akışkan tankı.	67
Şekil 4.15. a) K-tipi termoeleman b) Özel termoeleman bağlantı kablosu	67
Şekil 4.16. Fark basınçölçer.....	68
Şekil 4.17. Veri toplama kartı.....	69
Şekil 4.18. Ultrasonik banyo.....	70
Şekil 4.19. İki adım yöntemi ile hazırlanan %0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanının FESEM görüntüsü.....	71
Şekil 4.20. Al_2O_3 nano partiküllerin boyut dağılımı.	74
Şekil 4.21. Isı iletim katsayısı ölçüm cihazı.	75
Şekil 4.22. Viskozite ölçüm cihazı.....	76
Şekil 5.1. Boru tarafı deneysel ısı taşınım katsayılarının literatürden bağıntılarla karşılaştırılması.	90
Şekil 5.2. Boru tarafı deneysel sürtünme faktörlerinin literatürden bağıntılarla karşılaştırılması.	92
Şekil 5.3. Boru tarafı deneysel yüzey akış alanı iyileştirme faktörünün Re sayısı ile değişimi.	92
Şekil 5.4. Gövde tarafı deneysel ısı taşınım katsayılarının literatürden bağıntılarla karşılaştırılması.	94
Şekil 5.5. Su ve farklı hacimsel hacimsel oranlardaki Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının boru tarafı deneysel ısı taşınım katsayılarının hacimsel debiye bağlı değişimleri.	97
Şekil 5.6. Su ve farklı hacimsel oranlardaki Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının boru tarafı deneysel sürtünme faktörlerinin hacimsel debiye bağlı değişimleri.	100
Şekil 5.7. Su ve farklı hacimsel oranlardaki Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının boru tarafı deneysel yüzey akış alanı iyileştirme faktörlerinin hacimsel debiye bağlı değişimleri.	101
Şekil 5.8. 375 l/sa. hacimsel debide su ve Al_2O_3 -su nanoakışkanların a) deneysel ısı taşınım katsayılarının ve b) yüzey akış alanı iyileştirme faktörlerinin, hacimsel orana bağlı değişimleri.	102
Şekil 5.9. Literatürden seçilen nanoakışkan bağıntılarının ve %0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanın deneysel Nu sonuçlarının hacimsel debiye bağlı değişimleri.	104
Şekil 5.10. %0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkan deneysel Nu sonuçlarının literatürden bağıntılarla karşılaştırılması.	105
Şekil 5.11. Literatürden seçilen bağıntıların ve %0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanın deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının hacimsel debiye bağlı değişimleri.....	106
Şekil 5.12. Su ve Al_2O_3 -su nanoakışkanları için önerilen Nu bağıntısı.	108
Şekil 5.13. Su ve Al_2O_3 -su nanoakışkanları için önerilen sürtünme faktörü bağıntısı.	108

MİNİ KANALLI GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİDE NANOAKIŞKAN KULLANIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Gövde borulu ısı değıştiricilerde pasif ısı geçişi iyileştirme yöntemlerinden, kanal boyutlarının makrodan miniye düşürölmesi; malzeme, hacim ve enerji tasarrufu sağlayarak, maliyetleri azaltacaktır. Ayrıca kompaktlık artışıyla, daha küçük hacimde, daha az ısı geçişi alanıyla, daha yoğun ısı geçişi sağlanırken, kullanılacak aracı akışkanların miktarı da azalacaktır. Buna ek olarak diğerk pasif ısı geçişi iyileştirme yöntemiyle, aracı akışkanlara katı partiköller eklenerek, ısı değıştiricilerin performansı artırılabilir. Bu amaçla saf aracı akışkanlara (su, yağ, etilen glikol gibi) nano partiköllerin eklenmesiyle ve termofiziksel özellikler değıştirilerek elde edilen nanoakışkanlarla, ısı geçişinin daha da iyileştirilebileceğı düşünölmektedir.

Bu çalışmada, Kern yöntemine göre tasarlanan, tek geçişli mini kanallı gövde borulu ısı değıştiricide, boru tarafındaki taşınımıla ısı geçişi ve basınç düşümü deneysel incelenmiştir. Deneyler, gövde tarafındaki sıcak akışkandan (40°C'deki sıcak su) boru tarafındaki soğuk akışkana (20°C'deki soğuk su ve nanoakışkanlar), zıt akış koşullarında yapılmıştır. Boru tarafındaki su ve altı farklı (%0,02, %0,1, %0,2, %0,4, %0,6 ve %0,8) hacimsel oranda hazırlanan Al₂O₃-su nanoakışkanlarının ısı geçişi ve basınç düşümü performansları, geçiş akışı ve türbölanslı akış koşullarında (1900<Re_b<10.000) incelenmiştir.

Tasarlanan mini kanallı gövde boru ısı değıştiricinin ısı geçişi ve basınç düşümü sonuçlarının doğruluğı, sudan suya yapılan deneylerle (60-600 l/sa.) kontrol edilmiştir. Bu deneylerde, boru tarafı ısı geçişi sonuçlarının laminar akış (Kern, Shah ve Sieder Tate bağıntılarıyla), geçiş akışı ve türbölanslı akış (Gnielinski ve Hausen bağıntılarıyla) bölgelerinde literatürle uyumu doğrulanmıştır. Boru tarafı basınç düşümü sonuçlarının ise Shah bağıntısıyla uyumlu olduğı elde edilmiştir. Ayrıca gövde tarafı ısı geçişi sonuçlarının da literatürle (Kern ve McAdam bağıntılarıyla) uyumu kontrol edilerek doğrulanmıştır.

Nanoakışkanların ısı geçişi ve basınç düşümü sonuçlarının suyla karşılaştırıldığı deneylerde (125-600 l/sa.); hacimsel debi arttıkça ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün arttığı, ısı taşınım katsayısındaki en yüksek iyileşmenin %0,4 hacimsel oranda elde edildiğı ve bu hacimsel oranın üzerinde ısı taşınım katsayısının azaldığı, nanoakışkanların basınç düşümünün suya göre daha yüksek olduğı, artan hacimsel oranla basınç düşümünün yükseldiğı ve %0,8 hacimsel oranda en yüksek olduğı, yüzey akış alanı iyileştirme faktörüne (j/f) göre de en uygun hacimsel oranın ve hacimsel debinin sırasıyla %0,4 ve 375 l/sa. olduğı elde edilmiştir. Suyu göre, 0,4 hacimsel oranlı Al₂O₃-su nanoakışkanıyla 375 l/sa.'de ısı taşınım katsayısındaki iyileşme %49,3, sürtünme faktöründeki artış %21 ve yüzey akış alanı iyileştirme faktöründeki artış %21,4 elde edilmiştir. En uygun hacimsel oranlı nanoakışkanın deneysel Nu sayısı ve sürtünme faktörü sonuçları, literatürde nanoakışkanlar için önerilen Nu sayısı (Vajjha ve ark., 2010, Pak ve Cho, 1998, Maiga ve ark., 2005) ve

sürtünme faktörü (Vajjha ve ark., 2010 ve Sundar ve ark., 2012) bağıntılarıyla karşılaştırılmıştır. Ayrıca su ve altı farklı hacimsel oranlı nanoakışkanlar için deneysel Nu sayısı ve sürtünme faktörü bağıntıları türetilmiştir.



EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF NANOFLUID USE IN MINI-CHANNEL SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER

SUMMARY

Heat transfer is a branch of science that studies the transport of thermal energy between different systems, driven by temperature differences and temperature distributions within the environments where this process occurs. Heat transfer plays a crucial role in various industrial production processes, serving as a cornerstone for heating and cooling applications. The pressing challenges of limited energy resources, escalating energy consumption, rising energy costs, and growing environmental concerns (such as greenhouse gas emissions and climate change) have compelled scientists to explore economically viable and remarkably efficient heat transfer applications.

Enhancing heat transfer holds a significant position in the ongoing research within mechanical, thermal, and energy engineering disciplines. In industrial applications, a wide array of methods (including active, passive, and hybrid approaches) are employed to enhance heat transfer. Passive methods encompass techniques that do not rely on additional energy input. These methods involve twisting tubes into helical shapes, adding fins and vintlets to increase surface area, machining tube inner surfaces with two- or three-dimensional cavities and protrusions, using various attachments like turbulators to induce turbulence, and adding solid particles into working fluids for enhanced heat transfer. Active methods encompass mechanical effects, such as stirring the fluid and scraping the fluid from the surface, vibrating the surface or fluid, employing electrostatic and electromagnetic fields, using suction or injection to move away the fluid from the surface, and incorporating fluid jets for enhanced heat transfer. When two or more of the active and/or passive methods are utilized in conjunction, it is referred to as a hybrid heat transfer enhancement application.

One of the most prevalent industrial and commercial applications of heat transfer is the utilization of heat exchangers. These devices facilitate the exchange of heat energy between two fluids of distinct temperatures, preventing their direct mixing. Heat exchangers find extensive application in numerous technological systems and devices, ranging from residential heating, cooling, and ventilation equipment like refrigerators and air conditioners, to industrial and commercial heating-cooling systems, and even thermal power plants. The two most common types of heat exchangers extensively used in the industry are shell-and-tube heat exchangers (STHEs) and plate heat exchangers.

Reducing channel sizes from macro to mini is a passive heat transfer enhancement method. Using this method in shell and tube heat exchangers will reduce costs by saving material, volume, and energy. More compactness results in a more intense heat transfer with a smaller volume and a smaller heat transfer area. It also reduces the amount of working fluid. In addition, the performance of heat exchangers can be enhanced by adding solid particles to the working fluids through another passive heat transfer enhancement method. It is believed that heat transfer can be further enhanced

by adding nanoparticles to pure working fluids (such as water, oil, and ethylene glycol) and obtaining nanofluids by changing their thermophysical properties.

Nanofluids are produced by adding nano-sized metal powders into working fluids. Despite facing challenges like agglomeration, fouling, precipitation, erosion, and additional pressure loss, nanofluids have been extensively studied and applied in various investigations to enhance heat transfer. In a notable industrial application at the Michelin tire factory in the US, it was reported that using nanofluid to cool machinery and equipment resulted in a significant cost savings of approximately 10%. It has been reported that the adoption of nanofluids as intermediate fluids in various US industries contributes to saving approximately 10 to 30 quadrillion Joules (10¹⁵ or Peta Joules) of energy annually, consequently preventing the release of 5.6 million tons of carbon dioxide, 8600 tons of nitrous oxide, and 21,000 tons of sulfur oxide into the atmosphere.

Nanofluids find versatile applications in various fields, including nuclear reactor systems, enhancing the efficiency of cooling, air conditioning, and ventilation systems in vehicles, cooling systems for cell phones and laptops, medical devices, microchips, solar energy technologies, as well as in Micro Electromechanical Systems (MEMS).

Various methods have been proposed for the design of STHEs. The most common design methods for STHEs include the Kern method, Bell method, Bell-Delaware method, Tinker method, and Taborek method. However, the Kern method is considered the initial and simplest design method employed in the design of STHEs. This method relies on data derived from experimental studies conducted on heat exchangers manufactured with industrial production tolerances.

The Kern method provides reasonable results in terms of overall heat transfer coefficients. The Kern method has two more advantages. First, it is easy to implement. Second, it provides accurate results in the preliminary design phase. More intricate design methods may not always achieve the desired level of accuracy, primarily due to uncertainties in certain additional design parameters required for the calculations. However, the Kern method lacks accuracy in predicting the pressure drop, as the shell-side pressure drop is significantly influenced by bypass and leakage flows rather than heat transfer. In the Kern method, the shell-side heat transfer and friction factor are computed analogously to the tube-side calculation method, with equivalent velocity and equivalent hydraulic diameter defined under the assumption that the entire shell-side fluid (neglecting leakage and bypass flows) follows the ideal flow path between the baffles. Therefore, we used the Kern method to design a single-pass mini-channel shell-and-tube heat exchanger (MC-STHE). This study experimentally investigated the tube-side convective heat transfer and pressure drop in the heat exchanger.

There is a large body of experimental research on nanofluids. This experimental study investigated the effects of using nanofluids instead of water in the tube side on the thermal and hydrodynamic performance of the MC-STHE. For this purpose, we employed the Kern method to design a MC-STHE with an average thermal power ranging from 1 to 1.5 kW. During the design, we took into account factors such as flow rates, temperatures, and the possibility of clogging of the tubes. The inner and outer diameters of the copper tubes were chosen as 2 mm and 3 mm, respectively, adhering to the widely accepted mini channel classification in the literature. Considering the pressure losses, the tube length was chosen short (240 mm) with an L/D ratio of 120. The number of tubes required for these design choices and the desired thermal power was determined as 13.

In the design of the tube bundle, we took into account the shell-side heat transfer and pressure losses, as well as manufacturing difficulties and mechanical strength. The distance between tube axes (tube pitch) was $1.5 D_d$. A rotated 60° triangular (equilateral) tube arrangement was selected. The number of tube rows was limited to five. Under these conditions, the inner diameter of the shell was determined as 30 mm. Four baffles (25% baffle cut, single segmental baffle, transversely oriented) were used to arrange the shell-side flow and provide counter flow conditions without increasing pressure losses. Taking into account the experimental fluid temperatures, the heat exchanger shell and baffle plates were manufactured from kestamite, which is an easy-to-process material. The lab-scale prototype heat exchanger (MC-STHE) was manufactured in the workshop of Gerede Vocational School.

Initially, the tube-side heat transfer and frictional pressure loss characteristics of the heat exchanger were determined through heat transfer experiments using hot water to cold water. Then, the shell-side heat transfer characteristics of the heat exchanger were obtained through experiments under the same thermal conditions. After validating the accuracy of the heat exchanger design and experimental results by comparing the tube- and shell-side heat transfer and pressure loss data with the existing literature, the focus shifted to conducting heat transfer experiments using nanofluids, which served as the primary subject of the thesis. Al_2O_3 -water nanofluids prepared with pure water in different volumetric concentrations and tap water were used in the experiments. Tap water heated with an electric heater was passed through the shell side (hot side). On the tube side (cold side), tap water and Al_2O_3 -water (average particle diameter 40 nm) nanofluid suspensions prepared in six volumetric concentrations (0.02%, 0.1%, 0.2%, 0.4%, 0.6% and 0.8%) were used as the experimental fluid.

This study experimentally investigated heat transfer and pressure drop on the tube side of a single-pass mini-channel shell and tube heat exchanger designed according to the Kern method. The experiments were carried out under counterflow conditions from hot fluid (hot water at 40°C) at the shell side to cold fluid (cold water and nanofluids at 20°C) at the tube side. The heat transfer and pressure drop performances of tube-side water and Al_2O_3 -water nanofluids prepared in six different volumetric concentrations (0.02%, 0.1%, 0.2%, 0.4%, 0.6% and 0.8%) were investigated under transitional flow and turbulent flow conditions ($1900 < \text{Re}_t < 10,000$).

The accuracy of the heat transfer and pressure drop results of the mini-channel shell and tube heat exchanger was checked by water-to-water experiments (60-600 l/h). These experiments confirmed the agreement of the tube-side heat transfer results with the literature in the laminar (Kern, Shah, and Sieder Tate correlations), transitional flow, and turbulent flow (Gnielinski and Hausen correlations) regions. The tube-side pressure drop results were in agreement with the Shah correlation. In addition, the shell-side heat transfer results were also verified by checking their agreement with the literature (Kern and McAdam correlations).

The experiments (125-600 l/h) comparing heat transfer and pressure drop results of nanofluids with water yielded the following results:

- (1) As the volumetric flow rate increases, the convective heat transfer coefficient and pressure drop increase.
- (2) The highest enhancement in the convective heat transfer coefficient is achieved at a 0.4% volumetric concentration.

- (3) The convective heat transfer coefficient decreases above 0.4% volumetric concentration.
- (4) Nanofluids have higher pressure drop than water.
- (5) Pressure drop increases with increasing volumetric concentration.
- (6) Pressure drop is highest at 0.8% volumetric concentration.
- (7) According to the surface flow area goodness factor (j/f), the optimum volumetric concentration and volumetric flow rate are 0.4% and 375 l/h, respectively. At 375 l/h with a 0.4% volumetric concentration Al_2O_3 -water nanofluid, the enhancement in convective heat transfer coefficient is 49.3%, the increase in friction factor is 21% and the increase in surface flow area goodness factor is 21.4%, compared to water.

The experimental Nu number and friction factor results of the nanofluid with the optimum volumetric concentration were compared with the Nu number (Vajjha et al, 2010 Pak and Cho, Maiga et al.,2005) and friction factor (Vajjha et al, 2010 and Sundar et al., 2012) correlations proposed for nanofluids in the literature.

This study also proposed Nu and friction factor correlations for the water and nanofluids with different volumetric concentrations and compared them with experimental results.

1. GİRİŞ

Isı geçişi, hayatımızın her alanında karşılaşılan ve sıcaklık farkı nedeniyle kendiliğinden ortam değiştiren ısı enerjisinin, birim zamanda yer değiştiren miktarı (ısıl g) ve ısı geçişinin gerçekleştiği ortamlardaki sıcaklık dağılımı ile ilgilenen bilim dalıdır. Isı geçişi uygulamalarıyla, başta gıda, kimya ve petrol endstirileri olmak üzere hemen hemen tüm endüstriyel süreçlerde ve teknolojik sistemlerde karşılaşılmaktadır.

Enerji kaynaklarının sınırlı olması, enerji tkretiminde ve maliyetlerindeki sürekli artış, sera gazı salınımları ve iklim değişikliği gibi olumsuzluklar, bilim insanlarını daha ekonomik ve yüksek verimli ısıtma/soğutma uygulamaları arayışına zorlamıştır. Isı geçişinin iyileştirilmesi, ısı geçişi alanındaki araştırmalarda önemli paya sahiptir. Endüstriyel uygulamalarda ısı geçişini iyileştirmek için aktif, pasif ve karma olarak adlandırılan çok farklı mekanizmaları içeren yöntemler kullanılmaktadır. Pasif yöntemler arasında; boruların helisel kıvrılması, kanatlar ve kanatçıklar, boru iç yüzeylerinin iki- veya üç-boyutlu işlenmesi, türbülans üreten eklentiler (türbülatörler), aracı akışkanlara katı partiküllerin karıştırılması gibi dışarıdan enerji verilmesini gerektirmeyen uygulamalar sayılabilir. Aktif yöntemlere; akışkanın karıştırılması ve yüzeyden sıyırılması gibi mekanik etkiler, yüzeyin veya akışkanın titreştirilmesi, elektrostatik ve elektromanyetik alanlar, yüzeyden akışkanın emilmesi veya püskürtülmesi ile akışkan jeti gibi uygulamalar örnek olarak verilebilir. Aktif ve/veya pasif yöntemlerden en az ikisinin bir arada kullanılması ise karma iyileştirme uygulaması olarak adlandırılır (Bergles, 1997).

Isı geçişinin en yaygın uygulamalarından biri de birbirine karışmaları istenmeyen, sıcaklıkları farklı iki akışkan arasında ısı enerjisi alış-verişini sağlayan ısı değiştiricilerdir. Isı değiştiriciler; konutlardaki buzdolabı ve klima gibi ısıtma, soğutma ve havalandırma cihazlarından, endüstriyel ve ticari soğutma sistemlerine ve hatta termik santrallere kadar birçok uygulamada yaygın kullanılmaktadır.

Çok farklı ısı değiştirici tipleri (levhalı, kanatlı ve rejeneratif gibi) olmakla birlikte, en yaygın kullanılan ısı değiştiricilerden biri de; silindirik bir gövde ile bu gövde içerisine yerleştirilen ve şaşırtma levhalarıyla desteklenen, birbirine paralel borulardan oluşan,

gövde borulu ısı değıştiricilerdir (GBID). GBID'ler, kirlenme, korozyon, zor temizlenebilme, yüksek basınç kayıpları ve yüksek maliyet gibi bazı dezavantajlarının yanında; az yer kaplamaları (kompaktlık), yüksek basınç dayanımları ve sökülebilir olmaları gibi avantajlarından dolayı, çok farklı endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. GBID'lerde, akışkanlardan biri gövde tarafında yani boruların dış tarafından akarken, diğerk akışkan boruların içersinden akar. Bu ısı değıştiricilerin başlıca parçaları; gövde ve iki baştaki kolektörler, borular veya boru demeti, boruların tespitinde kullanılan ön ve arka aynalar, gövde tarafındaki akışı yönlendiren şaşırtma levhaları ve sızdırmazlık elemanlarıdır. GBID'ler; petrol rafinerileri, kimya endüstrisi, nükleer santraller, termik santraller, ısıtma-soğutma ve iklimlendirme sistemleri, elektronik cihazlar, yenilenebilir enerji uygulamaları, taşıt araçları, güç üretimi, atık ısının geri kazanılması ve ısının depolanması gibi çok farklı alanlarda kullanılmaktadır.

Diğerk ısı değıştiricilerde olduğu gibi GBID'lerin tasarımında, imalatda kullanılan boru ve kanalların (hidrolik) çapları, boru ve gövde tarafındaki taşınım ile ısı geçişinde ve dolayısıyla ısı tasarımıda asıl belirleyici etkindir. Aynı ortalama akış hızı için dairesel en-kesitli kanallarda debi, kanal çapının karesi (D^2) ile lineer artarken, ısı geçişi yüzeyinin alanı da çap (D) ile lineer artmaktadır. Benzer şekilde, ısı geçişi yüzey alanının boru iç hacmine oranı $1/D$ ile değışmekte, dolayısıyla çap küçüldükçe ısı geçişi yüzey alanının akışkan hacmine oranı artmaktadır. Bu artış GBID'nin kompaktlığını artırmaktadır (Sinnott, 1996). Kompaktlığın artması; aynı ısı güçteki ısı değıştiricinin hacmini, kütesini ve kullanılacak aracı akışkan miktarını azaltır. Dolayısıyla ilk yatırım ve işletme maliyetleri de azalmaktadır. Sürekli gelişen bilgisayar destekli tasarım ve imalat teknolojisi, üretim maliyetlerinde önemli bir artış olmaksızın, diğerk tüm sistemler gibi ısı ve hidrolik sistemlerin de küçültülmesine imkân sağlamaktadır (Kandlikar ve ark, 2014).

Akış kanallarının hidrolik çapa göre sınıflandırılmasında, bugüne kadar önerilen farklı yaklaşımlar arasından en yaygın benimsenen değerkendirme, Kandlikar ve Grande'ye aittir. Bu tanımlamaya göre akış kanalları; konvansiyonel kanallar ($D_h > 3 \text{ mm}$), mini-kanallar ($3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \text{ } \mu\text{m}$), mikro-kanallar ($200 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h > 10 \text{ } \mu\text{m}$), nano-kanallara geçiş ($10 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h > 0,1 \text{ } \mu\text{m}$) ve nano-kanallar ($0,1 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h$) olmak üzere beş alt gruba ayrılmıştır (Kandlikar ve ark, 2003).

Tek fazlı taşınım ile ısı geçişi uygulamalarında ısı geçişinin iyileştirilmesine; cihaz boyutlarının küçültülmesi, ısı akısının artırılması ve ısı üreten mini ve mikro ölçekli cihazların soğutulması gibi nedenlerle ihtiyaç duyulmaktadır. Mini ve mikro boyutlu akış kanallarının kullanılması, ısı performansını iyileştirirken, akış kaynaklı basınç düşümünü de artırmaktadır. Ayrıca mini ve mikro boyutlu kanallarla çalışmanın, kirliliğe hassasiyet ve tıkanma gibi bazı olumsuz yönleri de bulunmaktadır (Akhtari ve ark, 2013).

Bahsedilen nedenlerle mini kanallı ısı değiştiriciler, boyutlarının küçülmesi yanında ısı geçişi performansını da artırdıklarından, son zamanlarda çok sayıda araştırmaya konu olmuştur (Kakaç ve ark, 1987; Webb ve Kim, 2005b; Kandlikar ve ark, 2014; Li ve ark, 2023).

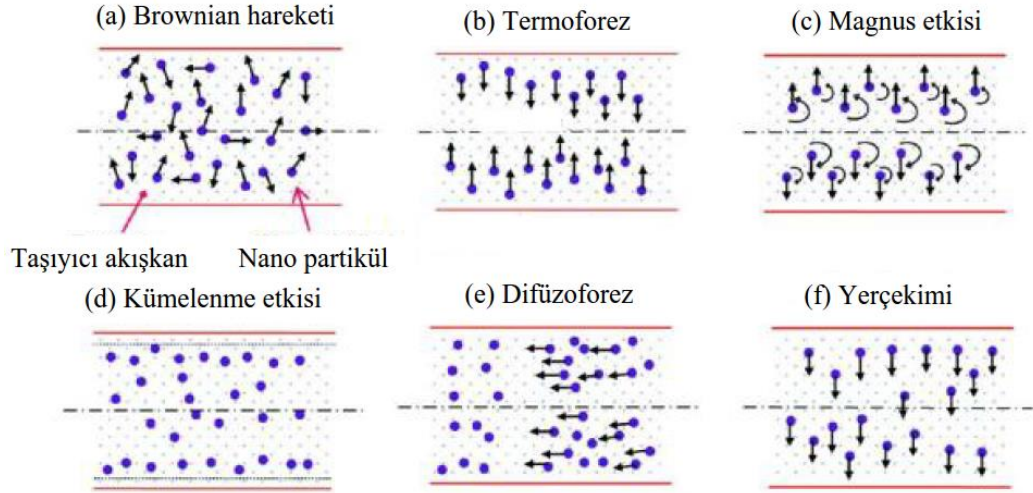
Latince de “nano”, cüce anlamına gelmektedir. Nanometre ise insanın gözüyle göremeyeceği kadar küçük bir boyut olan milimetrenin milyonda birini (metrenin milyarda biri- 10^{-9} m) ifade etmektedir. Dolayısıyla boyutları 100 nm’nin altındaki parçacıklar da nano malzeme olarak adlandırılmaktadır. Organik veya inorganik nano malzemeler kullanılarak hazırlanan nanoakışkanlarla deneysel çalışma yapılmıştır. Organik parçacıklar, sıcaklık dayanımları sınırlı olduğu ve ısı etkileriyle kimyasal bozulmaya uğradıklarından, ısı geçişi uygulamalarında kullanılmazlar. Ancak inorganik esaslı nano malzemelerle hazırlanan nanoakışkanlarla yapılan çok sayıda deneysel çalışma vardır. Nanoakışkan kavramı ilk defa, Choi ve Eastman (1995) tarafından, Argon Ulusal Araştırma Laboratuvarında, karbon nano tüplerin suyla karıştırılması ile elde edilen yeni akışkanı tanımlamak için kullanılmıştır (Choi ve Eastman 1995). Nanoakışkanlar, nano boyuttaki partiküllerin bir sıvı ile karıştırılmasıyla elde edilen ve çoğunlukla koloidal sıvı niteliğindeki yeni nesil akışkanlardır. En yaygın kullanılan nano partiküller; alümina (Al_2O_3), bakır oksit (CuO), silisyum dioksit (SiO_2), sodyum, elmas, titanyum dioksit (TiO_2), titan, grafit, CNT (Carbon Nano Tube), inko oksit (ZnO) ve demir oksit (FeO)’tir. Nanoakışkanlar, nano malzemelerin, şebeke suyu, saf su, etilen glikol (EG), motor yağı, mineral yağlar, melamin reçinesi, üre, formaldehit, propan ve toluen gibi sıvılarla karıştırılmasıyla elde edilir (Lomascolo ve ark, 2015; Xuan ve Roetzel, 2000). Nanoakışkanların, nano malzemenin hacimsel oranı, nano malzemenin parçacık boyutu ve şekli, taşıyıcı sıvının ve nanoakışkanın termofiziksel özellikleri gibi birçok etkene bağlı olarak,

taşınmıla ısı geçişini iyileştirdiği bildirilmiştir (Kebinski ve ark, 2002; Wang ve Mujumdar, 2007).

Farklı ısı sistemlerde, aracı akışkan olarak kullanılan su, etilen glikol gibi akışkanlara nano malzemeler karıştırılarak, aracı akışkanın ısı iletim katsayısını artırmanın, taşınmıla ısı geçişini iyileştirdiği bilinmektedir (Choi ve Eastman,1995; Mapa ve Mazhar, 2005). Bu amaçla kullanılan nano malzemelerin; aynı zamanda yoğunluk ve viskozitesinin artması, özgül ısının azalması gibi taşıyıcı aracı akışkanın diğer termofiziksel özelliklerini de değiştirdiği bildirilmiştir (Li ve ark, 2015). Akışkan özelliklerindeki bu değişikliklerin, aracı akışkanın taşınmıla ısı geçişi ve sürtünme basınç kaybı karakteristiklerini tanımlamada kullanılan; Prandtl sayısı ($Pr=v/\alpha=\mu c_p/k$), Reynolds sayısı ($Re=\rho u D_h/\mu=u D_h/v$) ve ısı yayılım katsayısı ($\alpha=k/\rho c_p$) gibi özelliklerini ve boyutsuz sayıları da değiştirdiği ifade edilmektedir (Dongsheng ve Yulong, 2004).

Taşınmıla ısı geçişi uygulamalarında, akış kaynaklı basınç kayıpları da ısı taşınım katsayısındaki iyileşme kadar önemlidir. Nanoakışkanın viskozitesi asıl aracı akışkana göre daha büyük olduğundan, gerekli pompalama gücünün artacağından da bahsedilmiştir (Pinto ve Fiorelli, 2016).

Nanoakışkanlara taşınmıla ısı geçişinde; akışkanın termofiziksel özelliklerindeki değişimine ek olarak, Şekil 1.1'de gösterilen ve nano partiküllerin varlığından kaynaklanan; Brownian hareketi, termoforez kuvvetler, magnus etkisi, kümelenme etkisi, difüzofores etkisi ve yerçekimi etkisi gibi mekanizmaların da etkili olduğu bilinmektedir (Ahammed ve ark, 2016).



Şekil 1.1. Nanoakışkanlara taşınım ile ısı geçişinde etkili mekanizmalar.

Sıvılaşma, topaklaşma, kirlenme, çökelme ve ilave basınç kaybı gibi olumsuzluklarına rağmen, ısı geçişinin iyileştirilmesi amacıyla, aracı akışkanlara nano boyutta metal tozları katılarak üretilen nanoakışkanlarla, çok sayıda deneysel çalışma yapılmıştır (Choi ve Eastman, 1995; Masuda ve ark, 1993; Keblinski ve ark, 2005; Mahbubul ve ark, 2012).

Nanoakışkanlar, farklı endüstriyel ısı geçişi uygulamalarında aracı akışkan olarak da kullanılmaktadır. Örneğin, Amerika'daki Michelin lastik fabrikasında, makine ve teçhizatları soğutmada nanoakışkan kullanılarak, maliyetlerden %10 tasarruf sağlandığı bildirilmiştir. Ayrıca, ABD endüstrisinde, aracı akışkan olarak nanoakışkanların kullanılmasıyla yılda yaklaşık 10 ila 30 katrilyon Joule (10^{15} veya Peta Joule) enerji tasarrufu sağlandığı, bunun da havaya 5,6 milyon ton karbondioksit, 8600 ton azot oksit ve 21 bin ton sülfür oksit salınmasını engellediği bildirilmiştir (Routbort, 2009). Nanoakışkanlar; nükleer reaktör uygulamalarında (Boungiorno ve ark, 2008), daha yüksek verim elde etmek için araçların soğutulmasında ve klima sistemlerinde (Singh ve ark, 2006), cep telefonu ve dizüstü bilgisayarın soğutma sistemlerinde, tıbbi cihazların soğutulmasında (Donzelli ve ark, 2009), mikroçiplerin soğutulmasında (Ma ve ark, 2006), güneş enerjisi uygulamalarında (Nasrin ve ark, 2013), ve Mikro Elektromekanik Sistemler'de (MEMS) soğutma amacıyla aracı akışkan olarak kullanılmaktadır (Dash ve ark, 2007).

1.1. Deneysel Çalışmanın Amacı

Bu deneyisel çalışma, mini kanallı gövde borulu ısı değıştiricinin (MK-GBID) ısı ve hidrodinamik performansına, boru tarafında su yerine nanoakışkan kullanmanın etkilerini incelemek amacıyla yapılmıştır. Bu amaçla, ortalama ısı gücü 1-1,5 kW olan MK-GBID, Kern yöntemine göre tasarlanmıştır. Tasarımda, deneyisel çalışmanın yapılacağı debiler (Re sayıları), sıcaklıklar ve boruların tıkanma ihtimali gibi etkenler dikkate alınmıştır. Isı değıştiricide kullanılacak bakır boruların iç ve dış çapı, Kandlikar ve Grande'nin (2012) mini kanal sınıflandırmasına uygun olarak, sırasıyla 2 mm ve 3 mm seçilmiştir. Basınç kayıpları göz önünde bulundurularak, L/D oranı 120 ve boru boyu 240 mm olarak seçilmiştir. Bu seçimler sonucunda, istenilen ısı gücü için gerekli boru sayısı 13 olarak belirlenmiştir. Boru demetinin oluşturulmasında, gövde tarafı ısı geçişi ve basınç kayıpları ile imalat güçlükleri de dikkate alınmıştır. Boru eksenleri arası mesafe $1,5 D_d$ ve döndürülmüş 60° (eşkenar) üçgen boru düzenlemesi seçilmiş, boru sıra sayısı beş ile sınırlandırılmıştır ve bu koşullarda gövde iç çapı 30 mm olarak belirlenmiştir. Gövde tarafındaki akışın düzenlenmesinde, basınç kayıplarını artırmadan zıt akış koşullarını sağlamak için 4 adet şaşırtma levhası (%25 kesme oranlı, tek bölmeli, enine yönlenmiş) kullanılmıştır. Çalışılacak sıcaklıklar dikkate alınarak ve işlenmesi kolay olduğundan, ısı değıştirici gövdesi ve şaşırtma levhaları kestamitten üretilmiştir. Tasarlanan ısı değıştirici, Gerede Meslek Yüksekokulu atölyesinde imal edilmiştir. Deneyisel çalışma için özel olarak tasarlanıp üretilen laboratuvar ölçekli MK-GBID'nin, öncelikle boru tarafı ısı geçişi ve sürtünme basınç kaybı karakteristikleri, sıcak sudan soğuk suya ısı geçişi deneyleriyle elde edilmiştir. Daha sonra, aynı koşullarda yapılan deneylerle gövde tarafı ısı geçişi karakteristiği elde edilmiştir. Boru ve gövde tarafı sonuçları literatürle karşılaştırılarak, MK-GBID tasarımının ve deneyisel sonuçların doğruluğu onaylandıktan sonra, asıl hedef olan nanoakışkanlarla deneyler yapılmıştır. Deneylerde şebeke suyu ve farklı hacimsel oranlarda saf suyla hazırlanmış Al_2O_3 -su nanoakışkanları kullanılmıştır. Nanoakışkanlarla yapılan deneylerde, gövde tarafından (sıcak taraf) elektrikli ısıtıcı ile ısıtılan şebeke suyu geçirilmiştir. Boru tarafında (soğuk taraf) ise deney akışkanı olarak şebeke suyu ve 6 farklı hacimsel oranda (%0,02, %0,1, %0,2, %0,4, %0,6 ve %0,8) hazırlanan Al_2O_3 -saf su (ortalama parçacık çapı 40 nm) nanoakışkan süspansiyonları kullanılmıştır. Deney düzeneğinin kurulması için gerekli maddi kaynak, büyük oranda Bolu Abant İzzet Baysal Üniversitesi Bilimsel Araştırma

Projeleri Koordinatörlüğü'nün 2011.19.19.415 numaralı araştırma projesi ile sağlanmıştır.





2. GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLER VE NANOAKIŞKANLAR

2.1. Gövde Borulu Isı Değiştiriciler ve Tasarım Yöntemleri

Isı değiştiriciler, ısı enerjisinin kullanıldığı endüstriyel uygulamalarda önemli bir yere sahiptir. Özellikle; petrol, kimya, gıda, otomotiv, uzay ve havacılık endüstrileri, elektronik cihazlar, güç çevrimleri, iklimlendirme ve soğutma sistemleri ısı değiştiricilerin yaygın kullanıldığı uygulamalar arasında sayılabilir. GBID'ler, tasarım, üretim ve bakım kolaylığı, dayanıklılık ve düşük maliyet gibi nedenlerle, en yaygın tercih edilen ısı değiştirici türlerindendir. Bu nedenle, GBID'lerin tasarımında farklı yöntemler önerilmiştir. En yaygın kullanılan tasarım yöntemleri aşağıda kısaca açıklanmıştır.

2.1.1. Kern yöntemi

Kern yöntemi (1950), GBID'lerin tasarımında hem gövde hem de boru tarafındaki ısı geçişinin ve basınç düşümünün hesaplanmasında, ticari GBID'lerin deneysel verileri kullanılarak geliştirilmiştir. Yöntemin, özellikle boru tarafı hesaplarında iyi sonuçlar verdiği bilinmektedir. Ancak, gövde tarafında, şaşırtma levhaları ile yönlendirilen boru demetindeki akışın karmaşıklığı nedeniyle, durum farklıdır. Çünkü gövde tarafındaki akış, sürekli yön değiştirmekte ve bazı bölgelerde boru eksenlerine dik, bazı bölgelerde ise boru eksenlerine paralel akmaktadır. Gövde tarafındaki akışın daha karmaşık (tanımlanması zor) hale gelmesinin diğer bir nedeni; borular-şaşırtma levhaları, gövde-şaşırtma levhaları ve boru demeti-gövde arasındaki baypas (kısa devre) ve kaçak akışlardır (Coulson ve ark, 2005). Nitekim Kern yönteminde, gövde tarafında bahsedilen bu tür baypas ve kaçak akışlar hesaba katılmamaktadır. Ancak Kern yöntemi, uygulanması basit bir yöntem olduğundan, birçok araştırmacı ve tasarımcı tarafından, şaşırtma levhalı GBID'lerin tasarımında tercih edilmektedir (Genceli, 1999).

2.1.2. Bell veya Bell-Delaware yöntemi

Bell-Delaware yöntemi (1961), Delaware Üniversitesi'nden Kenneth J. Bell'in yönettiği ve ASME'nin (The American Society of Mechanical Engineers) desteklediği bir projenin ürünüdür. Bu yöntemle, farklı geometrilerdeki boru demeti

akışlarında, kaçak akışlar için önerilen katsayılarla, daha gerçekçi gövde tarafı ısı taşınım katsayıları elde edilmektedir. Ancak tasarımda kullanılacak bu katsayıların, sayısının fazlalığı ve belirlenmesindeki güçlükler, Bell-Delaware yönteminin zayıflığıdır.

GBID'lerin hem gövde hem de boru tarafındaki ısı geçişi ve basınç düşümü hesapları için çok yaygın olmasa da Kern ve Bell-Delaware yöntemlerinin dışında, Tinker yöntemi (1958) ve Taborek yöntemi (1969) gibi farklı yöntemler de kullanılmaktadır.

2.2. Isı Değiştirici Akış Kanallarının Sınıflandırılması

Isı değiştiricilerde, yüksek basınç dayanımı, üretim ve işleme kolaylığı gibi üstünlüklerinden dolayı genellikle dairesel en-kesitli akış kanalları tercih edilmektedir. Isı değiştiricilerde kullanılan boruların; malzemesi, çapı, cidar kalınlığı, uzunluğu, iç/dış yüzeylerin ve en-kesitin geometrisi, ısı geçişi ve basınç kaybında etkilidir. Son zamanlarda gelişen imalat teknolojisi (düşen üretim maliyetleri) ve yükselen ham madde fiyatlarının etkisiyle, hidrolik çapı küçültmenin ısı geçişi ve basınç kayıplarına etkisinin incelendiği araştırmalar artmıştır. Küçük hidrolik çaplı akış kanallarının, elektronik sistemler gibi mini boyutlu ısı cihazlar başta olmak üzere, uzay, havacılık, otomotiv ve hatta iklimlendirme sistemlerinde kullanımı artmıştır (Sobhan ve Peterson, 2008).

GBID'lerde ısı geçişi yüzey alanının, ısı değiştirici hacmine oranı kısmen büyüktür. GBID'lerde, akışkana taşınım ile ısı geçişi boru yanal yüzeylerinden, akış ise akış kanalı en-kesitinden gerçekleşmektedir. Örneğin; dairesel en-kesitli kanallarda debi, kanal çapının karesi (D^2) ile lineer artarken, ısı geçişi yüzey alanı ise çap (D) ile artmaktadır. Bu nedenle, ısı geçişi yüzey alanının boru iç hacmine oranı da çap ile ters orantılı ($1/D$) ile değişmektedir. Dolayısıyla çap küçüldükçe, yüzey alanının akış hacmine oranı da artmaktadır. Bu artış, GBID'lerin kompaktlığını artırmaktadır. Kompaktlığın artması; ısı değiştiricinin hacmini, kütlesini ve kullanılacak akışkan miktarını da azaltır. Ayrıca ilk yatırım ve işletme maliyetlerini de etkilemektedir (Ünverdi ve ark, 2019).

Akış kanallarının hidrolik çapı için Kandlikar ve Grande (2003) ve Mehendale ve ark. (2000), önerdiği sınıflandırmalar, literatürde yaygın kabul görmüştür. Bu sınıflandırmalar Tablo 2.1.'de verilmiştir.

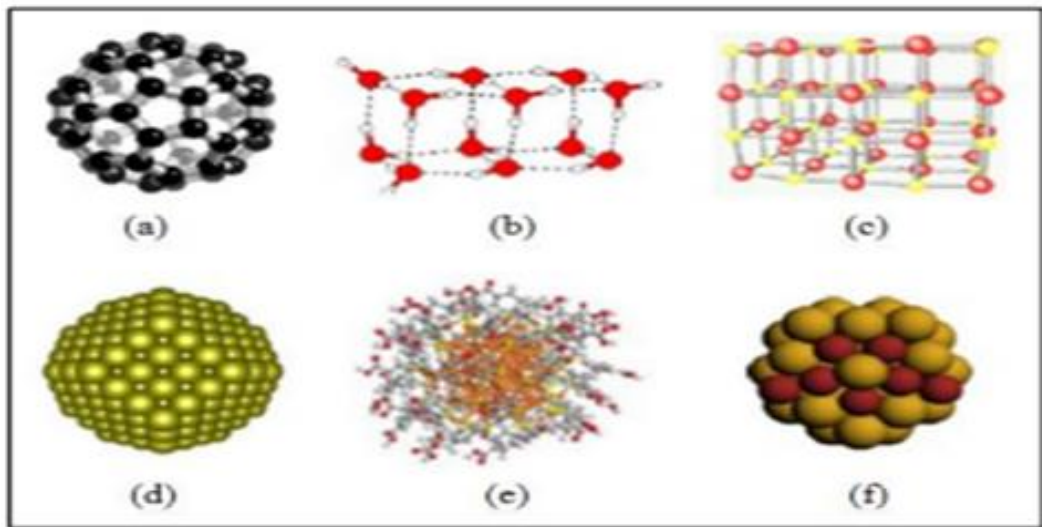
Tablo 2.1. Akış kanallarının hidrolik çapa bağlı sınıflandırılması.

Kandlikar ve Grande		Mehendale ve ark.	
Klasik kanallar	$D_h > 3 \text{ mm}$	Klasik kanallar	$D_h > 6 \text{ mm}$
Mini-kanallar	$3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \text{ } \mu\text{m}$	Kompakt kanallar	$6 \text{ mm} \geq D_h > 1 \text{ mm}$
Mikro-kanallar	$200 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h > 10 \text{ } \mu\text{m}$	Mezo-kanallar	$1 \text{ mm} \geq D_h > 100 \text{ } \mu\text{m}$
Nano-kanallara geçiş	$10 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h > 0,1 \text{ } \mu\text{m}$		
Nano-kanallar	$0,1 \text{ } \mu\text{m} \geq D_h$		

2.3. Nanoakışkanlar

2.3.1. Nano partiküller

Boyutları $d_p=100 \text{ nm}$ 'nin altındaki parçacıklar, “nano partikül” olarak bilinmektedir (Miller ve ark, 2004). Nano boyutlu parçacıklardan oluşan malzemeler, daha büyük boyutlu parçacıklardan oluşan malzemelerden farklı ve bazı yönleriyle daha üstün özellikler göstermektedir. Bu nedenle nano partiküller, ısı sistemleri (nanoakışkanlar), biyomedikal (nanotaşıyıcılar), elektrik-elektronik (optik uygulamalar ve süper iletkenler), otomotiv (aşınmaya dirençli katkılar), farmakoloji (yüksek aktiviteli katalizörler) ve kimya (yüzey aktif maddeler) gibi çok farklı alanlarda kullanılmaktadır (Goldstain, 1997). Bazı nano partikül örnekleri Şekil 2.1.'de verilmiştir (Johnson ve Wilcoxon, 2012).



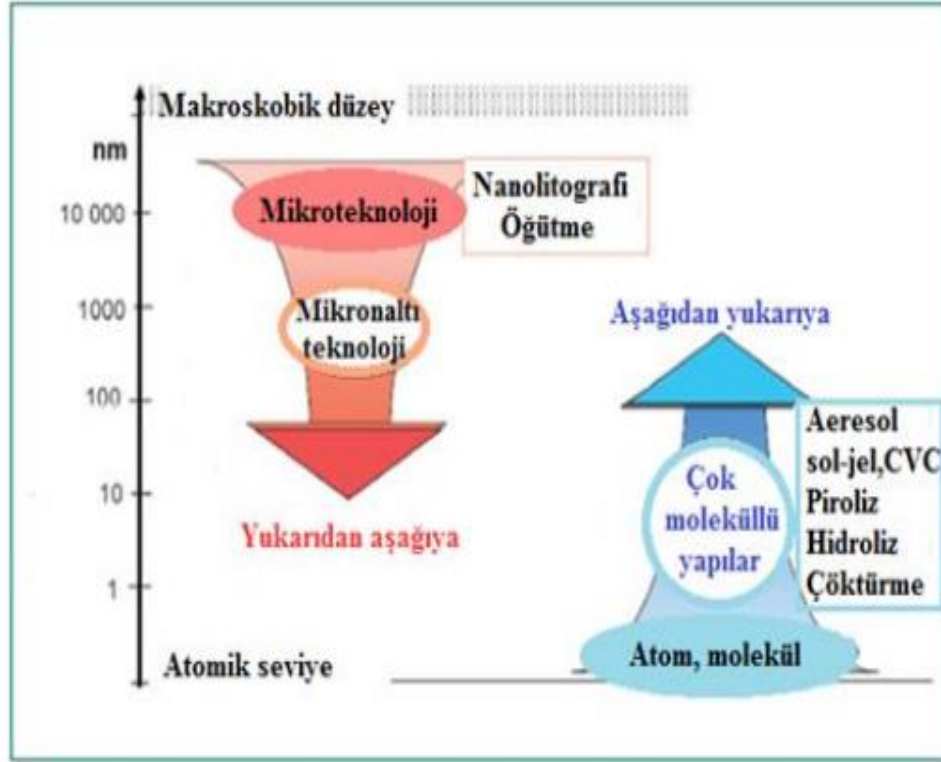
Şekil 2.1. Nano partikül örnekleri (a) Fullerenler, (b) Molekül nano partiküller, (c) İyonik nano partiküller, (d) Metal nano partiküller, (e) Pasifleştirilmiş nano partiküller, (f) Nano alaşımlar.

Nano teknoloji malzemelerinin asıl unsuru olan nano partiküller, çok farklı morfolojik yapılarda ve çok farklı kimyasal bileşimlerde üretilebilmektedir. Örneğin; küresel (CuO , Al_2O_3 , FeO gibi), katkılı, boşluklu (iç boşluklu platin nano partiküller gibi), sandviç, çekirdek-kabuk (altın çekirdek-silika kabuk nano partiküller gibi), çubuk (altın nano çubuklar gibi) ve çok yüzlü (çok duvarlı karbon nano tüpler gibi) ve benzeri farklı morfolojilerde; seramik, metal, metal alaşımı, polimer esaslı veya bunların karışımından oluşan ve istenilen özelliklerde nano partiküller üretilebilmektedir (Gürmen ve Ebin, 2008).

Nano partiküller genellikle, performans artışına bağlı olarak sistem boyutlarını küçülttükleri ve maliyetleri düşürdükleri için uygulamalarda tercih edilmektedir. Özellikle ısıl sistemlerde performansı iyileştiren nanoakışkanlarla ilgili bazı temel fiziksel mekanizma ve etkiler arasında; akışta çalkantı ve türbülansın artması, akışkanın yüzey alanının artması, akışkanın ısı iletim katsayısının artması ve nano partiküller arasındaki çarpışma gibi etkileşimler sayılabilir. Bu fiziksel mekanizma ve etkileşimlerin, yüzeyde akışa dik doğrultudaki sıcaklık gradyanını artırdığı değerlendirilmektedir (Xuan ve Li, 2000; Ünverdi, 2016).

2.3.2. Nano partiküllerin üretimi

Nano partiküllerin üretiminde, yukarıdan-aşağıya (top-down) ve aşağıdan-yukarıya (bottom-top) olmak üzere, Şekil 2.2’de verilen iki genel üretim yolu izlenmektedir (Raab ve ark, 2011). Bu temel üretim yaklaşımlarından en yaygın kullanılan üretim yöntemi örnekleri, Tablo 2.2’de görülmektedir (Bushan, 2010).



Şekil 2.2. Nano partiküllerin üretiminde izlenen genel üretim yaklaşımları.

Tablo 2.2. Nano boyutlu partiküllerin üretiminde yaygın kullanılan yöntemler.

Yukarıdan aşağıya	Aşağıdan yukarıya
Mekanik aşındırma	Asal gaz yoğunlaştırma
Elektro patlama	Alev sentezi
Dağlama	Kimyasal buhar yoğunlaştırma
Isıl (termik) yöntem	Moleküler hüzmeye
Dönen soğuk yüzeyde katılaştırma	Atom tabaka çökmesi
Gaz atomizörü	Yanma
Yüksek enerji	Yaş kimyasal sentez
Aşırı ultraviyole (EUV)	Elektro patlama
Litografi (desenleme)	Lazer ablasyonu
	Sol-jel
	Ultrasonik sprey piroliz (USP)

2.4. Nanoakışkanların Hazırlanması ve Nanoakışkanlara Isı Geçişini Etkileyen Fiziksel Mekanizmalar

2.4.1. Nanoakışkanların hazırlanması

Endüstriyel uygulamalarda kullanılmak amacıyla hazırlanan nanoakışkanlar; su, etilen glikol (EG) ve yağ gibi taşıyıcı (baz veya temel akışkan) sıvılarla, boyutları 1-100 nm arasındaki metal, oksit, karbür veya karbon nano tüplerin koloid süspansiyonlarıdır (Hosokawa ve ark, 2012). Nanoakışkanların hazırlanmasında kullanılan taşıyıcı sıvıların ve nano partiküllerin ısı iletim katsayıları Tablo 2.3 ve Tablo 2.4’de (Eastman ve ark, 2004) verilmiştir. Şekil 2.3’de de bazı taşıyıcı sıvıların ve nano partiküllerin ısı iletim katsayıları karşılaştırmalı verilmiştir (Lomascolo ve ark, 2015). Nanoakışkanlar, ısı difüzyon katsayısı, ısı iletim katsayısı ve ısı taşınım katsayısı gibi özellikleri bakımından taşıyıcı sıvılara göre daha üstündür. Bu nedenle nanoakışkanlar, son yılların önemli araştırma konuları arasındadır ve farklı yeni uygulama alanları bulmuştur. Maxwell (1881), yaklaşık 150 yıl önce sıvıların içerisine karıştırılacak metal parçacıkların ısı iletim katsayısını iyileştireceğini göstermiştir.

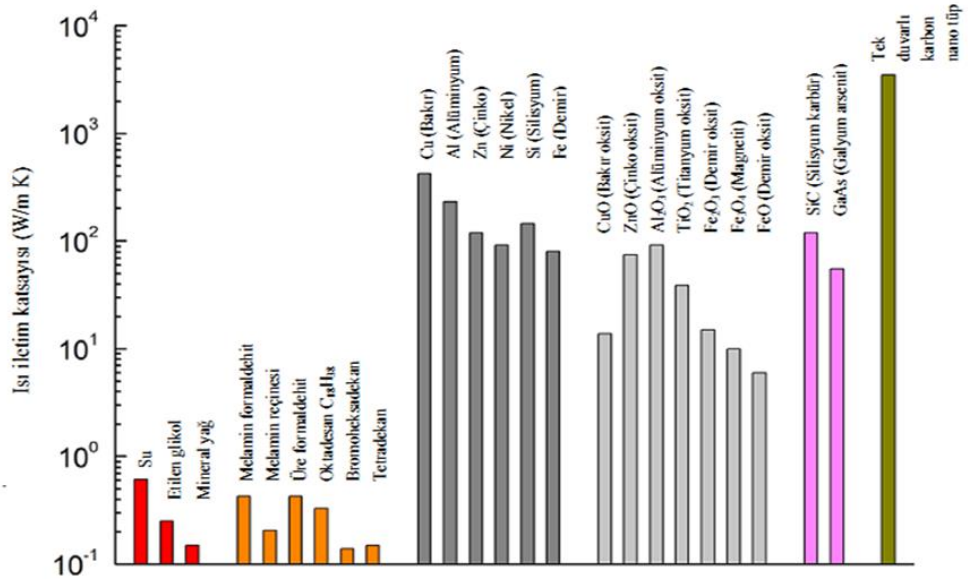
Tablo 2.3. Nanoakışkan üretiminde yaygın kullanılan taşıyıcı (baz) sıvılar.

Taşıyıcı sıvı	Isı iletim katsayısı (W/mK)
Su	0,613
Etilen glikol (EG)	0,253
Motor yağı	0,145
Kerosen	0,150
Sodyum (644 K’de)	72,30
Propan	0,145
Etanol	0,169
Metanol	0,205
Gliserin	0,292
Silikon yağı	0,210

Nanoakışkanlar bir katı-sıvı karışımı olmakla birlikte, aynı zamanda çökelmeyen, topaklanmayan ve kimyasal değişime uğramayan kararlı bir akışkan da olmalıdır. Bu nedenle, nanoakışkanların hazırlanmasında kullanılan nano partiküller ve hazırlama süreçleri önemlidir. Nanoakışkanların hazırlanmasında; tek-aşamalı ve iki-aşamalı olmak üzere iki temel yöntem uygulanmaktadır (Yanjiao ve ark, 2009).

Tablo 2.4. Nanoakışkanların üretiminde kullanılan bazı metalik/metalik olmayan nano partiküllerin ısı iletim katsayıları.

Malzeme	Isı iletim katsayısı (W/mK)
Gümüş	429
Bakır	401
Altın	318
Alüminyum	237
Demir	80
Elmas	3300
Karbon nanotüp	3500
Grafen	3000–5300
Silikon	148
Alümina	40



Şekil 2.3. Isıl sistemlerde yaygın kullanılan aracı akışkan sıvıların, bazı polimerlerin ve katıların ısı iletim katsayıları.

2.4.1.1. Tek-aşamalı (single-step) yöntem

Tek-aşamalı yöntemde, yukarıdan-aşağıya üretim süreci kullanılmakla birlikte, aşağıdan-yukarıya üretim süreci daha yaygın kullanılır. Başka bir ifadeyle, aşağıdan-yukarıya tek-aşamalı yöntemde nanoakışkanlar, atom veya moleküllerden başlanarak çoklu moleküllerin elde edilmesiyle üretilmektedir. Bu yöntemle elde edilen ilk koloid altın nanoakışkan (indirgenmiş altın), 1857 yılında Micheal Faraday (Brust ve ark,

1994) tarafından üretilmiştir. Özellikle 2000’li yıllarda, alüminyum, demir (Choi ve Eastman, 1995) ve bakır (Zhu ve ark, 2004) ile koloid sıvıların üretildiği çalışmalar, tek-aşamalı yöntemin güncel uygulamalarıdır. Tek-aşamalı yöntemde nano partikül-sıvı süspansiyonları; doğrudan buharlaştırma-yoğuşurma (Eastman ve ark, 2001), lazer buharlaştırma (Gao ve Goto, 2014), kimyasal buharlaştırma (Lubej ve Plazl, 2014) veya saf kimyasal sentezi (Shankar ve ark, 2014) gibi işlemlerle elde edilmektedir. Bu yöntemle hazırlanan nanoakışkanların parçacık çapı, parçacık boyutu üniformdur ve kararlı bir yapıdadır. Ancak bu üstünlüklerinin yanında, saf metalin oksidasyonu ve yüksek maliyet gibi dezavantajları da vardır (Ahmed ve ark, 2016a).

2.4.1.2. İki-aşamalı (two-step) yöntem

İki-aşamalı yöntemde, fiziksel, kimyasal ve mekanik yöntemlerle önceden üretilen nano partiküller, daha sonra taşıyıcı sıvılarla karıştırılmaktadır. Nano partiküller, yüzey alanı-hacim oranlarının büyüklüğü, yüksek hareket kabiliyetleri ve moleküllerarası Van der Waals bağ kuvvetleri nedeniyle bir araya gelme eğilimindedir. Nano partiküllerin, bu etkileşimler neticesinde, topaklaşması ve çökmesi, iki-aşamalı yöntemin en önemli zayıflığıdır. Bu tür problemleri aşabilmek amacıyla nano partiküllerle taşıyıcı sıvılar, nanoakışkan uygulamalarında daha yaygın tercih edilen ve maliyeti daha düşük olan iki-aşamalı yöntemde, ultrasonik cihazlarla karıştırılmaktadır. Ayrıca nanoakışkanlar, içerisindeki nano partiküllerin zamanla topaklaşmasını ve çökmesini engellemek amacıyla, kullanıldıkları uygulamalarda, ultrasonik ya da mekanik yöntemlerle sürekli olarak karıştırılmaktadır. Sayılan olumsuzluklarına rağmen iki-aşamalı yöntem, metalik esaslı nano partiküllerle nanoakışkanların hazırlanmasında tercih edilmektedir (Solangi ve ark, 2015).

Tablo 2.5’de bazı araştırmacılar tarafından nanoakışkanların hazırlanmasında kullanılan taşıyıcı sıvılar ve nano partiküller, hazırlama yöntemleri, karışım oranları ve nano partikül boyutları verilmiştir (Ahmed ve ark, 2018b).

Tablo 2.5. Bazı nanoakışkanların hazırlama yöntemleri ve özellikleri.

Araştırmacı	Nanoakışkan	Karışım yöntemi	Karışım oranı (ϕ)	Partikül boyutu (nm)
Patel ve ark.	Au/Toluen	İki-aşamalı	0,00026	10~20
Xie ve ark.	Al ₂ O ₃ /EG	İki-aşamalı	0,05	60
Liu ve ark.	Cu/Su	Tek-aşamalı	0,1	75~100
Eastman ve ark.	Cu/EG	İki-aşamalı	0,3	10
Hong ve ark.	Fe/EG	İki-aşamalı	0,55	10
Putnam ve ark.	Au/Etanol	İki-aşamalı	0,6	4
Xie ve ark.	CNT/Su	İki-aşamalı	1,0	15x30 μ m
Xie ve ark.	CNT/EG	İki-aşamalı	1,0	15x30 μ m
Xie ve ark.	CNT/Su	İki-aşamalı	1,0	15x30 μ m
Hussien ve ark.	CNT/Su	İki-aşamalı	0,25	30
Choi ve Eastman	. CNTs/Polyoil	İki-aşamalı	1,0	25x50 μ m
Liu ve ark.	CNT/Motor yağı	İki-aşamalı	2,0	20~50
Zhu ve ark.	Fe ₃ O ₄ /Su	İki-aşamalı	4	10
Xie ve ark.	SiC/Su	İki-aşamalı	4,2	25
Murshed ve ark..	TiO ₂ /Su	İki-aşamalı	5	15
Xie ve ark.	Al ₂ O ₃ /Su	İki-aşamalı	5	20
Zhang ve ark.	CuO/Su	İki-aşamalı	5	33
Xuan ve Li.	Cu/Su	İki-aşamalı	7,5	100
Yang ve ark.	Su/FC-72	İki-aşamalı	12	9,8

2.5. Nanoakışkanlarda Taşınım İle Isı Geçişi

Nanoakışkanların, su, etilen glikol, yağ gibi saf aracı (taşıyıcı) akışkanlara göre taşınım ile ısı geçişini iyileştirdiği bilinmektedir. Ayrıca, nanoakışkanların ısı iletim katsayısı, saf aracı akışkanlardan daha yüksektir. Ancak nanoakışkanlara taşınım ile ısı geçişini etkileyen diğer termofiziksel özellikler (yoğunluk, özgül ısı, viskozite) ve mekanizmalarla ilgili araştırmalar ve değerlendirmeler de bulunmaktadır. Sergis ve Hardalupas (2011), nanoakışkanların taşınım ile ısı geçişini iyileştirmesiyle ilgili yaptıkları istatistiksel incelemede ele aldıkları 85 araştırmadan; %33'ünde Brownian hareketinin, %23'ünde ara yüzeyde sıvının katmanlaşmasının, %5'inde incelen akışkan davranışının, %2'sinde kümelenme ve dağılma davranışının, geri kalanlarda ise diğer etkili mekanizmaların önemli olduğunu bildirmişlerdir. Taşınım ile ısı geçişinde etkili olduğu değerlendirilen önemli mekanizmalardan aşağıda kısaca bahsedilmiştir (Tablo 2.6).

Nanoakışkanlara taşınım ile ısı geçişinde etkili mekanizmalar, Ünverdi (2016), tarafından kapsamlı olarak ele alınmıştır. Bunlardan en etkili olduğu düşünülen Brownian hareketinde nano partiküller, taşıyıcı sıvı içerisinde uzun mesafeler boyunca

rastgele hareket ederken, temas ettikleri sıcak sıvı moleküllerinden aldıkları ısı enerjisini daha soğuk sıvı moleküllerine taşırlar. Brownian hareketinin iyileştirme etkisi; nano partiküllerin, diğer sıvı moleküllerine göre daha büyük temas yüzey alanı ve kütlesi ile açıklanmaktadır (Hong ve Yang, 2005). Brownian hareketinin etkisi, yükselen sıcaklıkla artarken, konsantrasyona bağlı olarak artan viskozite ile azalır. Ayrıca, Brownian hareketi yapan nano partiküllerin, etraflarındaki sıvıyı karıştırmasıyla oluşan çalkantılar nedeniyle de (mikro ölçekli taşınım) ısı geçişini iyileştirdiği değerlendirilmektedir (Angayarkanni ve Philip, 2015).

Ara yüzeyde sıvının katmanlaşması (interfacial layer theory), katı-sıvı ara yüzeyinde katıya temas eden sıvı molekülleri ile katı molekülleri arasındaki moleküler çekim kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır. Katı yüzey ile sürekli temasta olan sıvı molekülleri arasındaki güçlü etkileşim nedeniyle oluşan düzenli molekül dizilimi ısı iletimini artırırken, katı yüzeyden uzaktaki serbest sıvı molekülleri arasındaki zayıf etkileşimler ve moleküllerin düzensiz hareketleri, ısı iletim direncini artırmaktadır (Meibodi ve ark, 2010; Ünverdi, 2016).

Nanoakışkanların, katıya yakın yüksek hız gradyeni bölgesinde (yüksek kayma gerilmesi altında) Newton tipi akışkan davranışından uzaklaştığı ve sanki viskoziteleri azalarak incelen akışkan davranışı gösterdiği kabul edilmektedir. Bu mekanizma ile sınır tabaka kalınlığının incilmesi, taşınım ile ısı geçişini iyileşmektedir (Ünverdi, 2016).

Nano partiküller arasındaki bağ kuvvetlerinin, nanoakışkan içerisinde de etkisini koruduğu ve nano partiküllerin bir araya gelerek kümelenmeye başladığı belirlenmiştir (Li ve Kleinstreuer, 2008). Nanoakışkan içerisinde kümelenme etkisiyle oluşan zincir benzeri yapıların da ısı iletim katsayısını artırdığı ve ısı enerjisinin yayılmasını kolaylaştırdığı değerlendirilmektedir.

Nanoakışkan içerisinde sıcaklık gradyeni doğrultusunda artan ısı genleşme ve oluşan termoforez kuvvetlerin etkisi, mikro ölçeğin altındadır. Termoforez kuvvetlerin etkisi ve hidrodinamik etkilerle, sıcak ve soğuk akışkan bölgelerinde nano partikül konsantrasyonunda oluşan farklılaşma, ısı yayılımı iyileştirmektedir (Wen ve ark, 2009b).

Nanoakışkan içerisinde katı yüzeye yakın bölgede nano ölçekli ısı ışınım etkisinin (ısı ışınım-en temel ısı geçişi mekanizması), hem yüzeye nano partiküller arasında

hem de nano partiküllerin kendi aralarında gerçekleştiği ve dolayısıyla ısı geçişini iyileştirdiği kabul edilmektedir (Feng ve Kleinstreuer ,2010).

Tablo 2.6. Nanoakışkanlara taşınım ile ısı geçişinde etkili mekanizmalar.

Nanoakışkan mekanizmaları
1. Brownian hareketi
2. Kayma gerilmesi etkisinde viskozitenin azalması
3. Ara yüzey sınır tabaka teorisi
4. Elektriksel çift tabaka
5. Fonon (kafes titreşimi) etkileşimi
6 Nano partiküllerin topaklaşması (kümelenme)
7. Hız profilinin viskoziteye bağlı düzleşmesi
8. Isı iletim katsayısının iyileşmesi
9. Isınan yüzeyde nano katman oluşumu
10. Yerçekimi ivmesi
11. Nano partikül şekli/Yüzey alanı
12. Difüzyon
13. Termoforez kuvvetler
14. Newton tipi olmayan akışkan davranışı
15. Hacimsel oran
16. Nano partikül çapı
17. Magnus etkisi

2.6. Nanoakışkanların Termofiziksel Özellikleri

2.6.1. Nanoakışkanların termofiziksel özelliklerinin (yoğunluk, özgül ısı, ısı iletim katsayısı ve viskozite) ölçülmesi ve hesaplanması

Taşıyıcı akışkana az miktarda da olsa nano partiküllerin eklenmesiyle (nanoakışkan), taşıyıcı akışkanının termofiziksel özellikleri değişmektedir. Nanoakışkanın termofiziksel özelliklerinin bilinmesi, basınç kaybı ve ısı geçişi hesaplarında, nanoakışkanın ısı ve hidro dinamik performansının, saf aracı (taşıyıcı) akışkanla karşılaştırılmasında ve değerlendirilmesinde gereklidir. Nanoakışkanların termofiziksel özelliklerinin (yoğunluğu, viskozitesi, ısı iletim katsayısı ve özgül ısı) (

deneysel yolla doğru tespiti ve analitik/ampirik bağıntılarla tanımlanması amacıyla çok sayıda araştırma yapılmıştır (Minkowycz ve ark, 2016; Pak ve Cho, 1998).

2.6.1.1. Nanoakışkanın yoğunluğu

Akışkan yoğunluğu, tüm ısı geçişi ve basınç kaybı hesaplarında etkili bir termodinamik özelliklerdir. Nanoakışkanların yoğunluğunun sıcaklığa bağlı değişimi de bu nedenle önemlidir. Miktarları ve yoğunlukları bilinen taşıyıcı akışkan (sıvı) ve katı nano partiküllerin bir karışımı olan nanoakışkanların yoğunluğunun hesabında, aşağıdaki analitik bağıntı yaygın kullanılmaktadır (Shahrul ve ark, 2016).

$$\rho_{na} = \frac{m_{na}}{V_{na}} = \left(\frac{m_s + m_p}{V_s + V_p} \right) = \left(\frac{\rho_s V_s + \rho_p V_p}{V_s + V_p} \right) \quad (2.1)$$

$$\phi = \frac{V_p}{V} \quad (2.2)$$

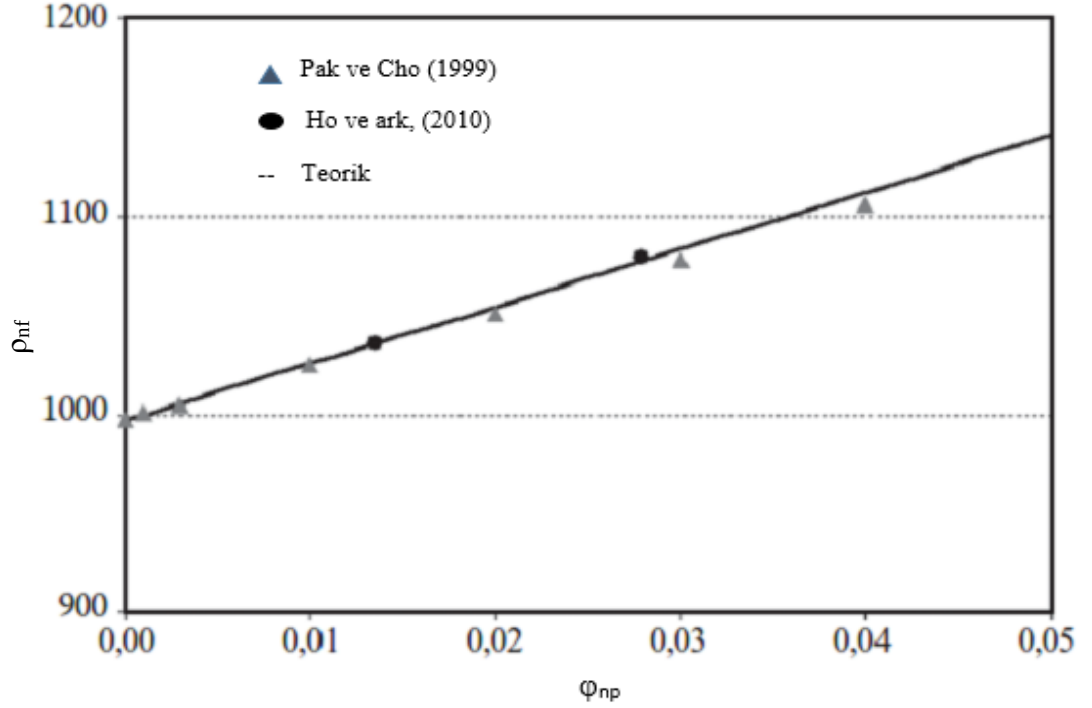
$$\phi = \frac{V_p}{V_s + V_p} \quad (2.3)$$

şeklinde yazılırsa;

$$\rho_{na} = (1 - \phi)\rho_s + \phi\rho_p \quad (2.4)$$

elde edilmiş olur. Burada, ϕ (%) karışım içindeki nano partiküllerin hacimsel oranı, ρ_{na} nanoakışkan yoğunluğu, ρ_p nano partikül yoğunluğu, ρ_s taşıyıcı sıvının yoğunluğu, m_{na} nanoakışkanın kütlesi, m_s taşıyıcı sıvının kütlesi, m_p nano partiküllerin kütlesi, V_p nano partiküllerin hacmi, V_s taşıyıcı sıvının hacmi ve V_{na} hazırlanan nanoakışkanın hacmidir.

Yukarıdaki denklemin doğruluğu ve geçerliliği, Şekil 2.4’de Al_2O_3 -su nanoakışkanı için oda sıcaklığında yapılan deneylerle gösterilmiştir (Pak ve Cho, 1998; Ho ve ark, 2010).



Şekil 2.4. Al_2O_3 -su nanoakışkanlarında yoğunluğun nano partikül hacimsel oranına bağlı değişimi; oda sıcaklığındaki deneysel ve teorik sonuçların karşılaştırılması.

2.6.1.2. Nanoakışkanın özgül ısı

Nanoakışkanlarla yapılan çalışmalarda, nano partiküller ile taşıyıcı sıvının ısı dengede (aynı sıcaklıkta) olduğu kabul edilerek, nanoakışkanın özgül ısının hesabında, yoğunlukta olduğu gibi aşağıdaki analitik bağıntı kullanılmaktadır.

$$Q_{na} = m_{na} c_{p,na} \Delta T \text{ ise } c_{p,na} = (Q / m \Delta T)_{na} \quad (2.5)$$

Denklemin her iki tarafı ρ_{na} ile çarpılırsa;

$$\rho_{na} c_{p,na} = \rho_{na} (Q / m \Delta T)_{na} \quad (2.6)$$

olur. Sonuç aşağıdaki denklemde yerine yazılırsa;

$$m_{na} = m_s + m_p \quad \text{ve} \quad Q_{na} = Q_s + Q_p \quad (2.7)$$

$$\rho_{na} c_{p,na} = \rho_{na} ((Q_s + Q_p) / (m_s + m_p) \Delta T) \quad (2.8)$$

elde edilir.

$$Q_s = m_s c_{p,s} \Delta T = \rho_s V_s c_{p,s} \Delta T \quad (2.9)$$

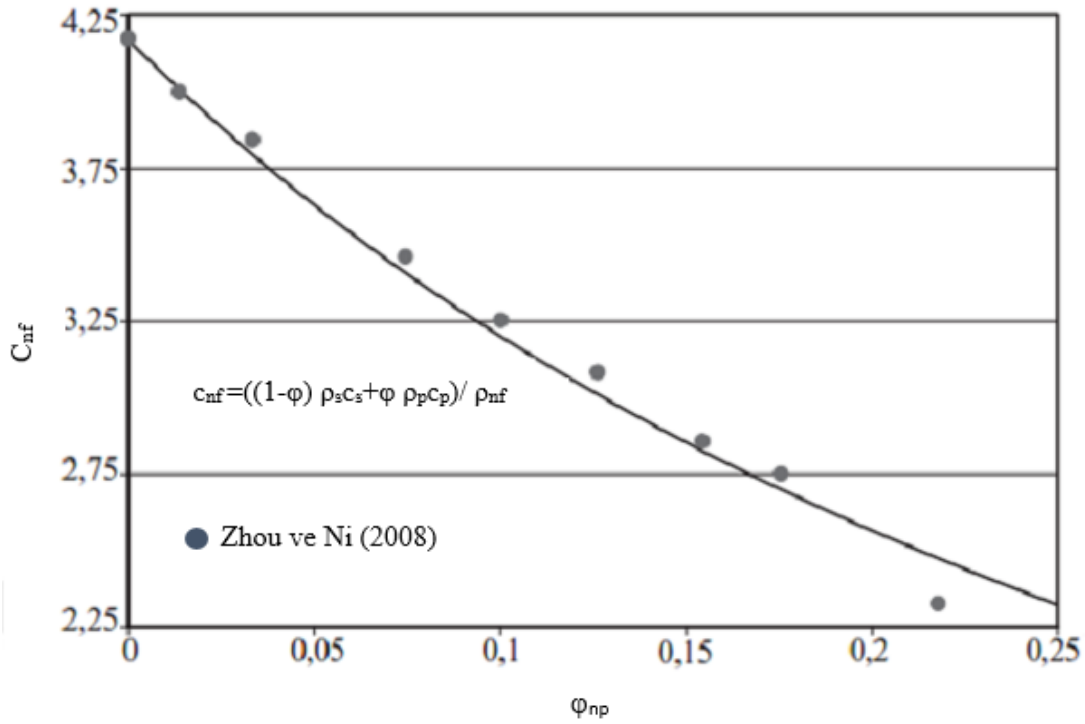
$$Q_p = m_p c_{p,p} \Delta T = \rho_p V_p c_{p,p} \Delta T \quad (2.10)$$

şeklindedir. Nanoakışkanın özgül ısısı,

$$\rho_{na} c_{p,na} = \rho_{na} (Q / m \Delta T)_{na} = (\rho_s V_s c_{p,s} \Delta T + \rho_p V_p c_{p,p} \Delta T) / (m_s + m_p) \Delta T \quad (2.11)$$

$$c_{p,na} = ((1-\varphi) \rho_s c_{p,s} + \varphi \rho_p c_{p,p}) / \rho_{na} \quad (2.12)$$

olarak elde edilir.



Şekil 2.5. Al₂O₃-su nanoakışkanlarında özgül ısıнын hacimsel orana bağlı değişimi; oda sıcaklığındaki deneysel ve teorik sonuçların karşılaştırılması.

Şekil 2.5’de Buongiorno (2006), Avsec ve Oblak (2007) ve Zhou ve Ni (2008), Denklem 2.12’nin geçerliliğini Al₂O₃-su nanoakışkanları ile oda sıcaklığında yapılan deneylerle göstermişlerdir. Bu çalışmada, nanoakışkanın özgül ısısının hesaplanmasında, Al₂O₃ nano partiküllerinin özgül ısısı $c_p=880$ J/kgK ve yoğunluğu $\rho_p=3890$ kg/m³ olarak alınmıştır (Sundar ve ark, 2012).

2.6.1.3. Nanoakışkanın ısı iletim katsayısı

Taşıyıcı akışkan olan saf sıvılara nano partiküllerin eklenmesi, beklendiği gibi, taşınım ile ısı geçişinde etkili ısı iletim katsayısını artırmaktadır. Nanoakışkanların ısı iletim katsayısının doğru tespiti, ısı hesaplarında oldukça önemlidir. Konu hakkında ilk çalışmayı yapan Choi ve Eastman (1995)'den sonra, nanoakışkanların ısı iletim katsayısı ile ilgili araştırmalar artarak devam etmiştir (Şahin ve Namlı, 2018).

Nanoakışkanların ısı iletim katsayısının, saf aracı akışkanlara göre daha yüksek olmasını açıklamak üzere, farklı etkiler ve mekanizmalar önerilmiştir. Bu mekanizmalar, statik ve dinamik olmak üzere iki alt gruba ayrılmaktadır (Murshed ve Leong, 2009).

Nanoakışkanların ısı iletim katsayısı artışında rolü olan statik etkenler (Kakaç, 2018):

- Sıcaklık
- Nano partikül çapı
- Nano partikül şekli
- Nano partikül ve akışkan türü
- Nano partikül hacimsel veya kütle oranı

Nanoakışkanların ısı iletim katsayısında etkili dinamik mekanizmalar:

- Brownian hareketi
- Nano partiküllerin etrafındaki akışkan tabakası
- Nano partiküllerin topaklaşması
- Fonon taşınımlarının etkisi

Statik modelleme

Bu yaklaşımda, nanoakışkanda ısı iletilirken, nano partiküllerin taşıyıcı sıvı içerisinde hareket etmediği varsayılır. Maxwell (1881), Hamilton–Crosser (1962) ve Bruggeman (1935) modelleri bu grupta değerlendirilmektedir. Bu modellerde özellikle katı-sıvı ara yüzey tabakası esas alınmıştır (Murshed ve Leong, 2009).

Dinamik modelleme

Bu yaklaşımda, başta Brownian hareketi olmak üzere, nano partiküllerin akışkan içerisindeki hareketleri esas alınmaktadır. Keblinski ve ark. (2005), Xuan ve ark. (2003), Kumar ve ark. (2004) ve Jang ve Choi (2017) modelleri bu gruptaki modellerdendir.

Murshed ve Leong (2009) üçüncü bir yaklaşım olarak kombine (tümleşik) modellemeyi önermektedir. Bu yaklaşımda, etkin (efektif) ısı iletim katsayısının hesabında, statik ve dinamik değerlerin toplamı esas alınmaktadır. Buna göre;

$$k_{ef-na} = k_{statik} + k_{dinamik} \quad (2.13)$$

Burada, $k_{dinamik}$, dinamik etkenlerden dolayı oluşan ısı iletim katsayısı, k_{statik} , statik etkenlerden dolayı oluşan ısı iletim katsayısı ve k_{ef-na} , nanoakışkanın efektif ısı iletim katsayısıdır.

Araştırmacılar yaptıkları deneysel çalışmada, statik etkilerin daha baskın olduğunu elde etmiştir (Murshed ve Leong, 2009). Tablo 2.7’de bu etkiler karşılaştırmalı verilmiştir.

Tablo 2.7. Kombine (tümleşik) modellemede, statik ve dinamik etkilerin ısı iletim katsayısına katkıları.

Hacimsel oran (%)	k_{ef-na} (W/mK)	k_{statik} (%)	$k_{dinamik}$ (%)
1	0,7045	87	13
1,5	0,718	89	11
2	0,734	90	10

Literatürde nanoakışkanlar için yaygın kullanılan ısı iletim katsayısı bağıntıları Tablo 2.8’de verilmiştir.

Tablo 2.8. Nanoakışkanlar için ısı iletim katsayısı bağıntıları.

Araştırmacı	Isı iletim katsayısı bağıntısı	Açıklamalar
Maxwell (1881)	$\frac{k_{na}}{k_s} = \frac{1+2\beta\varphi}{1-\beta\varphi}, \beta = \frac{(k_p-k_s)}{(k_p+2k_s)}$	Küresel nano partiküller ve kompozit malzemeler
Maxwell-Garnett modeli	$k_{na} = \frac{k_p+(n-1)k_s-(n-1)\varphi(k_s-k_p)}{k_p+(n-1)k_s+\varphi(k_s-k_p)} k_s$	Küresel nano partiküller
Gnielinski (1881)	$\frac{k_{na}}{k_s} = \frac{1+2\beta\varphi}{1-\beta\varphi}, \beta = \frac{(k_p-k_s)}{(k_p+2k_s)}$	Küresel nano partiküller ve kompozit malzemeler
Dittus-Boelter	$k_{na} = \frac{k_p+(n-1)k_s-(n-1)\varphi(k_s-k_p)}{k_p+(n-1)k_s+\varphi(k_s-k_p)} k_s$	Küresel nano partiküller
Saito (1950)	$k_{na} = \frac{k_p+(n-1)k_s-(n-1)\varphi(k_s-k_p)}{k_p+(n-1)k_s+\varphi(k_s-k_p)} k_s$	Küresel nano partiküller
Hamilton ve Crosser (1962)	$\frac{k_{na}}{k_s} = k_s \left[\frac{k_p+(n-1)k_s-(n-1)(k_s-k_p)\varphi}{k_p+(n-1)k_s+(k_s-k_p)\varphi} \right]$	Farklı şekil ve boyuttaki nano partiküller
Lu-Lin (1996) MURAT HOCAM bu bağıntı sıkıntılı gibi	$\frac{k_{na}}{k_s} = 1 + \left(\frac{k_p}{k_s}\right) + b\varphi^2$	Küresel ve küresel olmayan nano partiküller
Kumar ve ark. (2004)	$\frac{k_{na}}{k_s} = k_b + C \frac{2k_B T}{\pi v d_p^2} \frac{\varphi r_b}{k_b(1-\varphi)r_b} k_b$	Brownian hareketi ve sıcaklık
Buongiorno (2006)	$\frac{k_{eff}}{k_s} = 1 + 2,92\varphi - 11,99 \varphi$	Küresel nano partiküller
Timofeeva ve ark. (2007a)	$k_{na} = (1 + 3\varphi)k_s$	Nano Alümina/saf su
Godson ve ark. (2014)	$\frac{k_{eff}}{k_s} = 0,9692\varphi + 0,9508$	Nano Ag/su
Corcione (2011)	$\frac{k_{eff}}{k_s} = 1 + 4,4Re^{0,4}Pr^{0,66} \left(\frac{T}{T_{sr}}\right)^{10} \left(\frac{k_p}{k_s}\right)^{0,03} \varphi^{0,66}$	Nano Alümina/saf su
Duangthongsu ve Wongwises (2009)	$\frac{k_{eff}}{k_s} = a + b \varphi$ a = 1,0225, b = 0,0272 for T = 15 °C a = 1,0204, b = 0,0249 for T = 25 °C a = 1,0139, b = 0,0250 for T = 35 °C	TiO ₂ /saf su
Li ve Peterson (2006)	$\frac{k_{eff}-k_s}{k_s} = 0,764 \varphi + 0,0187(T-273,15) - 0,462$	Nano Alümina/su
Pak ve Cho (1998)	$\frac{k_{na}}{k_s} = 1 + 7,47\varphi$	Nano partikül boyutu
Yu ve Choi (2003)	$k_{na} = \left[\frac{k_p + 2k_s + 2(k_p-k_s)(1+\beta_1)^3\varphi}{k_p + 2k_s - (k_p-k_s)(1+\beta_1)^3\varphi} \right] k_s$ $k_{na} = \left[\frac{2(1-\gamma) + (1+\beta_1)^3(1+2\gamma)\gamma}{(1-\gamma) + (1+\beta_1)^3(1+2\gamma)} \right] k_s$ $\beta_1 = \frac{h}{r_p}, \gamma = \frac{k_{katman}}{k_p}$	Genişletilmiş Maxwell, küresel nano partiküller, nano katman

Tablo 2.8. (Devamı) Nanoakışkanlar için ısı iletim katsayısı bağıntıları.

Chandrasekar ve ark. (2010)	$\frac{k_{eff}}{k_s} = \left(\frac{C_{p,eff}}{C_{p,s}} \right)^a \left(\frac{\rho_{eff}}{\rho_s} \right)^b \left(\frac{M_s}{M_{eff}} \right)^c$ $a = -0,023, b = 1,358, c = 0,125$	Nano Alümina/su
Minsta ve ark. (2009)	$k_{na} = (1 + 1,72\varphi)k_s$	Nano Alümina/su
Khanafer ve Vafai (2011)	$\frac{k_{na}}{k_s} = 1 + 1,0112\varphi + 2,4375\varphi \left(\frac{47}{d_p} \right) - 0,0248\varphi \left(\frac{k_p}{0,613} \right)$	Nano Alümina/su ve CuO/su
Xue (2005)	$\frac{k_{eff}}{k_s} = \frac{1 - \varphi + 2\varphi \frac{k_p}{k_p - k_s} \ln \frac{k_p + k_s}{2k_s}}{1 - \varphi + 2\varphi \frac{k_s}{k_p - k_s} \ln \frac{k_p + k_s}{2k_f}}$	Küresel nano partikül
Ho ve ark. (2010)	$\frac{k_{na}}{k_s} = \frac{2 + \left(\frac{k_p}{k_s} \right) + 2\varphi \left[\left(\frac{k_p}{k_s} \right) - 1 \right]}{2 + \left(\frac{k_p}{k_s} \right) - \varphi \left[\left(\frac{k_p}{k_s} \right) - 1 \right]}$	Nano Alümina/su
Patel ve ark. (2010)	$k_{na} = 1 + 0,135(k_p/k_s)^{0,273} \varphi^{0,473} (T/20)^{0,547} (100/d_p)^{0,234} k_s$	Küresel nano metal veya metal oksitler için (%0,1-%0,3 ve 20°C-50°C)
Chon ve ark. (2005)	$\frac{k_{na}}{k_s} = 1 + 64,7\varphi^{0,746} \left(\frac{d_s}{d_p} \right)^{0,369} \left(\frac{k_p}{k_s} \right)^{0,7476} Pr^{0,9955} Re^{1,2321}$	Nano/küresel nano partiküller

2.6.1.4. Nanoakışkanın viskozitesi

Nano partiküllerin eklenmesi, saf aracı akışkanın (taşıyıcı sıvı) ısı iletim katsayısına göre ısı iletim katsayısını iyileştirirken, aynı zamanda viskoziteyi de artıracığından, akış kaynaklı basınç düşümü de artacaktır (Mewis ve Wagner, 2012). Basınç düşümünün artması, akışın devamı için daha yüksek pompalama gücü gerektirdiğinden, viskozitenin artması nanoakışkanların dezavantajıdır (Kakaç ve ark, 2012; Chen ve ark, 2007).

Literatürde nanoakışkanların viskozite hesapları için teorik ve deneysel çok sayıda bağıntı önerilmiştir. Teorik modellerden en yaygın kullanılan Einstein (1906), Bringham (1952), Saito (1950), Batchelor (1977) ve Lundgren (1972) bağıntılarının ortak özelliği, sadece nano partikül hacimsel oranındaki değişimin dikkate alınmasıdır. Deneysel modellerden öne çıkan, Drew ve Passman (1999), Wang ve ark. (1999), Tseng ve Lin (2003), Buongiorno (2006), Grag ve ark. (2008), Maiga ve ark. (2005), ve Song ve ark. (2005) bağıntılarında sadece hacimsel oran esas alınırken, Duangthongsuk ve Wongwises (2009) bağıntısında hacimsel oranın yanında sıcaklığa bağlı katsayılar, Chandrasekar ve ark. (2010), Corcione (2011) ve Timofeeva ve ark.

(2007) bağıntılarında ise nano partikül çapına bağlı katsayılar da bağıntılara eklenmiştir. Nanoakışkanlar için literatürde önerilen viskozite bağıntıları Tablo 2.9’da verilmektedir.

Tablo 2.9. Nanoakışkanlar için viskozite bağıntıları.

Araştırmacı	Viskozite bağıntısı	Açıklamalar
Einstein (1906)	$\mu_{na} = \mu_s (1 + 2,5 \varphi)$	Küçük hacimsel oranlarda ($\varphi < \%2$) geçerli
Brinkman (1952)	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = \frac{1}{(1-\varphi)^{2,5}}$	Genişletilmiş Einstein modeli: ($\varphi < \%4$) altındaki hacimsel oranlarda
Drew ve Passman (1999)	$\frac{\mu_{na}}{\mu_s} = 1 + 2,5 \varphi$	$\varphi < \%0,5$ altındaki değerler hacimsel oranlar için geçerli
Batchelor (1977)	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = 1 + 2,5 \varphi + 6,2 \varphi^2$	Küresel nano partiküller
Wang ve ark. (1999)	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = 1 + 7,3\varphi + 123\varphi^2$	Al ₂ O ₃ , bakır ve Grafen nano partiküller için geçerli
Maiga ve ark. (2004)	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = 1 + 7,3\varphi + 123\varphi^2$	Nano Alümina/su
Song ve ark. (2005)	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = 1 + 56,5\varphi$	Küresel nano partiküller
Kulkarni ve ark. (2006)	$\ln \mu_{eff} = -(2,8751 + 53,548 \varphi - 107,12 \varphi^2) + (1078,3 + 15857 \varphi + 20587 \varphi^2) \left(\frac{1}{T}\right)$	CuO/saf su
Buongiorno (2006)	$\frac{\mu_{na}}{\mu_s} = 1 + 5,45 \varphi + 108,2 \varphi^2$ $\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = 1 + 39,11 \varphi + 533,9 \varphi^2$	Al ₂ O ₃ ve TiO ₂ için
Happel (1957)	$\mu_{na} = \mu_s (1 + 1,55 \varphi)$	% 0,5 küresel parçacıklar için modifiye edilmiş Einsten modeli
Grag ve ark. (2008)	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = 1 + 11 \varphi$	CuO/etilen glikol
Nguyen ve ark. (2007)	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = 0,904 \exp(0,1483 \varphi)$ $dp = 47 \text{ nm}$ $\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = 1 + 0,025 \varphi + 0,015 \varphi^2$ $dp = 36 \text{ nm}$ $\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = 1,475 - 0,319 \varphi + 0,051 \varphi^2 + 0,009 \varphi^3$ $dp = 29 \text{ nm}$	Al ₂ O ₃ /su ve CuO/su
Chen ve ark. (2007)	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = 1 + 10,6 \varphi + 112,36\varphi^2$	Ti ₂ O/Etilen glikol
Corcione (2011)	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = \frac{1}{1 - 34,87(d_p/d_s)^{-0,3} \varphi^{-1,03}}$ $d_s = 0,1 + \left(\frac{6M}{N\pi\rho_{s,0}}\right)^{1/3}$	EG/Su Si ₂ O/Etanol

Tablo 2.9. (Devamı) Nanoakışkanlar için viskozite bağıntıları.

Duangthongsu ve Wongwises (2009)	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_s} = a + b \varphi + c \varphi^2$ a=1,0226, b=0,0477, T = 15°C için c=-0,0112 a=1,0130, b= 0,0920, T = 25°C için c=-0,0150 a=1,0180, b= 0,1120, T = 35°C için c=-0,0177	Ti ₂ O/Su
Graham (1981)	$\mu_{na} = \mu_s (1 + 2,5 \varphi) + \mu_s \left[\frac{4,5}{\left(\frac{h}{r_p}\right) \left(\frac{2+h}{r_p}\right) \left(\frac{1+h}{r_p}\right)^2} \right]$ h, iki partikül arasındaki mesafe, r _p partikül yarıçapı	Küçük hacimsel oranlarda ($\varphi < \%2$) geçerli
Hemmat ve ark. (2015)	$\mu_{na} = \mu_s (1 + 32,795\varphi - 7214\varphi^2 + 714600\varphi^3 - 0,1941 \times 10^8 \varphi^4)$	Ag-MgO/Su Hibrid nanoakışkan ($0 \leq \varphi \leq \%2$)
Bobo ve ark. (2012)	$\mu_{na} = \mu_s (1 - 0,50437\varphi + 1,74486\varphi^2)$	Tek duvarlı nano karbon/Su TiO ₂ /Su
Khanafer ve Vafai (2011)	$\mu_{na} = \mu_s (1 + 23,09\varphi + 1525,3\varphi^2)$	Al ₂ O ₃ /Su (d _p =13 nm)
Eilers (1941)	$\mu_{na} = \mu_s \left(1 + \frac{1,25\varphi}{1 - \varphi/0,78}\right)$	
Timofeeva ve ark. (2009b)	$\mu_{na} = \mu_s (1 + A_1 \varphi + A_2 \varphi^2)$ Yassı tanecik $\begin{cases} A^1 = 37,1 \\ A^2 = 612,6 \end{cases}$ Kanat $\begin{cases} A^1 = 14,6 \\ A^2 = 123,3 \end{cases}$ Silindir $\begin{cases} A^1 = 13,5 \\ A^2 = 904,4 \end{cases}$ Küp $\begin{cases} A^1 = 1,9 \\ A^2 = 471,4 \end{cases}$	Küresel olmayan nano partiküller
Esfe ve ark. (2014)	$\mu_{na} = \mu_s (1 + 11,61 \varphi + 109 \varphi^2)$	$\varphi = \%0,0625 - \%1$ SiO ₂ /Su ve TiO ₂ /su

2.7. Önceki Çalışmalar

2.7.1. Mini kanallarda tek fazlı akış ve taşınım ile ısı geçişi

Endüstriyel kullanımı oldukça yaygın olan GBID’lerde ısı geçişinin iyileştirilmesi ve nanoakışkanların farklı uygulamalarda kullanımının yaygınlaştırılması, son yıllarda ısı geçişi alanındaki güncel araştırmalardandır. Klasik (makro) borularla üretilen GBID’lerde tek fazlı saf aracı akışkanların akışı ve ısı geçişiyle ilgili çok sayıda çalışma olmasına rağmen, mini kanallı borularla üretilen GBID’lerle ilgili çalışmalar kısıtlıdır. Nanoakışkanların klasik borularda ve klasik GBID’lerdeki akışa ve ısı geçişine etkileri ile ilgili çok sayıda deneysel araştırma yapılmıştır. Ancak, nanoakışkanların mini kanallardaki (tek boru) akışa ve ısı geçişine etkileri ile ilgili sınırlı sayıda olsa da deneysel çalışmalar bulunmakla birlikte, MK-GBID’lerde nanoakışkan kullanımının akışa ve ısı geçişine etkilerinin incelendiği deneysel çalışma bulunmamaktadır. Aşağıda literatürdeki çalışmalar özetlenmiştir.

Fernando ve ark., (2008), gövde ve boru tarafı ısı geçişi yüzey alanları sırasıyla 0,82 m² ve 0,78 m² olan, özel tasarlanmış bir ısı değiştiricide, boru tarafındaki tek fazlı ısı geçişi performansını (sudan suya yapılan) deneysel araştırmışlardır. Deneysel incelemede; dikdörtgen kesitli (akış kesiti kenar uzunlukları 1x2,65 mm ve ($D_h \approx 1,45$ mm) 6 paralel kanallı, 700 mm uzunluğunda ($L/D_h \approx 483$) ve 30 adet çoklu-mini kanallı alüminyum boru kullanmışlardır. Araştırmacılar, $Re=2300-6000$ aralığında, Nusselt (Nu) sayısının Gnielinski'nin (1976) dairesel kesitli kanallar için geliştirdiği bağıntıyla uyumlu olduğunu belirtmişlerdir.

Reynaud ve ark., (2005), 60 mm genişliğinde, 150 mm uzunluğunda ve yükseklikleri 300 μ m ($D_h \approx 0,6$ mm, $L/D_h \approx 250$), 540 μ m ($D_h \approx 1,07$ mm, $L/D_h \approx 140$) ve 1,12 mm ($D_h \approx 2,2$ mm, $L/D_h \approx 68$) olan üç farklı kanalda, tek fazlı su akışında ısı geçişini ve basınç düşümünü deneysel incelemişlerdir. $Re=100-80.000$ aralığında; laminar akış koşullarında üç mini kanalda Nu sayısının birbirine yakın olduğunu, türbülanslı akış koşullarında Nu sayısının Colburn bağıntısı ile uyumlu olduğunu ve bu uyumun $Re>40.000$ 'den sonra bozulduğunu, laminar akıştan türbülanslı akışa geçişin, kritik Re sayısı ile ($3 \times 10^5 - 10^6$) uyumlu olduğunu belirtmişlerdir.

Liu ve Yu, (2011), 1,09 mm iç çaplı, 306 mm uzunluğunda ($L/D=281$), dairesel kesitli paslanmaz çelik mini kanalda $Re=600-4500$ aralığında, suya tek fazlı zorlanmış taşınım ile ısı geçişi ve basınç kaybını deneysel incelemişlerdir. Laminar bölgedeki ($Re<2300$) deneysel Nu sayılarının, Oskay-Kakaç (1993) bağıntısı ile uyumlu olduğunu, geçiş bölgesinin $Re=2300$ 'de başladığını ve $Re=3200$ 'e kadar devam ettiğini bildirmişlerdir. Ayrıca, deneysel Nu sayısının, türbülanslı bölgede ısı bakımından gelişmekte olan akış koşulları için önerilen, Hausen (1959) bağıntısıyla uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. Araştırmada, $Re<1000$ için deneysel sürtünme faktörlerinin Hagen-Poiseuille denklemi (Pfizner 1976) ile uyumlu olduğu, hidrodinamik giriş uzunluğu ve giriş bölgesi etkilerinin önemsiz olduğu ancak, $Re>1500$ için giriş bölgesi etkilerinin önem kazandığı ve deneysel sürtünme faktörlerinin tam gelişmiş akıştan saparak Shah'ın (1978) bağıntısına yaklaştığını göstermişlerdir.

Trang ve ark., (2017), yeni tasarlanmış mini kanallı bir ısı değiştiricinin (sıvı soğutan bir radyatör) ısı performansını, farklı çalışma koşullarında deneysel araştırmışlardır. Uzunluğu 90 mm ve hidrolik çapı 4 mm ($L/D_h \approx 22,5$) olan mini kanalların kullanıldığı dört geçişli radyatör ile yapılan deneylerde; aracı akışkan su ve ısıнын atıldığı ortam

atmosferik havadır. Soğutma fanı kullanılmayan deneylerde, mini kanallı radyatörde ölçülen su çıkış sıcaklıklarının, aynı koşullarda klasik radyatörlerde ölçülen su çıkış sıcaklıklarından daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Araştırmacılar, ısı geçişindeki bu iyileşmenin, sınırlı da olsa motorun yakıt tüketimini düşürdüğünü ve motorun performansını yükselttiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca klasik radyatöre kıyasla, mini kanalların ısı değiştiricinin boyutunu yaklaşık %30 ve maliyetini de yaklaşık %40 azalttığını bildirmişlerdir.

Bashir ve ark., (2019), iç çapı 5,1 mm, dış çapı 6,3 mm ve uzunluğu 4,6 m ($L/D_i \approx 902$) olan bakır boruda, 21 farklı noktada sıcaklık ölçerek, laminar akış, geçiş akışı ve türbülanslı akış koşullarında ($600 < Re < 6000$) deneyler yapmışlardır. Deneylerde; yatay, dikey-aşağı ve dikey-yukarı akış durumlarında ısı geçişini ve basınç düşümünü araştırmışlardır. Yatay boruda ve $Re = 600$ 'de, yerel Nu sayısının girişten itibaren Shah ve London (1978) bağıntısıyla uyumlu olduğunu bildirmişlerdir. Nu sayısının, Gnielinski (1976) ve Meyer ve ark., (2019) bağıntılarıyla, deneysel sürtünme faktörünün ise Blasius (1908) bağıntısıyla uyumlu olduğunu göstermişlerdir.

Harms ve ark., (1999), 1,92 mm hidrolik çaplı dikdörtgen en-kesitli 100 kanalda, suya taşınım ısı geçişini ve basınç düşümünü deneysel incelemişlerdir. Laminar koşullarda ($Re < 2400$); deneysel sürtünme faktörünün, Shah ve London (1978) ve Haaland (1983) bağıntısıyla uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. Ancak, aynı koşullardaki deneysel Nu sonuçlarının, Gnielinski (1976) bağıntısından daha düşük olduğunu bildirmişlerdir. Ayrıca giriş etkilerinin daha az önemli olduğu türbülanslı akışta, teorik ve deneysel sonuçlar arasındaki uyumun çok iyi olduğunu göstermişlerdir.

Webb ve Zhang, (1998a), hidrolik çapları 0,1 ila 2,13 mm arasında değişen ve 508 mm uzunluğundaki ($L/D_h \approx 5080-239$) kanallarda; tek fazlı su ve iki fazlı metanol-su karışımının akışı için ısı geçişi ve basınç düşümünü deneysel incelemişlerdir. Su ile yaptıkları deneylerde; literatürdeki bağıntılarla en iyi uyumu $D_h = 1,31$ mm çaplı boruda elde ettiklerini, deneysel ısı taşınım katsayısı sonuçlarının Dittus-Bolter (1930) ve Pethukhov (1963) bağıntılarıyla ve deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının Blasius (1908) bağıntısıyla uyumlu olduğunu göstermişlerdir.

Tam ve Gahar, (1997), toplam uzunluğu 6,1 m, iç çapı 1,58 mm ve dış çapı 1,98 mm ($L/D_i \approx 3861$) olan dairesel, dikişsiz, 316 kalite paslanmaz çelik boruda, sabit ısı

akısında, etilen glikol-su karışımına ısı geçişini ve basınç düşümünü deneysel incelemişlerdir. Üç farklı giriş şartının (girintili, dikdörtgen ve çan ağzı) ısı ve hidrodinamik performansa etkisinin incelendiği çalışmada; laminlerden türbülanslı akışa geçişin, en erken girintili ($Re=2870$), daha sonra dikdörtgen ($Re=3100$) ve en geç çan ağzı ($Re=5100$) girişli borularda gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Üç farklı boru girişinde Nu sayıları arasındaki farkların önemsiz olduğunu, ancak $Re > 4000$ 'den sonra çan ağzı girişli boruda Nu sayısının diğerlerinden biraz daha yüksek olduğunu bildirmişlerdir.

Agostini ve ark. (2006), sabit ısı akısında, dikey kanaldaki tek-fazlı sıvı R-134a akısında, zorlanmış taşınım (300< Re <7000) ısı geçişini ve basınç düşümünü deneysel incelemişlerdir. Deneylerde, hidrolik çapı 2,01 mm (eni 3,28 mm, boyu 1,47 mm ve uzunluğu 690 mm) olan çoklu-mini kanallı (11 adet dikdörtgen kesitli paralel mini kanal) alüminyum boru kullanmışlardır. 500< Re <7000 aralığında, deneysel ısı geçişi sonuçlarının Gahar ve Tam (2006) ve Gnielinski (1976) bağıntılarıyla ve sürtünme faktörü sonuçlarının Blasius (1908) bağıntısıyla uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, laminar akıştan türbülanslı akışa geçişin, makro borulara göre daha erken ($Re \approx 2000$) görüldüğünü belirtmişlerdir.

2.7.2. Mini kanallı gövde borulu ısı değıştiriciler

Godson ve ark. (2014), iç çapı 4 mm, cidar kalınlığı 1 mm olan 700 mm uzunluğunda ($L/D_i \approx 900$) 25 adet bakır borunun, 150 mm iç çaplı gövdeye yerleştirildiği, tek geçişli GBID'de ısı geçişini, $Re=5000-25.000$ aralığında, deneysel incelemişlerdir. Boru tarafındaki sıcak akışkanın (gümüş-su nanoakışkanı) gövde tarafındaki akışkan (su) ile soğutulduğu çalışmada; boru tarafında ısı taşınım katsayısının, Dittus-Boelter (1930) bağıntısıyla ($\pm 9,2\%$) uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. Ancak basınç düşümü hakkında bilgi vermemişlerdir.

Tez çalışması kapsamında yayımlanan ve boru tarafı doğrulama deneylerinin sonuçlarının verildiği Ünverdi ve ark. (2019)'nın yaptığı çalışmada, Kern yöntemine göre tasarladıkları ve ürettikleri MK-GBID'nin boru tarafındaki ısı geçişini ve basınç düşümünü incelemişlerdir. Boru tarafında iç çapları 2 mm ve uzunlukları 240 mm olan mini kanallı bakır borular ve iç çapı 30 mm olan gövde tarafında ise kesme oranları %25 olan dört adet şaşırtma levhası kullanmışlardır. Deneylerde boru tarafı Re sayısının 1000-10.000 aralığında değıştirildiği ve gövde tarafı Re sayısının 680'de

sabit tutulduğunu bildirmişlerdir. Boru tarafı deneysel ısı geçişı sonuçlarının; laminar bölgede Shah (1978) ve Sieder-Tate (1936) bağıntılarıyla uyumlu olduğu, geçişı bölgesinde Petukhov (1963), Hausen (1959) ve Gnielinski (1976) bağıntılarıyla uyum olduğu, deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının ise hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlar için analitik olarak önerilen ve Shah (1978) tarafından deneysel veriler kullanılarak iyileştirilen bağıntıyla benzer eğilim gösterdiğini bildirmişlerdir.

2.7.3. Mini kanallarda nanoakışkanlara taşınım ile ısı geçişı

Wen ve Ding (2004a), iç çapı 4,5 mm ve uzunluğu 970 mm olan bakır boruda ($L/D \approx 216$), Al_2O_3 (27-56 nm çaplı) nano partiküller ve saf su ile %0,005, %0,01, %0,15 ve %0,02 hacimsel oranlarda hazırladıkları nanoakışkanlarla deneyler yapmışlardır. Laminer akışta ($600 < Re < 2200$), Nu sayılarının, Shah (1978) bağıntısı ile uyumlu olduğunu, ancak Dittus-Boelter (1930) bağıntısından düşük kaldığını bildirmişlerdir. Araştırmacılar, nano partiküllerin hacimsel oranı arttıkça, ısı taşınım katsayısının da arttığını, ısı taşınım katsayısındaki iyileşmenin giriş bölgesinde daha yüksek olduğunu ve eksenel doğrultuda ilerledikçe azaldığını bildirmişlerdir. Nanoakışkanın efektif ısı iletim katsayısında suya göre oluşan iyileşmenin yanında, ısı iletim katsayısı ve viskozitenin her yerde aynı olmadığını (üniform değişmediğini), belli bölgelerde daha yüksek viskoziteye yol açan nano partikül hareketinin ise ısı taşınım katsayısını iyileştirdiğini belirtmişlerdir. Su ile karşılaştırıldığında, hacimsel oran arttıkça nanoakışkanların ısı taşınım katsayısının da arttığını göstermişler ancak basınç düşümü ile ilgili herhangi bir bilgi vermemişlerdir.

Hussein ve ark. (2016), üç farklı hacimsel oranda (%0,075, %0,125 ve %0,25) ok-duvarlı karbon nano tüplerle hazırladıkları nanoakışkanları kullanarak, 1,1 mm iç çaplı, cidar kalınlığı 0,45 mm, uzunluğu 270 mm ($L/D_h \approx 245$) olan pirinç boruda, tam gelişmiş laminar akış ($200 < Re < 500$) koşullarında taşınım ile ısı geçişini ve basınç düşümünü deneysel incelemişlerdir. Nanoakışkanları iki-aşamalı yöntemle (ökelmeyi engelleyen polimer polivinyl pyrrolidone ile (PVP) yüzey aktif maddesi ve ultrasonik karıştırıcı) hazırlamışlardır. Hacimsel oran ve Re sayısı arttıkça, basınç düşümünün de arttığı bildirmişlerdir. Suya göre ısı taşınım katsayısındaki en yüksek iyileşmenin (%23,9) %0,25 hacimsel oranlı nanoakışkanda olduğu ve basınç düşümündeki en yüksek artışın da (%9,9) yine %0,25 hacimsel oranlı nanoakışkanda tespit edildiği bildirilmiştir. Araştırmacılar, nano partiküllerin kütle oranı arttıkça ısı taşınım katsayısının yükseldiğini belirtilmiştir. %0,075, %0,125 ve %0,25

hacimsel oranlı nanoakışkanlar için ısı taşınım katsayılarında suya göre sırasıyla %5, %11 ve %19 artış olduğunu göstermişlerdir.

Sivasubramanian ve ark. (2018), boyutları 40 mm × 1 mm × 3 mm, hidrolik çapı 1,5 mm olan üçgen kesitli alüminyum mini kanalda, 24 nm boyutlu nano partiküllerle hazırladıkları, %0,1 ve %0,5 hacimsel oranlı CuO-su nanoakışkanlarıyla, laminar koşullarda ($25 < Re < 800$), ısı geçişi ve basınç düşümü deneylerini, sabit ısı akısı koşullarında yapmışlardır. Re sayısı arttıkça, nanoakışkanlarla ısı taşınım katsayısının suya göre yükseldiğini ve basınç düşümünün de arttığını bildirmişlerdir. Benzer şekilde, nanoakışkanların hacimsel oranı %0,1'den %0,5'e çıkarıldığında, ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün arttığını göstermişlerdir.

Doruk ve ark. (2017), kapsüllenmiş n-nanodecane nano malzeme ile ultrasonik banyoda hazırladıkları nanoakışkanlarla deneyler yapmışlardır. Laboratuvarda üretilen kapsüllenmiş nano partiküllerin (dışta poliüretan ve çekirdekte 55-175 nm n-decane) ortalama dış çapını 103 nm ölçmüşlerdir. Deneylerde, %0,42, %0,84 ve %1,68 olmak üzere üç farklı hacimsel oranda hazırlanan nanoakışkanları kullanmışlardır. Deneyleri, iç içe iki borulu ısı değiştiricide (iç çapı 8 mm, dış çapı 10 mm ve boyu 1100 mm olan ($L/D \approx 137,5$) paslanmaz çelik boru ile dış çapı 32 mm ve iç çapı 28 mm olan 110 cm uzunluğundaki gövde), zıt yönlü akış düzenlemesi ve türbülanslı akış koşullarında ($6000 < Re < 20.000$ aralığında) gerçekleştirmişlerdir. %0,42 ve %0,84 hacimsel oranlarda, ısı taşınım katsayısında suya göre önemli bir iyileşme görülmediğini, ancak %1,68 hacimsel oranda suya göre ısı taşınım katsayısında ortalama %10 iyileşme sağlandığını bildirmişlerdir. Hacimsel oran arttıkça suya göre basınç düşümünde yükselme olduğunu (en yüksek artış %1,68 hacimsel oranda) göstermişlerdir. Ayrıca sürtünme faktörü sonuçlarını Blasius (1908) bağıntısı ile karşılaştırmışlardır. Su ve düşük hacimsel oranlardaki sonuçların çok farklı olmadığı fakat %1,68 hacimsel orandaki sürtünme faktörünün suyun değerlerinin altında olduğunu belirtmişlerdir.

Gómez ve ark. (2015), saf su ve %0,12 ve %0,24 hacimsel oranlarda karbon nano tüplerle (30 nm) hazırladıkları nanoakışkanlarla, iç çapı 12,7 mm (cidar kalınlığı 3,18 mm) olan 2160 mm uzunluğundaki ($L/D \approx 170$) pirinç boruda ısı geçişi ve basınç düşümünü deneylerini türbülanslı akış koşullarında ($5000 < Re < 22.000$ aralığında) yapmışlardır. Deneylerde, %0,12 ve %0,24 hacimsel oranlı nanoakışkanlarla basınç düşümünü, suya göre sırasıyla %5 ve %8,7 daha yüksek ölçmüşlerdir. Suyu yapılan

deneylerde ısı taşınım katsayısı sonuçlarının, Gnielinski (1976) bağıntısıyla $\pm\%10$ farkla uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, $\%0,12$ ve $\%0,24$ hacimsel oranlı nanoakışkanlarda deneysel ısı taşınım katsayılarının, suya göre sırasıyla $\%2$ daha düşük ve $\%27$ daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir. Sürtünme faktörünü ise deneyde kullanılan her bir hacimsel konsantrasyon için Petukhov (1963) bağıntısıyla karşılaştırmışlardır. Bunun sonucunda, $\%0,12$ ve $\%0,24$ hacimsel oranların saf su ile kıyaslandığında ortalama yüzdelik değişimin sırasıyla $\%0,55$ ve $\%0,24$ olduğunu hesaplamışlardır.

Darzi ve ark. (2013), iç çapı, dış çapı ve uzunluğu sırasıyla 8,1 mm, 9,57 mm ve 220 cm olan bakır boruyla ($L/D \approx 27,2$), iç çapı 150 mm olan çelikten imal edilmiş dıştaki borudan oluşan, iki borulu ısı değiştiricide, Al_2O_3 nano partikülüyle (20 nm çaplı) üç farklı hacimsel oranda ($\%0,25$, $\%0,5$ ve $\%1$) hazırladıkları nanoakışkanlarla, $5000 < Re < 20.000$ aralığında ısı geçişi ve basınç düşümü deneyleri yapmışlardır. Deneylerde sıcaklık ölçmelerinde K-tipi sıcaklık ölçerler, dış taraftaki suyu ısıtan bir elektrikli ısıtıcı ve nanoakışkanı soğutan bir soğutma ünitesi kullanmışlardır. Araştırmacılar deney sonuçlarını, Naphon ve ark. (2006)'nın önerdikleri deneysel Nu sayısı ve sürtünme faktörü bağıntılarıyla karşılaştırmışlardır. Deneysel Nu sayılarının Naphon ve ark. (2006)'nın bağıntısıyla ortalama $\pm\%5$ farkla uyumlu olduğunu, ancak deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının, bağıntıya göre $\sim\%20$ daha yüksek olduğunu bildirmişlerdir. Nanoakışkanların hacimsel oranı arttıkça, suya göre Nu sayısının arttığını ve basınç düşümünün de yükseldiğini göstermişlerdir.

Chun ve ark. (2008), 5 m uzunluğundaki iki borulu (paslanmaz çelik) ısı değiştiricide (içteki borunun iç çapı 3,65 mm ve cidar kalınlığı 1 mm, dıştaki borunun iç çapı 12,7 mm), 43 nm boyutlu küresel Al_2O_3 nano partiküller ve trafo yağıyla hazırladıkları $\%0,5$ hacimsel oranlı nanoakışkanla deneyler yapmışlardır. Sıcak suyu dıştaki borudan, soğuk nanoakışkanı ise içteki borudan geçirerek, laminar koşullarda ($150 < Re < 450$) yaptıkları deneylerden elde ettikleri ısı taşınım katsayısı sonuçlarının, Monrad ve Pelton (1942) bağıntısıyla uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Al_2O_3 -yağ nanoakışkanıyla elde edilen ısı taşınım katsayılarının, taşıyıcı akışkan trafo yağına göre $\%13$ daha yüksek olduğunu ve Re sayısı ile arttığını belirtmişlerdir. Araştırmacılar, basınç düşümü ile ilgili herhangi bir sonuç vermemişlerdir.

2.8. Gövde Borulu Isı Değiştiricilerde Nanoakışkan Kullanımı

Mapa ve Mazhar (2005), 29 nm boyutlu bakır nano partiküller ve şebeke suyu ile hazırladıkları %0,1 ve %0,2 hacimsel oranlı nanoakışkanlarla, GBID’de ısı geçişi deneyleri yapmışlardır. GBID’deki bakır boruların (37 adet) i çapı 24 mm, cidar kalınlığı 0,25 mm ve uzunluğu 248 mm ($L/D \cong 10,33$)’dir. J-tipi sıcaklık ölçerler kullandıkları, gövde tarafından su ve boru tarafından nanoakışkanlar geçirdikleri deneylerde, suya göre toplam ısı geçiş katsayısında önemli sayılabilecek iyileşmeler bildirmişlerdir. Basınç düşümü ile ilgili herhangi bir sonuç vermemişlerdir.

Farajollahi ve ark. (2010), paslanmaz elik GBID’de, γ - Al_2O_3 -su ($d_p=25$ nm ve %0,3, %0,5, %0,75, %1, %2 hacimsel oranlarda) ve Ti_2O -su ($d_p=10$ nm ve %0,15, %0,3, %0,5, %0,75 hacimsel oranlarda) nanoakışkanlarının boru tarafındaki ısı performanslarını, türbülanslı ($20.000 < Pe < 70.000$) akış koşullarında deneysel incelemişlerdir. Isı değiştirici borularının dış çapı 6,1 mm, cidar kalınlığı 1 mm ve uzunluğu 815 mm ($L/D \cong 200$)’dir. Tek geçişli ısı değiştiricinin boru demetindeki 16 adet boru, kare dizilişle (boru eksenleri arası mesafe 8 mm) yerleştirilmiştir. Gövde i çapı 55,6 mm olan ısı değiştiricide, %25 kesme oranlı şaşırtma levhalarının arasındaki mesafe, 50,8 mm’dir. Deneylerde K-tipi sıcaklık ölçerler kullanmışlardır. Sudan suya deneylerde elde ettikleri boru tarafı ısı taşınım katsayılarının, Gnielinski (1976)’nin bağıntısıyla uyumlu olduğunu bildirmişlerdir. Boru tarafında %0,5 hacimsel oranlı γ - Al_2O_3 -su ve %0,3 hacimsel oranlı Ti_2O -su nanoakışkanlarıyla yaptıkları deneylerde, suya göre toplam ısı geçiş katsayısındaki iyileşmenin, %50’nin üzerinde olduğunu göstermişlerdir.

Ramesh ve Vivekananthan (2014), GBID’de, γ - Al_2O_3 -su nanoakışkanları ($d_p=20$ nm) ve etilen glikol ile ısı geçişini deneysel incelemişlerdir. Araştırmacılar, gövde tarafından sıcak su geçirilmek suretiyle ve borulardan ise altı farklı hacimsel oranda (%0,2, %0,5, %1, %1,5, %2 ve %2,5) hazırladıkları γ - Al_2O_3 -su nanoakışkanları ile yaptıkları deneylerde, boru içinden etilen glikolun geçirildiği duruma göre ısı taşınım katsayılarının daha da iyileştiğini ve nanoakışkanların hacimsel oranı artıkça iyileşmenin daha fazla olduğunu bildirmişlerdir. Ancak, %2,5’nin üzerindeki hacimsel oranlarda ısı taşınım katsayısının düştüğünü göstermişlerdir. Deney test bölgesinin ölçüleri, kullanılan malzemeler ve deneylerin yapıldığı sıcaklıklar hakkında herhangi bir bilgi verilmemiştir.

Arunachala ve ark. (2015), GBID’de su ve dört farklı hacimsel oranda (%0,5, %1, %1,5 ve %2) hazırlanmış Al_2O_3 -su nanoakışkanlarıyla ($d_p=40$ nm) boru ve gövde tarafındaki ısı geçişini deneysel incelemişlerdir. Isı değiştirici borularının dış çapının 13 mm, cidar kalınlığının 1 mm ve uzunluğunun 1000 mm ($L/D\cong 91$) olduğunu ve boru demetinde kare boru dizilişinin (boru adım oranı $p_b/D_d=1,5$) tercih edildiğini bildirmişlerdir. Isı değiştirici gövdesinin 1100 mm uzunluğundaki PVC borudan (dış çapı 63 mm ve cidar kalınlığı 5 mm) üretildiğini ve kalınlığı 1 mm olan %25 kesme oranlı 10 adet şaşırtma levhasının bulunduğunu raporlamışlardır. Araştırmacılar, laminar akış ($695 < Re < 1936$) koşullarında, boru tarafı debilerini sırasıyla 1, 2 ve 3 l/dk.’da sabit tuttıkları deneylerde, %2 hacimsel oranlı nanoakışkanla ısı taşınım katsayısının suya göre sırasıyla; yaklaşık %34, %45 ve %58 iyileştiğini bildirmişlerdir. Çalışmada, basınç düşümü ile ilgili herhangi sonuç verilmemiştir.

Ghozatloo ve ark. (2014), GBID’de, nano-grafen ve su ile hazırladıkları nanoakışkanlara laminar akışta ısı geçişini deneysel incelemişlerdir. Araştırmacılar, GBID’nin ($D_i=10,7$ mm ve $L/D\cong 93,5$) boru tarafında grafen-su nanoakışkanına ($d_p=54$ nm) ısı geçişinde yerel ısı taşınım katsayısının ($x/L=0,16-0,83$) değişimini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyler, üç farklı kütle oranında (%0,05, %0,075 ve %0,1) hazırlanan nanoakışkanlarla ve üç farklı ortalama sıcaklıkta (25°C, 32°C ve 38°C) laminar akış koşullarında ($Re=1940$) yapılmıştır. Ortalama 38°C sıcaklıkta ve %0,1 hacimsel orandaki nanoakışkanlarla yapılan deneylerde, suya kıyasla en yüksek ortalama ısı taşınım katsayısı artışının (%35,6) elde edildiği bildirilmiştir. Çalışmada basınç düşümü hakkında hiçbir veri sunulmamıştır.

Godson ve ark. (2014), paslanmaz çelik gövdeli (iç çap=150 mm ve dış çap=200 mm), 25 adet bakır borulu (iç çap=4 mm, dış çap=6 mm, uzunluk=700 mm ve $L/D\cong 175$) tek geçişli ve zıt akışlı GBID’de; boru tarafındaki sıcak nanoakışkanlardan ($Re=5000-25.000$) gövde tarafındaki soğuk suya ısı geçişini ve basınç düşümünü deneysel incelemişlerdir. Deneylerde kullandıkları gümüş-su nanoakışkanlarını ($d_p=54$ nm) üç farklı hacimsel oranda (%0,01, %0,03 ve %0,04) hazırlamışlardır. Araştırmacılar, sudan-suya yaptıkları deneylerde, Nu sayılarının $\pm\%9,2$ farkla Dittus-Boelter (1930) bağıntısıyla uyumlu olduğunu bildirmişlerdir. Su yerine nanoakışkan kullandıkları deneylerde, %0,01, %0,03 ve %0,04 hacimsel oranlarda ısı taşınım katsayılarında sırasıyla %9,2, %10,9 ve % 12,4 iyileşme sağladıklarını, nanoakışkanların hacimsel

oranı ve viskozitesi arttıkça, gerekli pompalama gücünün de suya göre arttığını göstermişlerdir.

Shahrul ve ark. (2016), GBID’de; %0,5 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su ($d_p=13$ nm), %0,5 hacimsel oranlı SiO_2 -su ($d_p=10-20$ nm) ve %0,3 hacimsel oranlı ZnO -su ($d_p=100$ nm) nanoakışkanlarının ısı geçişine etkilerini deneysel incelemişlerdir. Çökelmeyi engellemek amacıyla, nanoakışkanların hazırlanmasında, polivinilpirolidon (PVP) yüzey aktif maddesi kullanmışlardır. GBID’de; iç çapı 6,35 mm, dış çapı 7 mm ve uzunluğu 1220 mm ($L/D=192$) olan döndürülmüş kare dizilişte 20 adet bakır borudan oluşan boru demetinin ve 20 adet şaşırtma levhasının (kesme oranı %25) kullanıldığını bildirmişlerdir. Araştırmacılar deneylerde, ısı değiştiricinin hem gövde hem de boru tarafından su ve nanoakışkanları geçirmişlerdir. Deneylerin, gövde tarafında 4 l/dk. sabit debide ve boru tarafında 2 ila 8 l/dk. ($Re=200-1400$) aralığında yapıldığını bildirmişlerdir. Gövde tarafından yaklaşık 70°C sıcaklıktaki sıcak su ve boru tarafından ise 20°C sıcaklıktaki nanoakışkan geçirmek suretiyle deneyler yapmışlardır. SiO_2 -su, Al_2O_3 -su ve ZnO -su nanoakışkanlarının boru tarafında kullanılmasıyla; ısı taşınım katsayısında suya göre sırasıyla %9, %15, ve %50; toplam ısı geçiş katsayısında sırasıyla %12, %26 ve %35 iyileşme elde edildiğini bildirmişlerdir. Basınç düşümü ile ilgili sonuç verilmemiştir.

Anoop ve ark. (2013), 20 nm boyutundaki SiO_2 nano partiküller ve saf su ile üç farklı hacimsel oranda (%2, %4 ve %6) hazırladıkları nanoakışkanlarla, GBID’de (gövde tarafında ~940 kg/sa. sabit debi, boru tarafında 350-950 kg/sa. aralığında yedi farklı debide) zıt akış koşullarında deneyler yapmışlardır. Araştırmacılar deneylerde, gövde iç çapı 50 mm ve boru demetinde 28 adet bakır boru (iç çapı 5 mm ve et kalınlığı 0,5 mm uzunluğu 200 mm ($L/D=40$) olan bir ısı değiştirici kullanmışlardır. Nanoakışkanlarla ve saf su ile yaptıkları deneylerden elde ettikleri toplam ısı taşınım katsayıları arasında, çok büyük farklar (tüm ölçümlerde maksimum %7 iyileşme) olmadığını bildirmişlerdir. Araştırmacılar, boru tarafındaki en yüksek ısı taşınım katsayısının, %4 hacimsel oranlı nanoakışkanla elde edildiğini ayrıca %6 hacimsel oranda ısı taşınım katsayısının %12 düştüğünü bildirmişlerdir. Hacimsel oran arttıkça basınç düşümünün de arttığını fakat saf suya göre basınç düşümündeki maksimum artışın %10’u geçmediğini göstermişlerdir. Deneysel sonuçların herhangi bir bağıntı ile doğrulamasını ve/veya karşılaştırmasını yapmamışlardır.

Kumar ve ark. (2014), Al_2O_3 -su nanoakışkanları ($d_p=100$ nm) ile GBID’de ısı geçişini ve basınç düşümünü deneysel incelemiştir. GBID’nin gövde iç ve dış çapının sırasıyla 150 mm ve 200 mm olduğu, boru demetindeki altı adet bakır borunun iç ve dış çapının sırasıyla 4 mm ve 6 mm, uzunluklarının ise 700 mm ($L/D=175$) olduğunu bildirmiştir. Araştırmacılar, üç farklı hacimsel oranda (%0,1, %0,4 ve %0,8) hazırladıkları nanoakışkanlarla, boru tarafı Nu sayısında, suya göre sırasıyla %28, %36 ve %56 iyileşme elde ettiklerini belirtmişlerdir. Ayrıca %0,1, %0,4 ve %0,8 hacimsel oranlı nanoakışkanlarda suya göre basınç düşümünün de sırasıyla %4, %6 ve %9 arttığını göstermişlerdir. Araştırmacılar ısı geçişindeki iyileşmeyi, su ve nano partiküllerin çok iyi (homojen) karıştırılmasıyla, aracı akışkanın ısı iletim katsayısında sağlanan yükselmeyle açıklamışlardır.

Aghabozorg ve ark. (2016), Fe_2O_3 -CNT ($d_p=30$ nm) manyetik nano partikül karışımı ve saf su ile üç farklı hacimsel oranda hazırladıkları nanoakışkanlarla, GBID’de, laminer ($Re=1698,93$) ve türbülanslı ($Re=6070,12$) akışta yaptıkları deneylerle, nano partikül hacimsel oranının (%0,1 ve %0,2) ısı geçişine etkisini incelemiştir. Araştırmacılar ısı değiştiricide, iç çapı 11,42 mm ve uzunluğu 793 mm ($L/D=69,4$) olan bakır borular kullanıldığını ve ısı taşınım katsayısında suya göre; laminer ve türbülanslı akışta, %0,1 hacimsel oranda sırasıyla %13,5 ve %27,7 ve %0,2 hacimsel oranda ise sırasıyla %34,0 ve %37,5 iyileşme olduğunu bildirmiştir.

Kumar ve ark. (2018), 10,7 mm iç çaplı ve 600 mm uzunluğunda ($L/D=56$) bakır boruların kullanıldığı GBID’de, gövde tarafından sıcak su ve boru tarafında tam gelişmiş laminer ve türbülanslı akış koşullarında ($1000 \leq Re \leq 11,000$), Al_2O_3 -su nanoakışkanlarına (%0,01 ila %0,08 hacimsel oranlı) taşınım ısı geçişini ve basınç düşümünü deneysel incelemiştir. Araştırmacılar deneyleri, gövde tarafını sabit ısı ve hidrodinamik koşullarda tutarak ve zıt akış koşullarında yaptıklarını bildirmiştir. En yüksek Re sayısında, %0,02, %0,04, %0,06 ve %0,08 hacimsel oranlı nanoakışkanlarla ısı taşınım katsayısında sırasıyla %13, %18, %23 ve %28’lik artış elde ettiklerini göstermişlerdir. Suyu kıyasla sürtünme faktöründeki artışın, türbülanslı akış koşullarında laminer akış koşullarına göre daha yüksek olduğunu bildirmiştir.

Barzegarian ve ark. (2017), üç farklı hacimsel oranlı (%0,03, %0,14 ve %0,3) gama Al_2O_3 -su nanoakışkanlarıyla ($d_p=15$ nm) GBID’de ısı geçişi ve basınç düşümünü deneysel incelemiştir. Araştırmacılar, ısı değiştiricinin gövde iç çapının 71,4 mm ve et kalınlığının 1,7 mm olduğunu, boru demetinde ise iç çapı 5 mm, et kalınlığı 0,5

mm ve uzunluğu 202 mm ($L/D=40,4$) olan 48 adet paslanmaz elik boru bulunduğuunu bildirmişlerdir. Boru tarafındaki sıcak nanoakışkanlarla ($250 < Re \leq 1200$) zıt akış düzenlemesinde yapılan deneylerde, en yüksek Re sayısında, %0,03, %0,14 ve %0,3 hacimsel oranlarda; Nu sayısındaki maksimum iyileşmenin sırasıyla %9,7, %20,9 ve %29,8 ve toplam ısı geçiş katsayısındaki maksimum iyileşmenin sırasıyla %5,4, %10,3 ve %19,1 olduğuunu göstermişlerdir. Araştırmacılar ayrıca saf suya kıyasla basınç düşümünde ortalama %22 artış elde ettiklerini bildirmişlerdir.

Kabeel ve Abdelgaied (2016), GBID’de, hacimsel oranları %2, %4 ve %6 olan Al_2O_3 -su ($d_p=40$ nm) nanoakışkanları ile boru tarafında ($9500 \leq Re \leq 56.000$) ısı geçişi ve basınç düşümünü deneysel incelemişlerdir. GBID’de; gövde iç çapının 180 mm, boru demetindeki 86 adet bakır borunun iç ve dış çapının sırasıyla 6,5 mm ve 9,5 mm, uzunluğunun 600 mm ($L/D=92$) olduğuunu ve dört adet şaşırtma levhasının (%30 kesme oranlı) kullanıldığını bildirmişlerdir. Sıcak nanoakışkanlardan taşınım ile ısı geçişinde, toplam ısı geçiş katsayısında, suya kıyasla en yüksek iyileşmenin %29,8 ile %4 hacimsel oranda elde edildiğini göstermişlerdir. Araştırmacılar, $Re \approx 56.000$ ’de basınç düşümünün, %2, %4 ve %6 hacimsel oranlarda sırasıyla %12, %28 ve %48 arttığını bildirmişlerdir.



3. ISI DEĞİŞTİRİCİLER

3.1. Isı Değiştiriciler

Isı değiştiriciler, iki veya daha fazla akışkan arasında ısı alış-verişini sağlayan cihazlardır. Isı alış-verişi yapan akışkanların her ikisi de, aynı fazda (tek fazlı) olabilir/kalabilir ya da farklı fazlarda olabilirler, hatta akışkanlar ısı değiştiricide faz değiştirebilirler. Isı değiştiriciler; akışkanlar faz değiştirmiyorsa duyulur ısı değiştiriciler, faz değiştiriyorsa (yoğuşma veya buharlaşma) gizli ısı değiştiriciler olarak nitelendirilir (Genceli, 1999). Akışkanların birbiriyle karışmadığı ısı değiştiricilerde akışkanlar, ekseriyetle metal malzemeden üretilen katı bir cıdarla (yüzeyle) birbirinden ayrılırlar. Yaygın kullanılan bu tür ısı değiştiriciler; geniş yüzeyli (reküparatif) olarak adlandırılır. Endüstriyel uygulamalarda çok farklı geometrilere ve değişik özelliklere sahip ısı değiştiriciler kullanılmaktadır.

Mühendislik uygulamalarında, istenilen farklı ısı özelliklerinin karşılanması ve korozyon gibi bazı sınırlamalardan dolayı çok farklı ısı değiştirici tasarımlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Farklı tiplerde üretilen ısı değiştiriciler; ısı geçiş şekline, yapısal özelliklerine, akış düzenlenmesine, akışkanların sayısına veya akışkanların faz değişimlerine göre sınıflandırılabilir. En genel sınıflandırmalardan biri Tablo 3.1’de verilmiştir (Genceli, 1999).

Tablo 3.1. Isı değiştiricilerin sınıflandırılması.

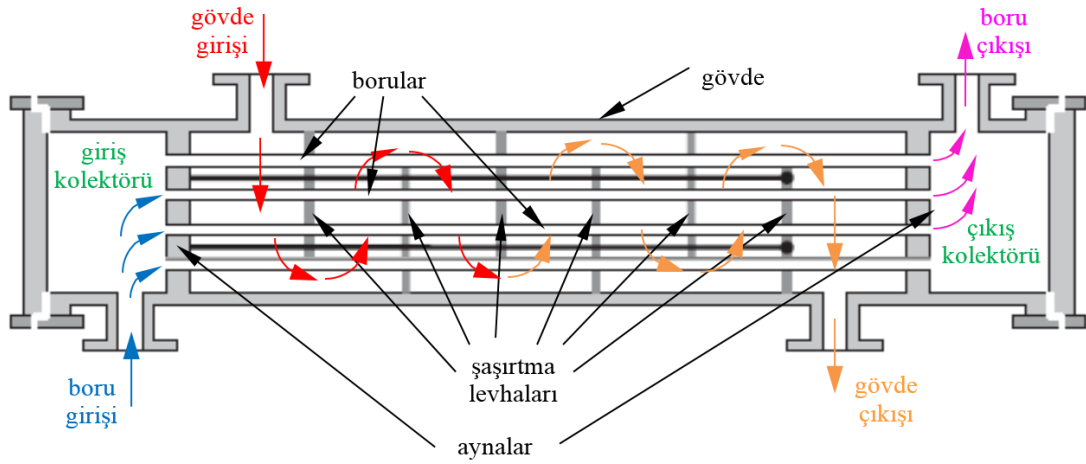
Isı değiştirici türleri
A-Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma
1-Akışkanların doğrudan temas ettiği ısı değiştiriciler
2-Akışkanların doğrudan temas etmediği ısı değiştiriciler
B-Isı Akısına Göre Sınıflandırma
1-Kompakt ısı değiştiriciler
2-Kompakt olmayan ısı değiştiriciler
C-Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma
1-İki tarafta tek fazlı akış
2-Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış
3-Taşınım ve ışınlama ısı geçişi
4-İki tarafta çift fazlı akış

Tablo 3.1. (Devamı) Isı değıştircilerin sınıflandırılması.

D-Yapısal Özelliklere Göre Sınıflandırma
1-Borulu Isı Değıştirciler
a-Düz borulu ısı değıştirciler
b-Spiral borulu ısı değıştirciler
c-Gövde borulu ısı değıştirciler
d-Özel gövde-borulu ısı değıştirciler
2-Levhalı Isı Değıştirciler
a-Contalı levhalı ısı değıştirciler
b-Spiral levhalı ısı değıştirciler
c-Lamelli levhalı ısı değıştirciler
d-İnce film levhalı ısı değıştirciler
3-Kanatlı Isı Değıştirciler
a-Levhalı kanatlı ısı değıştirciler
b-Borulu kanatlı ısı değıştirciler
4-Rejeneratif Isı Değıştirciler
a-Sabit dolgulu rejeneratörler
b-Döner dolgulu rejeneratörler
c-Paket yataklı rejeneratörler
E-Akış Rejimine Göre Sınıflandırma
1-Tek Geçişli Isı Değıştirciler
a-Aynı yönlü paralel akışlı ısı değıştirciler
b-Aynı yönlü zıt akışlı ısı değıştirciler
c-Çapraz akışlı ısı değıştirciler
2-Çok Geçişli Isı Değıştirciler
a-Çapraz-zıt yönlü ve çapraz-aynı yönlü akışlı ısı değıştirciler
b-Çok geçişli gövde borulu ısı değıştirciler
c-n-paralel levhalı çok geçişli ısı değıştirciler

3.2. Gövde Borulu Isı Değıştirciler

Endüstriyel uygulamalarda çok çeşitli ısı değıştirciler kullanılmakla birlikte, en yaygın kullanılan ısı değıştircilerden biri GBID'lerdir. GBID'lerin; esnek tasarımlı olmaları, kolay sökülüp takılabilmeleri, bakım ve onarım kolaylıkları, piyasada kolay bulunabilmeleri ve çok farklı malzemelerden üretilebilmelerinin yanında, yüksek basınçlara, yüksek basınç farklarına ve yüksek sıcaklıklara dayanımları gibi pek çok avantajları vardır (Akhtari ve ark, 2013).

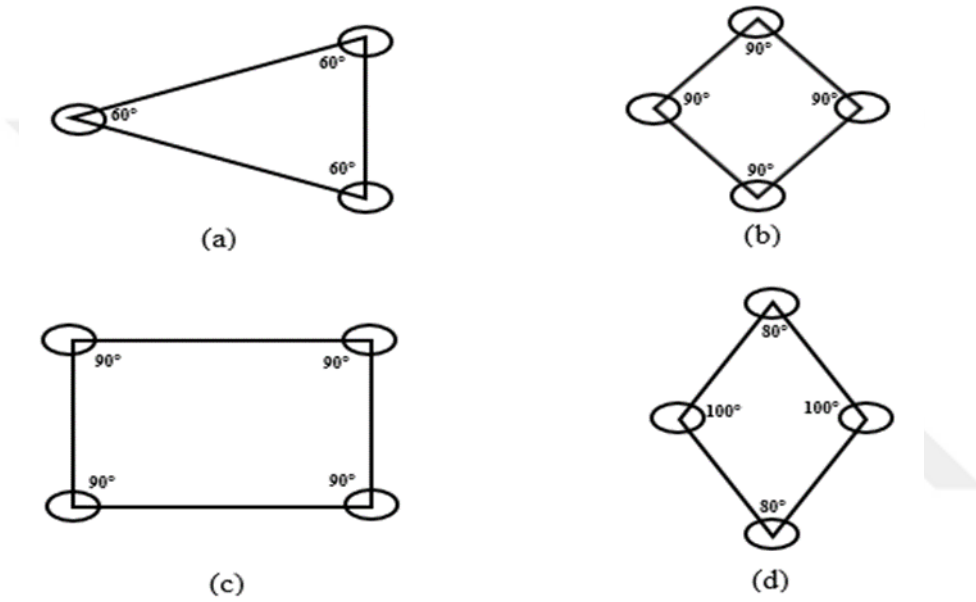


şekil 3.1. Gövde borulu ısı değiştiricinin (bir gövde geçişli ve bir boru geçişli) şematik gösterimi.

GBID'lerde, akışkanlardan biri gövde tarafından (boruların dışından) diğeri ise boru tarafından (boruların içinden) akmaktadır (şekil 3.1, engel, 2007). GBID'lerin başlıca parçaları aşağıdaki gibidir;

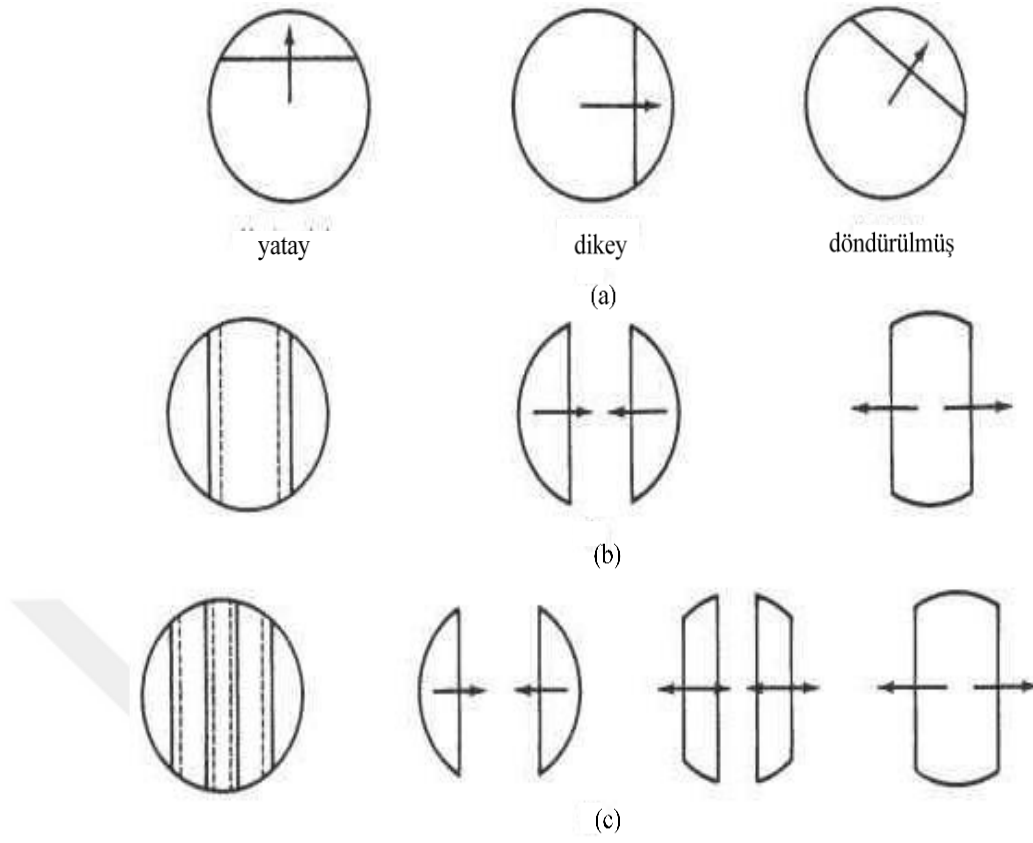
- Giriş-ıkış kolektörleri ve aynalar: Isı değiştiricinin her iki tarafındaki kolektörler; boruların gövdeye bağlandığı ve aynı zamanda gövde ile boru tarafları arasındaki sızdırmazlığın sağlandığı, aynaların da bulunduğu bölümlerdir. Kolektörler; boru tarafı akışkanının ısı değiştiriciye giriş ve çıkış bağlantılarının bulunduğu, giren akışkanın borulara dağıtılması ve borulardan çıkan akışkanın tekrar toplanmasını sağlamaktadır. Aynalar ise boruların, boru demeti oluşturacak şekilde yerleştirilmesini sağlayan ve boruları destekleyen parçalardır. Aynalarla borular arasındaki bağlantıların sızdırmaz olması gerekir.
- Gövde: Boruların dışındaki akışkanın aktığı, boru demetinin ve şaşırtma levhalarının içerisinde bulunduğu silindirik parçadır. TEMA'nın (Tubular Exchanger Manufacturers Association-Borulu Isı Değiştirici İmalatçıları Birliği), GBID'lerin gövdeleri ve kolektörleri ile ilgili yapısal sınıflandırması şekil 3.4'de g r lmektedir. Bunların arasından en yaygın kullanılan gövde tipi, üretiminin basit ve ucuz olması ve birçok uygulamada (Genceli, 1999) kullanılabilmesinden dolayı E-tipi gövdedir (engel, 2007).
- Borular ve boru demeti: Borular (boru demeti), gövde ve boru tarafındaki akışkanları birbirinden ayıran ve ısı geçişinin gerçekleştiği asıl ısı geçiş

yüzeyleridir. Boruların geometrisi (iç çap ve uzunluk) boru tarafındaki; boru demetini oluşturan boruların diziliş şekilleri ve aralarındaki mesafe de gövde taraflarındaki ısı geçişini belirleyen en önemli tasarım değişkenlerindendir. Boru demetlerinin oluşturulmasında kullanılan boru düzenlemeleri, Şekil 3.2’de görüldüğü gibi 30° , 60° ve 90° açı ile üçgen, kare ve döndürülmüş karedir. Bunlar arasından en yaygın kullanılan ve gövde tarafında taşınım ile ısı geçişinin en yüksek olduğu boru düzenlemesi, 60° açılı döndürülmüş eşkenar üçgen boru dizilişidir.

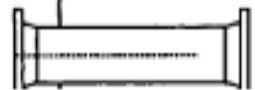
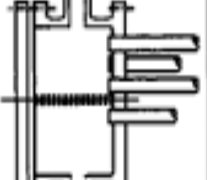
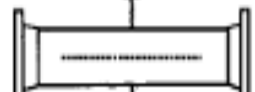
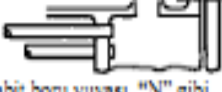
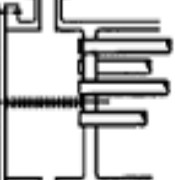
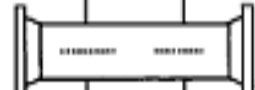
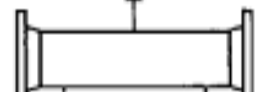
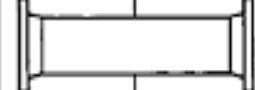
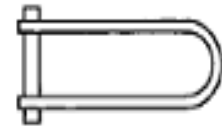


Şekil 3.2. Boru demeti tasarımından kullanılan boru düzenlemeleri a) Eşkenar üçgen diziliş (30°) b) Döndürülmüş dikdörtgen diziliş (45°) c) Dikdörtgen diziliş d) Döndürülmüş dikdörtgen diziliş.

- d) Şaşırtma levhaları: Gövde tarafındaki akışı boruların eksenine dik olarak yönlendiren ve boruları destekleyip onlara yapısal dayanıklılık sağlayan şaşırtma elemanlarının geometrisi, ısı geçişini etkileyen önemli tasarım değişkenlerindendir. Şaşırtma levhaları, gövde tarafındaki akış yolunu uzatarak ölü akış bölgelerini azaltır ve türbülansı artırıp ısı geçişini iyileştirir. Fakat bu etkiler, akış kaynaklı basınç kaybını artırıp, gürültü ve titreşime de sebep olur. Şaşırtma levhaları farklı geometrik şekillerde ve yapıda (perdeli, disk-simit, tek-çift parçalı, çubuklu) olabilmektedir. Tek-parçalı düzlemsel levhalar en yaygın kullanılan şaşırtma elemanı tipidir.



Şekil 3.3. Şaşırtma levhaları; (a) tek parçalı, (b) iki parçalı ve (c) üç parçalı.

Ön Ayna Sabit Tip Front-end stationary head	Gövde Tipi Shell types	Arka ayna Sabit tip Rear-end head types
A  Kanal ve çıkarılabilir kapak Channel and removable cover	E  Tek geçiş gövde One-Pass Shell	L  Sabit boru yuvası, "A" gibi Fixed tubesheet Like "A" stationary
B  Muhafaza kapağı Bannet (Integral cover)	F  İki geçiş gövde ve yatay şaşırtma Two-pass shell longitudinal baffle	M  Sabit boru yuvası, "B" gibi Fixed tubesheet Like "B" stationary
C  Boru yuvası ve çıkarılabilir kapaklı kanal Channel integral with tube sheet and removable cover	G  Ayrı akış Split Flow	N  Sabit boru yuvası, "N" gibi Fixed tubesheet Like "N" stationary
N  Boru yuvası ve çıkarılabilir kapaklı kanal Channel integral with tube sheet and removable cover	H  İkiz ayrı akış Double split flow	P  Dıştan sarılı, kayar ayna Outside necked floating head
D  Yüksek basınç odalı Special high pressure closure	J  Ayrılmış akış Divided flow	S  Arka destekli kayar ayna Floating head with backing device
	K  Kettle tipi Kettle type reboiler	T  Çekmeli kayar ayna Pull through floating head
	X  Çapraz akış Crossflow	U  U boru demeti U tube bundle
		W  Tam sızdırmaz kayar boru yuvası Externally sealed floating tubesheet

Şekil 3.4. TEMA'ya göre gövde borulu ısı değiştiricilerin sınıflandırılması.

3.2.1. Gövde borulu ısı değiştiricilerin tasarımı

GBID'lerin tasarımı için farklı yöntemler önerilmiştir. En yaygın kullanılan tasarım yöntemleri aşağıdaki gibidir;

- 1) Kern yöntemi
- 2) Bell yöntemi
- 3) Bell-Delaware yöntemi
- 4) Tinker yöntemi
- 5) Taborek yöntemi

3.2.2. Kern yöntemi

Kern yöntemi, GBID'lerin tasarımında kullanılan literatürdeki ilk ve en basit tasarım yöntemidir. Bu yöntemin geliştirilmesinde, endüstriyel imalat toleranslarıyla üretilen ısı değiştiricilerle yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen veriler kullanılmıştır. Kern yöntemi, toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesinde makul sonuçlar vermektedir. Ayrıca, ön tasarım aşamasında yeterli doğrulukta sonuçlar vermesi ve kolay uygulanabilir olması Kern yönteminin diğer üstünlükleridir. Literatürde önerilen daha karmaşık tasarım yöntemlerinin; hesaplamalarda ihtiyaç duyulan bazı ek tasarım parametrelerindeki belirsizlikler nedeniyle, her zaman istenilen doğrulukta sonuçlar vermemesi gibi sakıncaları bulunmaktadır. Ancak Kern yöntemi de, gövde tarafı basınç düşümü ısı geçişine göre baypas ve kaçak akışlardan daha çok etkilendiğinden, basınç düşümü tahmininde istenilen doğrulukta sonuçlar vermemektedir. Kern yönteminde, gövde tarafındaki ısı geçişi ve sürtünme faktörü; boru tarafındaki hesap yöntemine benzetilerek, gövde tarafındaki akışkanın tamamının (sızıntı ve kaçak akışlar ihmal edilerek) şaşırtma levhaları arasındaki ideal akış yolundan geçtiği kabulüne dayalı olarak tanımlanan, eşdeğer hız ve eşdeğer hidrolik çap ile hesaplanmaktadır.

Kern yöntemi, gövde tarafı basınç kayıplarının hesaplanmasında tatmin edici sonuçlar vermese de, kolay uygulanabilir olması, basitliği ve toplam ısı geçiş katsayısının doğruya yakın tahmini gibi nedenlerle, ticari GBID'lerin ön tasarım hesaplarında yaygın olarak kullanılmaktadır (Kakaç ve ark, 2012). Kern yöntemi ile ilgili detaylı bilgiler ve izahatlar Bölüm 4'de verilmiştir.

3.3. Mini Kanallı Gövde Borulu Isı Değiştirici Tasarımı

Isı değiştirici tasarımında, konvansiyonel buytta kanalların yerine mini kanalların kullanılması, tasarımın en can alıcı noktasıdır. Mini kanalların tercih edilmesi, kompaktlığı artırmakla birlikte, kullanılacak aracı akışkan miktarlarının azalmasını ve artan toplam ısı geçiş katsayısı nedeniyle ısı değiştiricinin ısı geçişi yüzey alanının

küçülmesini de sağlamaktadır. Bunun sonucunda da toplam maliyet düşmektedir. Ayrıca deneysel çalışmada mini kanal ve aracı akışkan olarak nanoakışkanlar kullanılacağından, hem mikro kanallarda görülebilecek tıkanma ihtimali gibi problemler engellenecek ve hem de konvansiyonel kanallardan daha yüksek kompaktlık elde edilecektir.

3.3.1. Boru tarafı tasarım parametreleri

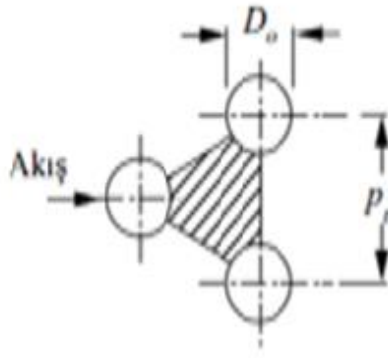
GBID'lerde, boru çapı küçüldükçe, ısı geçişi yüzey alanının ısı değiştirici akış hacmine oranı (kompaktlık) artmaktadır. Bu artış GBID'nin kompaktlığını artırmaktadır (Sinnott, 1996) Kompaktlığın artması; ısı değiştiricinin hacmini, kütlesini ve kullanılacak akışkan miktarını da azaltmaktadır (Kandlikar ve ark, 2014; Kakaç ve ark, 2012).

Akış kanallarının hidrolik çapına bağlı olarak, literatürde genel kabul gören iki farklı sınıflandırma Bölüm 2'deki Tablo 2.1'de görülmektedir (Kandlikar ve Grande, 2003; Mehendale ve ark, 2000).

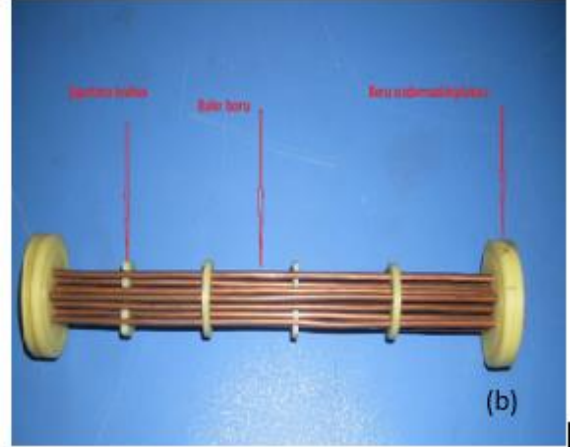
Bu iki sınıflandırmadan daha çok kabul gören Kandlikar ve Grande'nin sınıflandırmasına göre hidrolik çapı 3 mm ile 200 µm arasında olan kanallar, mini kanal olarak tanımlanmaktadır. Bu çalışmada, hem ısı değiştiricinin kompaktlığını artırmak hem de nanoakışkanlarla yapılacak deneylerde yaşanabilecek tıkanma gibi problemleri en aza indirmek amacıyla, tasarlanan ısı değiştiricide mini kanal tanımına uygun olarak, 2 mm iç çaplı bakır borular kullanılmıştır. Isı değiştiricide kullanılan 2 mm iç çaplı ve 3 mm dış çaplı bakır boruların, ısı iletim katsayısının yüksekliği, yeterli mekanik dayanımda olmaları, kolay bulunabilir ve kolay işlenebilir olmaları da diğer tercih nedenleridir.

Isı değiştiricilerin ve dolayısıyla ısı değiştiricilerde kullanılacak boruların uzunlukları; boru tarafı ortalama ısı taşınım katsayısı, boru tarafı basınç kayıpları, ısı değiştiricinin yerleştirileceği yer, ısı kapasite, temizleme, bakım ve nakliye gibi etkenler göz önünde tutularak seçilir. Belirli bir ısı kapasite için uzun boruların seçilmesi, boruların ve dolayısıyla ısı değiştiricinin gövde çapını küçültecektir. Bu da yüksek basınçta çalışan ısı değiştiricilerin maliyetini düşürecektir. Tavsiye edilen gövde çapı/boru uzunluğu oranı 1/5 ile 1/15 arasındadır (Genceli, 1999; Kern, 1983; Kakaç ve ark, 2012; Thulukkanam, 2013) Tasarlanan mini kanallı ısı değiştiricide, gövde iç çapının ($D_g=30\text{mm}$) boru uzunluğuna ($L=240\text{mm}$) oranı $L/D=1/8$ 'dir.

Boru demetinin tasarımında, yüksek ısı taşınım katsayısı sağlamak amacıyla 60° döndürülmüş eşkenar üçgen boru dizilişi seçilmiştir. Ancak imalat güçlüğü ve gövde tarafı basınç kayıplarının aşırı artmaması bakımından boru eksenleri arasındaki mesafenin boru dış çapına oranı (p_b / D_d) 1,5 seçilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 3.5. (a) Boru demeti. (b) Üçgen dizilişte eş değer çap için kesit alanı ve ıslak çevre.

Boru demetindeki boru sayısı ise boru demetinin çapı, boru geçiş sayısı (tek geçişli, iki geçişli) ve boru adımına bağlıdır. Buna göre boru sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır (Genceli, 1999).

Tablo 3.2. Gövde borulu ısı değiştiricilerde üçgen dizilişli boru demeti tasarımı için katsayılar.

Geçiş sayısı	1	2	4	6	8
C	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
n	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675

$D_{\text{demet}} = D_d (n_b / C)^{1/n}$ ile hesaplanır. Burada; n_b ; boru demetindeki boru sayısı ve C; boru geçiş katsayısıdır.

Boru demetindeki boru sayısı; $n_b = C (D_{\text{demet}} / D_d)^n$ ile hesaplanır. Boru demeti çapının hesaplanmasında; (1) gövde iç çapına göre tasarlanan ve boruların sabitlendiği aynaların çapı ve (2) boru dış çapı ile döndürülmüş üçgen (60°) düzenlemeyle, aynaların merkezindeki boruya göre iki kademeli çevresel yerleştirme düzeni tercih edilmiştir. Bu yerleştirme düzenine göre, boru dizilişi değerlendirildiğinde ise en uygun ölçünün, $D_{\text{demet}} = 17 \text{ mm}$ olduğu hesaplanmıştır.

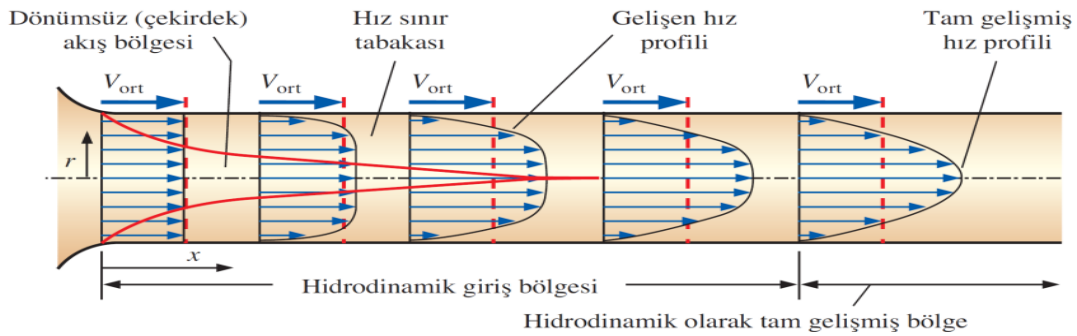
Buna göre; boru dış çapı 3 mm ve tek geçişli üçgen boru dizilişi için;

$$n_b = 0,319 (17 / 3)^{2,142}$$

$$n_b = 13,1 \text{ bulunmaktadır.}$$

Bundan dolayı da boru sayısı 13 alınmıştır.

Boru içi akışlarda, akışkanın boruya girişinden itibaren, girişte üniform olan hız dağılımı boru cidarı ile akışkan arasındaki sürtünme (akışkanın viskozitesi) nedeniyle değişikliğe uğrar. Dolayısıyla, akış doğrultusunda üç-boyutlu olarak sürekli değişen hız profili, sürtünme etkilerinin boru eksenine ulaşmasıyla, girişten itibaren belirli bir mesafede sabitlenir ve akış iki-boyutlu hale gelir. Giriş etkilerindeki bu boru bölümü, gelişmekte olan akış bölgesi olarak adlandırılır. Bu bölge boyunca, hidrodinamik ve ısıl sınır tabakalar kalınlaştıkça, sürtünme faktörü ve ısı taşınım katsayısı azalır. Gelişmekte olan akış bölgesinin sonunda, tam gelişmiş akış koşulları olduğundan, ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü sabitlenir (Çengel, 2007; Incropera ve Dewitt, 2001). Şekilde görüldüğü gibi akışkanın hız dağılımının girişten itibaren değiştiği kısma “hidrodinamik giriş bölgesi”, hız dağılımının sabit kaldığı kısma ise “hidrodinamik bakımdan tam gelişmiş akış bölgesi” denir.



Şekil 3.6. Boru içi akışlarda girişten itibaren tam gelişmiş hız profilinin oluşması.

Hidrodinamik ve ısıl bakımdan tam gelişmiş laminar akış için giriş uzunlukları yaklaşık olarak sırasıyla;

$$L_{hid,lam} = 0,0288 \text{ Re } D_i$$

$$L_{ısıl,lam} = 0,05 \text{ Re } \text{Pr } D_i$$

bağıntılarıyla hesaplanır (Çengel, 2007; Incropera ve Dewitt, 2001).

Türbülanslı akışta, gelişigüzel çalkantılardan dolayı oluşan şiddetli karışmanın etkisiyle, moleküler yayılım etkileri baskılanır. Bu nedenle hidrodinamik ve ısı giriş uzunlukları yaklaşık eşittir. Dolayısıyla giriş uzunlukları Pr sayısından bağımsızdır ve Re sayısına bağlılık da çok azdır. Buna göre türbülanslı akışta ısı giriş uzunluğu;

$$L_{\text{ısıl,türb}} = 0,05 D_i Re^{1/4}$$

bağıntısı ile hesaplanır (Çengel, 2007). Türbülanslı akışta hidrodinamik ve ısı giriş etkileri, girişten itibaren çapın 10 katı kadar uzunluktan sonra önemsizleşir. Hidrodinamik ve ısı giriş uzunlukları;

$$L_{\text{ısıl,türb}} = L_{\text{hidr,türb}} \approx 10 D_i \text{ alınır.}$$

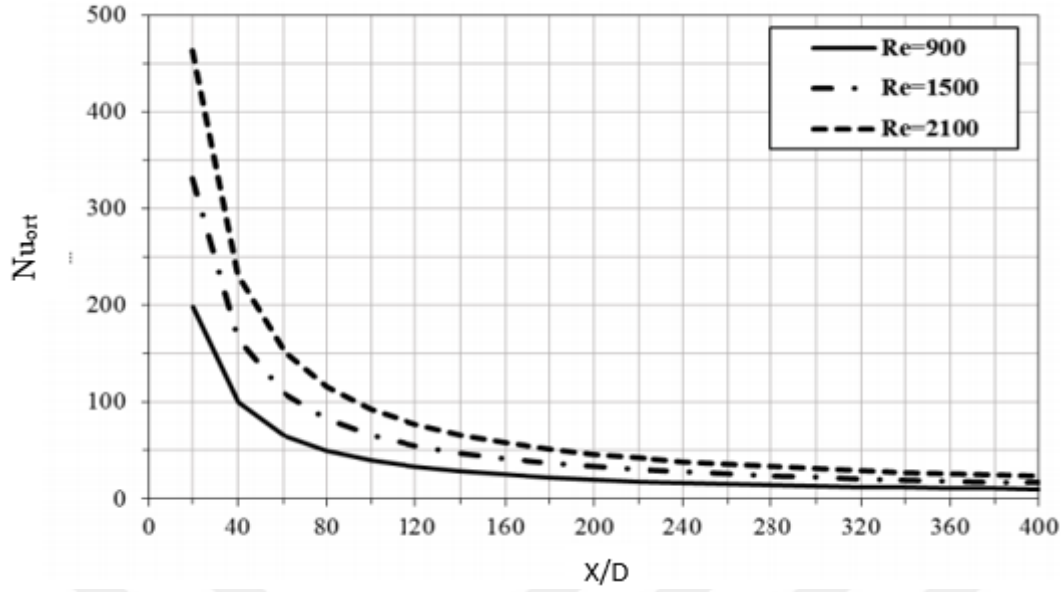
Yüzey sıcaklığının ve ısı akısının üniform olduğu dairesel kesitli bir boru boyunca, ısı ve hidrodinamik bakımdan tam gelişmiş laminar akışta, ortalama Nu sayısının değişimi için Shah ve London (Shah ve London, 1978) aşağıdaki eşitliği önermektedir.

$$x^* \leq 0,03 \text{ için } Nu_{\text{ort.}} = 1,953 (x^*)^{-1/3}$$

$$x^* > 0,03 \text{ için } Nu_{\text{ort.}} = 4,364 + 0,0722/x^*$$

Burada $x^* = (x/D) / Re Pr$ olarak tanımlanmaktadır. Yukarıdaki denklem esas alınarak laminar akış koşullarında belli Re sayıları ve $Pr = 6,7$ (deneysel çalışılacak akışkan sıcaklıklarında) için ortalama Nu sayısının x/D ' ye bağlı değişimi incelendiğinde; boru girişindeki (x/D 'nin küçük değerlerinde) yüksek Nu sayılarının, $x/D=100-130$ aralığına kadar hızla azaldığı görülmektedir. Ortalama Nu sayısı, $x/D=150$ 'den sonra çok fazla değişmeden, tam gelişmiş akış koşullarındaki değerine yaklaşarak sabitlenmektedir (Şekil 3.7).

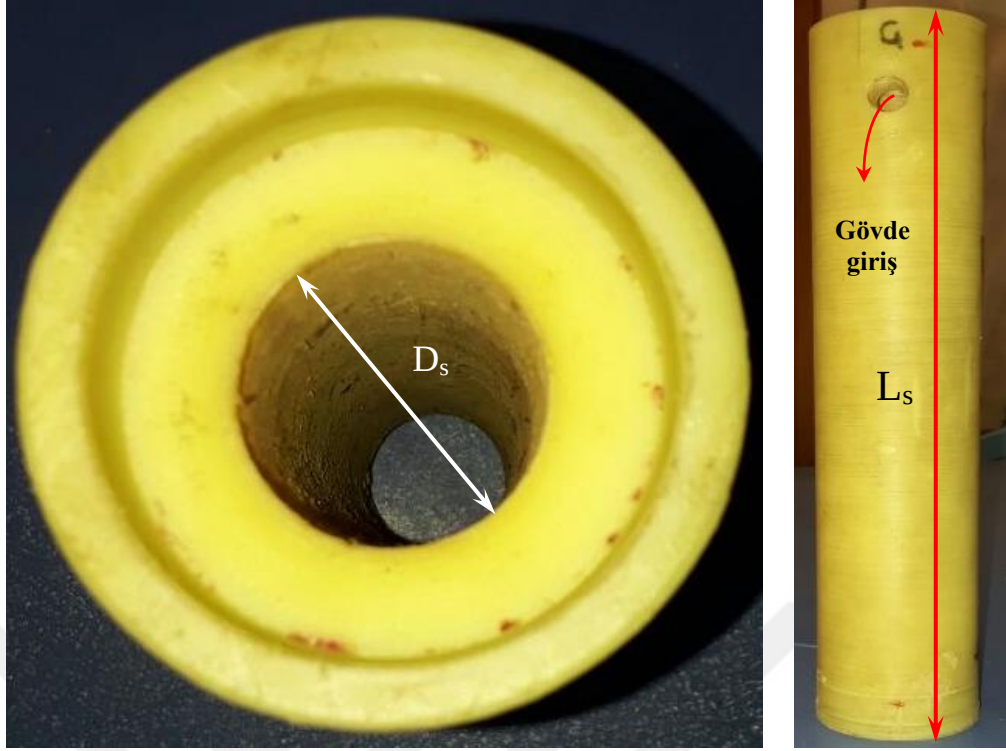
Bu çalışmada yapılacak deneylerde asıl amaç olabildiğince kompakt bir MK-GBID'de nanoakışkan kullanımının ısı ve hidrolik performansa etkisini incelemek olduğundan, boru uzunluğu; ortalama Nu sayısının yüksek olduğu bölge ile ($x/D=120$) sınırlandırılmıştır. Böylece, boru ve gövde tarafındaki toplam basınç kayıplarının aşırı artması da engellenmiştir. Kandlikar ve Grande'nin (2003) mini kanal sınıflandırılmasına göre boru iç çapı 2 mm ve $x/D=120$ seçildiğinden, ısı değiştirici borularının uzunluğu 240 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.7. Laminer akış koşullarında, ortalama Nu sayısının x/D ile değişimi.

3.3.2. Gövde tarafı tasarım parametreleri

Borulu ısı değiştirici imalatçıları birliği olan TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), GBID'lerin tasarımı için belli standartlar koymuştur (VDI-HA, 1993; TEMA, 2003). Şekil 3.4'de görüldüğü gibi gövdenin yapısal tasarımı için E,F,G,H ve J tipi olmak üzere 5 farklı standart tasarım vardır. Gövde tipi belirlenirken; maliyet, kirlenme, kolay temizlenebilme, çalışma basıncı ve sıcaklığı ile ısıl gerilmeler gibi etkenler de dikkate alınır. E-tipi gövdeli ısı değiştiriciler, basit, ucuz ve kolay temizlenebilir tasarımlar olduğundan, tek fazlı akışlar için en yaygın kullanılan ısı değiştirici tipidir (Genceli, 1999; Rohsenow ve ark, 1998). E-tipi GBID'lerde, sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ortalama logaritmik sıcaklık farkını arttırmak amacıyla zıt akış düzenlemesi tercih edilir. Yukarıda sayılan nedenlerle bu çalışmada E-tipi gövde kullanılmıştır. Gövde içindeki akışın yolunu uzatarak ısı geçişinin etkenliğini arttırmak amacıyla, belli aralıklarla, şaşırtma levhaları kullanılmalıdır (Genceli, 1999; Bejan ve Kraus, 2003; Kakaç ve ark, 2012).



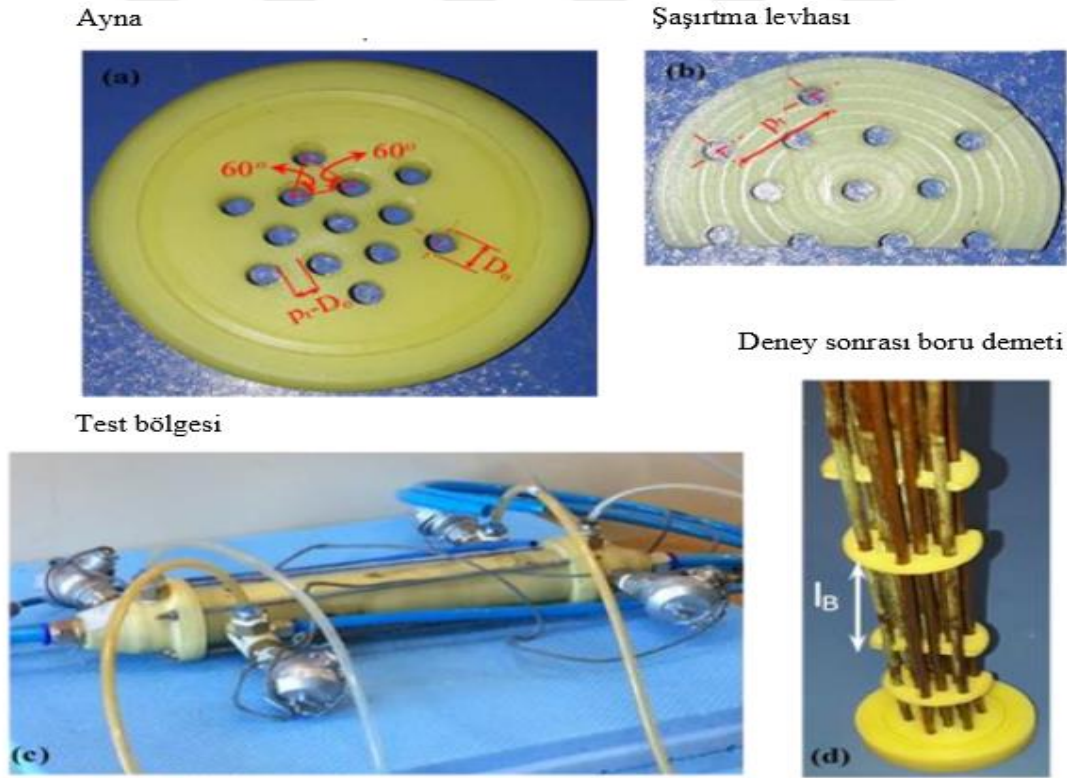
Şekil 3.8. Kestamit gövde.

Şaşırtma levhaları, perdeli, disk, halka, tek ve çift parçalı levha gibi çok farklı tasarımlarda olmasına rağmen, tek parçalı şaşırtma levhası en yaygın kullanılan tasarımdır (Kakaç ve ark, 2012; VDI-HA, 1983).

Şaşırtma levhaları; akışkan hareketini yönlendirmek, boruları bir arada tutmak, ölü hacimleri azaltmak ve gövde tarafındaki akışı boru demetine dik (90° açıyla) yönlendirerek, hızı ve türbülans şiddetini artırmak suretiyle, ısı taşınım katsayısını iyileştirmek amacıyla kullanılır (Genceli, 1999; Thulukkanam, 2013; Rohsenow ve ark., 1998). Şaşırtma levhası kesme oranı ısı geçişini ve basınç düşümünü, etkileyen önemli geometrik tasarım parametrelerdendir. GBID’lerde kullanılan şaşırtma levhalarının kesme oranları %15 ila %45 arasında değişmektedir. Şaşırtma levhası kesme oranlarının azaltılması, yüksek basınç kaybı oluşturup daha fazla pompalama gücü gerektireceğinden tavsiye edilmez. Uygulamada kesme oranlarının % 20 ile %25 arasında kalması tavsiye edilir (Genceli, 1999; Kakaç ve ark, 2012; Thulukkanam, 2013; Rohsenow ve ark, 1998).

Tablo 3.3. Mini kanallı gövde borulu ısı değıştiricinin özellikleri.

Ayrıntılar	Gövde	Boru
Malzeme	Dökme Polyamid(Kestamid)	Bakır
Dış çap (mm)	50	3
İç çap (mm)	30	2
Uzunluk (mm)	300	240
Boru sayısı	-	13
Şaşırtma levha sayısı ve kesme oranı	4, % 25	-
Geçiş sayısı	Tek geçişli	Tek geçişli
Tipi	E-tipi	Düz dairesel boru
Kompaktlık	1100m ² /m ³	--



Şekil 3.9. (a) Ayna, (b) Şaşırtma levhası (kesme oranı %25), (c) Test bölgesi, (d) Deney sonrası boru demeti.

Tez çalışmasında tek geçişli E-tipi gövde ve %25 kesme oranlı tek parçalı şaşırtma levhaları kullanılmıştır. Boru demetinde kestamitten imal edilmiş dört adet levhası vardır (Şekil 3.9).

4. DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Deneysel Çalışmanın Kapsamı ve Amacı

Nanoakışkanlar, son yıllarda ısı geçişi alanındaki önemli araştırma konularındandır. Nanoakışkanlar, taşıyıcı sıvılara metalik veya metal olmayan nano partiküller eklenerek hazırlanan süspansiyonlardır. Nanoakışkanların ısı geçişine etkileri; taşıyıcı sıvıya, nano partiküllerin geometrik şekline, büyüklüğüne, malzemesine ve karışımdaki oranına, akış rejimine (laminer, geçiş bölgesi, türbülanslı) ve deneysel çalışmanın yapıldığı ısı değiştiricinin geometrik parametrelerine (tipi, boyutları, boru ve gövde çapı ve uzunlukları gibi) ve tüm taşınım olaylarında olduğu gibi daha birçok etkene bağlıdır.

Bu çalışmanın amacı, MK-GBID'nin boru tarafında, su ve farklı hacimsel oranda hazırlanmış nanoakışkanlara taşınım ile ısı geçişi ve basınç düşümünün deneysel incelenmesidir. Çalışmada, temin kolaylığı, maliyeti, ısıl özellikleri ve literatürdeki nanoakışkan uygulamalarında yaygın kullanılması nedenleriyle, nano partikül malzemesi olarak Al_2O_3 tercih edilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan Al_2O_3 -su nanoakışkanları, saf su ile altı farklı hacimsel oranda (%0,02, %0,1, %0,2, %0,4, %0,6 ve %0,8) hazırlanmıştır. Nanoakışkanların hazırlanmasında, ortalama çapı 40 nm olan Al_2O_3 nano partikülleri kullanılmıştır. Nano partiküllerin taşıyıcı akışkan saf su ile homojen karıştığı, deneysel çalışma boyunca çökelmediği, topaklaşmadığı veya yüzeylere sıvaşmadığı kabul edilmiştir.

Çalışmada, nanoakışkanlarla elde edilen deneysel ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü sonuçları, aynı ısıl koşullarda ve hacimsel debilerde su için elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ayrıca nanoakışkanlarla elde edilen deneysel ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü sonuçları, literatürden benzer özellikteki nanoakışkanların deneysel sonuçlarıyla ve makro borulardaki nanoakışkanlar için yayımlanan deneysel bağıntılarla karşılaştırılmıştır. Bu konudaki geniş bilgi ve karşılaştırmalar Bölüm 5'de verilmiştir.

Deneylerde kullanılan MK-GBID prototipi, Bölüm 3'de bahsedildiği gibi Kern yöntemine göre ve yüksek kompaktlık hedeflenerek özel olarak tasarlanıp

üretildiğinden, ilk önce sırasıyla ısı değıştiricinin boru ve gövde tarafında su ile doğrulama deneyleri yapılmıştır. Bu deneylerden boru ve gövde tarafı için elde edilen deneysel ısı geğışı ve basınç düşümü sonuçlarının literatürle uyumu kontrol edilmiştir. Sonuçların literatürle uyumu görüldükten sonra, çalışmanın asıl amacı olan, altı farklı hacimsel oranda hazırlanan Al_2O_3 -su nanoakışkanlarıyla, boru tarafındaki ısı geğışı ve basınç düşümü deneyleri yapılmıştır.

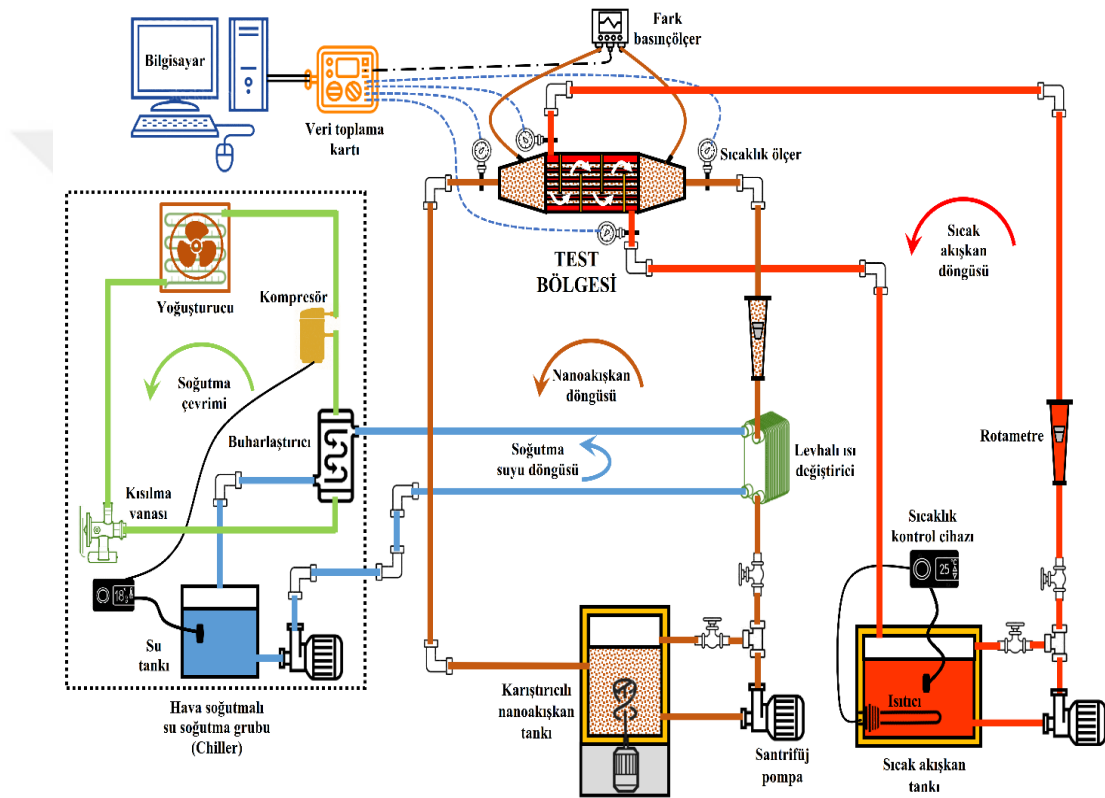
4.2. Deney Tesisatı

MK-GBID’lerde nanoakışkan kullanılarak ısı geğışı ve basınç düşümünü incelemek amacıyla hazırlanan deney tesisatının şematik resmi ve fotoğrafı sırasıyla Şekil 4.1. ve Şekil 4.2.’de görülmektedir. Deneylerde çevreye ısı kaybını en aza indirmek için test bölgesini oluşturan MK-GBID, cam yünü ve extrude polistren köpüklerle çok iyi yalıtılmıştır. Deney tesisatında, sıcak ve soğuk akışkanların istenilen sıcaklık ve debide test bölgesine gönderilebilmesi amacıyla iki ayrı akış döngüsü oluşturulmuştur. Bu döngülerden ilki gövde tarafındaki soğuyan (ısıyı veren) sıcak suyun, ikincisi ise boru tarafındaki ısınan (ısıyı çeken) suyun ve nanoakışkanların hazırlandığı döngüdür. Gövde tarafındaki sıcak akışkan, 120 l hacimli termostatik bir tankta hazırlanıp test bölgesine gönderilmiştir. Boru tarafındaki soğuk akışkan ise 30 l hacimli mekanik karıştırıcılı bir tanktan alınıp soğutulularak, test bölgesine gönderilmiştir. Test bölgesinin boru tarafında ısınan akışkan, levhali bir ısı değıştirici ve soğuk su üretici (chiller) ile soğutulmaktadır. Sıcak ve soğuk akışkanların deney tesisatındaki sirkülasyonu, santrifüj pompalarla sağlanmıştır. Sıcak ve soğuk akışkanların hacimsel debileri, şamandıralı debiölçerlerle (rotametrelerle) ölçülerek, istenilen değerlerde sabit tutulmuştur. Akışkanların test bölgesine giriş ve çıkış sıcaklıkları termoelemanlarla ölçülerek, veri toplama sistemi ile bilgisayara aktarılıp kaydedilmiştir. Isı değıştiricide oluşan akış kaynaklı basınç kayıpları, bir dijital fark basınçölçer ile ölçülmüş ve bilgisayar ortamında kayıt altına alınmıştır. Tüm deneyler oda sıcaklığında ve sürekli rejim şartlarında gerçekleştirilmiştir.

MK-GBID’nin boru tarafındaki ısı geğışı ve basınç düşümünün incelendiğı deneylerde; gövde tarafındaki sıcak şebeke suyunun giriş sıcaklığı +40°C’de ve hacimsel debisi 180 l/sa.’de sabit tutulmuştur.

Boru tarafındaki su ve nanoakışkanların ısı değıştiriciye giriş sıcaklıkları +20°C’de sabit tutulup, hacimsel debileri de 125-600 l/sa. aralığında değıştirilmiştir. Deneylerde

nanoakışkanlar, mekanik karıştırıcı ile sürekli karıştırılarak, çökelme önlenmiştir. Mekanik karıştırıcılı tanktan alınan nanoakışkanlar, kompresör gücü 4 kW olan anlık su soğutucu (chiller) ile bir levhalı ısı değişiricide soğutulurak, MK-GBID'nin boru tarafına gönderilmiştir. Deneylerde veriler, sürekli rejim şartlarında alınmıştır. Sistemin sürekli rejime girmesinde gerekli süre, debiye bağlı olarak 40 ile 60 dakika arasında değişmiştir. Birçok deney tekrarı yapılarak, elde edilen sonuçların tekrarlanabildiği görülmüştür.



Şekil 4.1. Deney tesisatının şematik gösterimi.

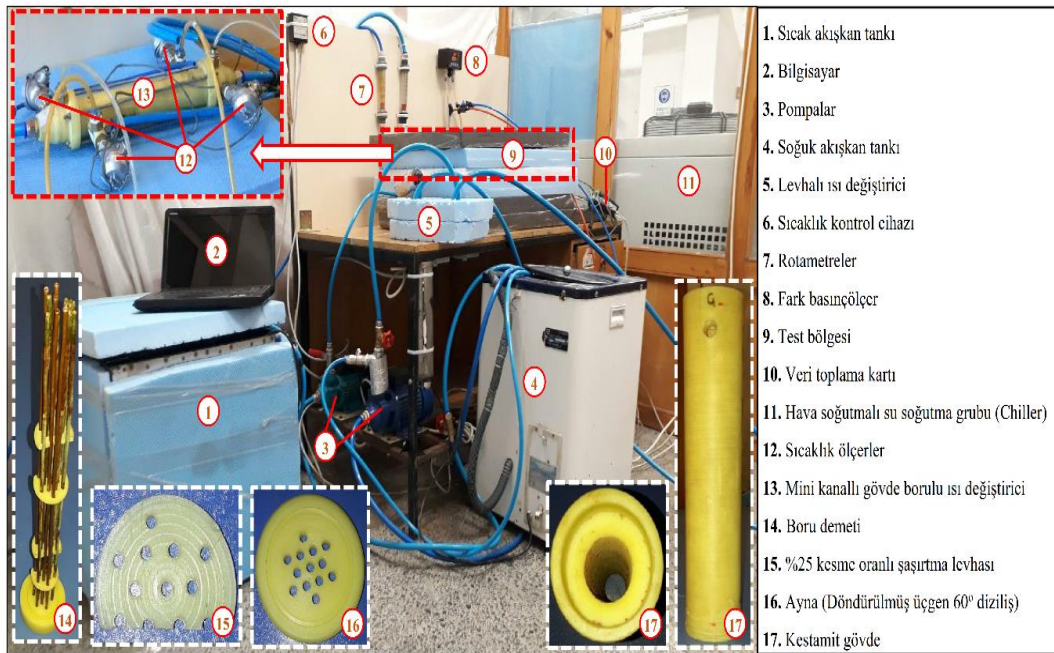
Hem gövde hem de boru tarafındaki hacimsel debiler, hassasiyetleri %4 ve ölçme aralığı 60 ile 600 l/sa. olan şamandıralı debiölçerler kullanılmıştır. Ayrıca her seri deneyde ölçülen debilerin doğruluğu, 5 ve 10 litrelik kaplarla, zaman ortalamalı ağırlıklı kap ölçme yöntemi ile kontrol edilmiştir. Gövde (sıcak) ve boru (soğuk) taraflarındaki akışkanların test bölgesine giriş ve çıkış sıcaklıklarının ölçülmesinde, ölçüm hassasiyeti %0,1 olan K-tipi termoeleman çiftleri kullanılmıştır. Termoeleman

çiftlerinin ölçüm doğrulukları ve aynı sıcaklıkları gösterdikleri, sırasıyla buzlu su ve ortam sıcaklığındaki su ile kontrol edilmiştir.

Isı değiştiricinin girişi ile çıkışı arasındaki basınç farkının ölçülmesinde, ölçüm hassasiyeti %0,5 olan Ordel marka, kalibrasyon sertifikalı, DPC100 model fark basınçölçer kullanılmıştır. Ayrıca fark basınçölçerin ölçüm doğruluğu cıvalı U-manometre ile kontrol edilmiştir.

Gövde tarafındaki suyun sabit giriş sıcaklığı (40°C), termostatik sıcak akışkan tankındaki iki adet 2 kW'lık elektrikli ısıtıcı ile sağlanmıştır. Sıcak akışkan tankı 120 l hacimli olup, paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Termostatik sıcak akışkan tankı ısı kaybına karşı poliüretan köpükle yalıtılmıştır. Tankın sıcaklık kontrolünde, Gentek marka, GNT-105 model, dijital sıcaklık kontrol cihazı kullanılmıştır.

20 l hacimli soğuk akışkan tankındaki mekanik karıştırıcının çalışma-durma süreleri, bir röle ile kontrol edilerek, nano partiküllerin çökmesi engellenmiştir. Boru tarafındaki nanoakışkanların sabit giriş sıcaklığı (20°C) su soğutucu (chiller) ile sağlanmıştır. Su soğutucu (chiller) ile sıcaklık sabit tutulurken, mekanik karıştırıcı sayesinde çökme de engellenmiştir. Deneylerde nano partiküllerin taşıyıcı akışkan saf su ile homojen karıştığı, çökmediği, topaklaşmadığı ve yüzeylere sıvaşmadığı kabul edilmiştir.



Şekil 4.2. Mini kanallı gövde borulu ısı değiştirici deney tesisatının fotoğrafı

Her ne kadar test bölgesi ısı kaybını engellemek için çok iyi yalıtılsa da, mini kanallı ısı değiştiriciden çevreye ısı kaybı/kazancı olmaktadır. Ölçülen hacimsel debi ve sıcaklıklar ile hesaplanan, yoğunluk, özgül ısı ve viskozite kullanılarak; kütleli debiler, sıcak ve soğuk akışkanlar (saf su ve nanoakışkanlar) için ısı güçler, sürtünme faktörleri, Re sayısı, Pr sayısı ve Nu sayısı hesaplanmıştır. Deneylerde, hem sıcak hem de soğuk akışkandan çevreye ısı kaybı olduğu kabul edilerek, toplam ısı geçiş katsayısının hesabında, sıcak ve soğuk akışkanlar için hesaplanan deneysel ısı güçlerinin ortalaması kullanılmıştır. Böylece ısı değiştiricilerin tasarım hesaplarındaki temel kabule uygun olarak, alınan ve verilen ısı güçlerinin eşitliği deneysel veriler için sağlanmıştır.

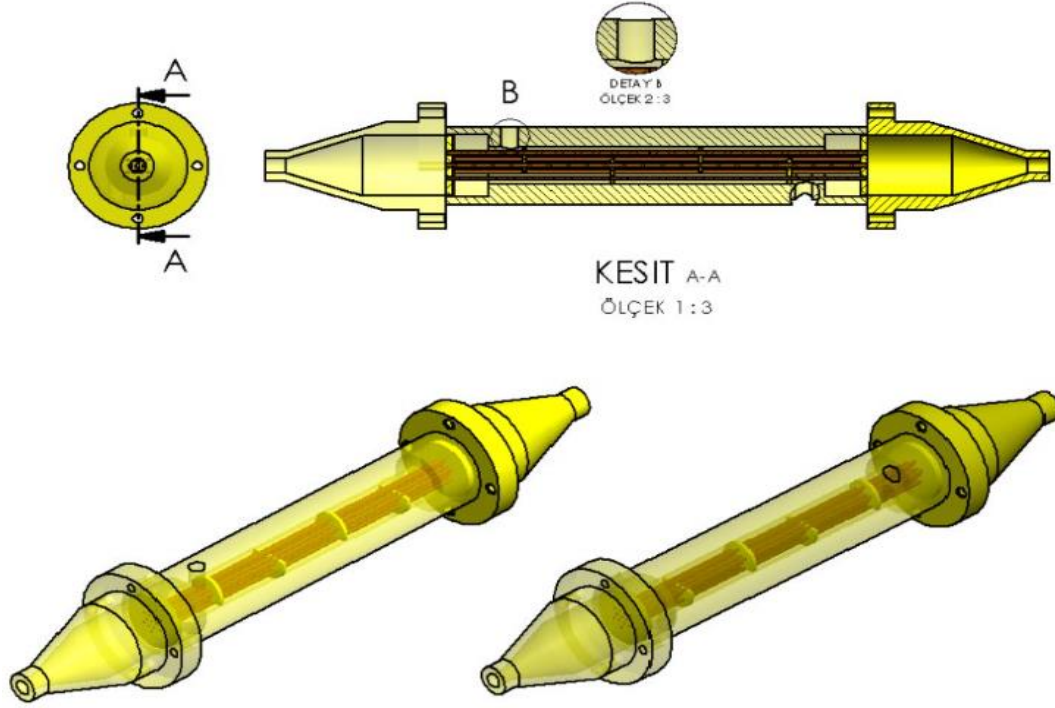
Deneyler süresince ölçülen fark basınçlar ve sıcaklıklar, ORDEL marka UDL100 model veri toplama kartı (data-logger) vasıtasıyla bilgisayar ortamında kayıt altına alınmaktadır.

Tablo 4.1. Deneysel test bölgesinin genel özellikleri.

Tanımlama	Özellikler
Isı değiştirici gövde tipi	E-tipi tek geçişli
Boru geçiş sayısı	Tek geçişli
Boru dış çapı (D_d)	3 mm
Boru iç çapı (D_i)	2 mm
Boru merkezleri arası mesafe (p_b)	4,5 mm
Boru sayısı (N)	13
Boru uzunluğu (L)	240 mm
Boru dizilişi	60° döndürülmüş eşkenar üçgen
Gövde dış çapı ($D_{g,d}$)	60 mm
Gövde iç çapı ($D_{g,i}$)	30 mm
Gövde uzunluğu (L)	300 mm
Boru boyunun boru çapına oranı (L/D)	120
Şaşırtma levha sayısı (n_s) ve kesme oranı	4 ve %25
Şaşırtma levhası aralığı (L_s)	46 mm

4.2.1. Test bölgesi

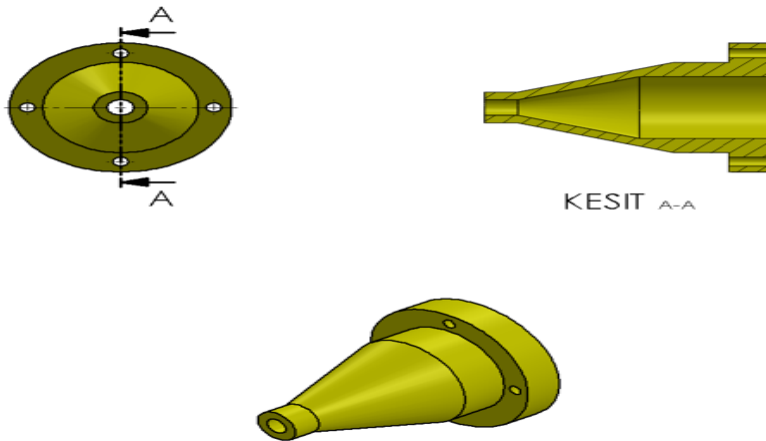
Test bölgesi, deneysel ısı geçişi ve basınç düşümü performansları incelenen, MK-GBID'dir. Şekil 4.3'de montajlı kesit resmi görülen ısı değiştirici, silindirik kestamid bir gövde ile bu gövde içerisindeki boru demeti ve kolektörlerden oluşmaktadır.



Şekil 4.3. Mini kanallı gövde borulu ısı değıştircinin montajlı kesit ve perspektif resimleri.

MK-GBID üç ana kısımdan oluşur. Bunlar;

- 1) Kolektörler:



Şekil 4.4. Giriş ve çıkış kolektörleri.

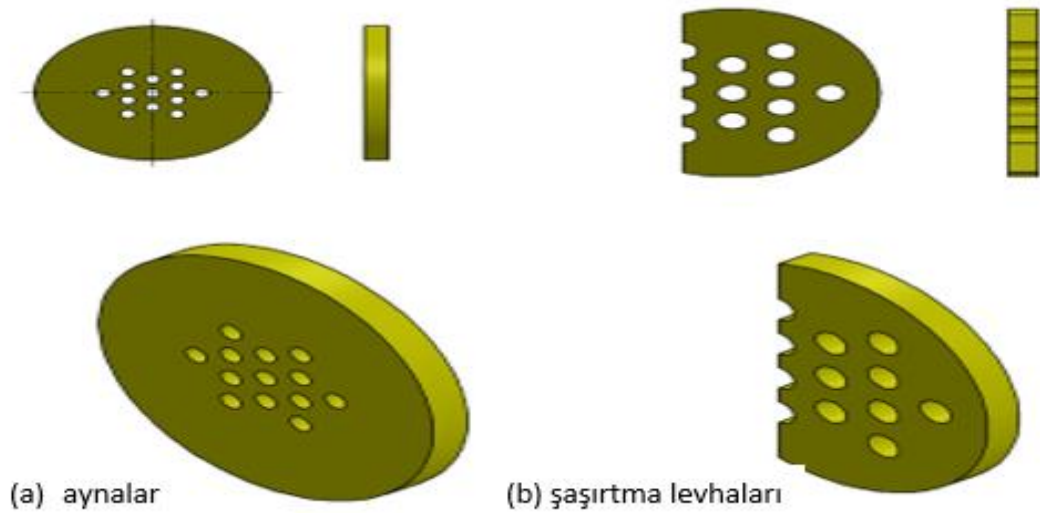
Isı değıştircide, borulara akışkanın dağıtıldığı giriş ve çıkış kolektörleri iki konik kapak şeklinde tasarlanmıştır. Kapakların iç kısmına, sızdırmazlığı sağlamak için kullanılan kauçuk contaların (O-ringler) yerleştirileceği dairesel kanallar açılmıştır.

İçerisine boru demeti yerleştirilen gövde, flanşları üzerine delikler açılan kollektörlerin arasında, dört adet saplama ile sıkıştırılarak sızdırmazlık sağlanmıştır.

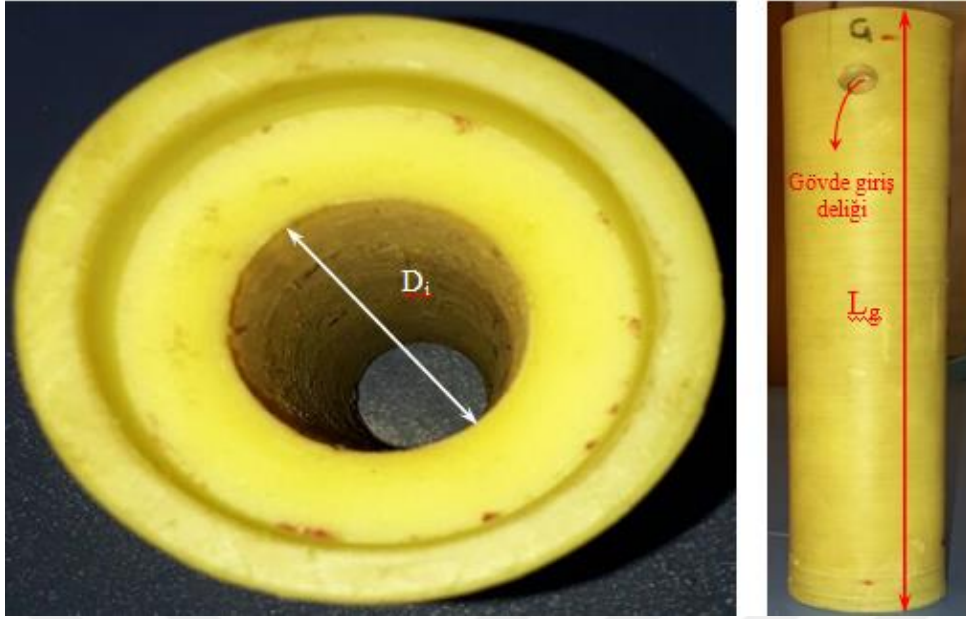
Aynalar ise boru demetini oluşturan boruların bağlandığı, hem borularla aynalar hem de aynalarla gövde arasında sızdırmazlığı sağlayan parçalardır. Bakır borular, açılan uygun çaplı deliklerden geçirilip sıvanarak (şişirilerek) aynalara sabitlenmiştir. Ayrıca, her borunun üzerine (aynaları oluşturan parçaların arasına) yerleştirilen O-ring contalarla, borularla ayna arasındaki sızdırmazlık garantilenmiştir.

2) Gövde kısmı ve aynalar:

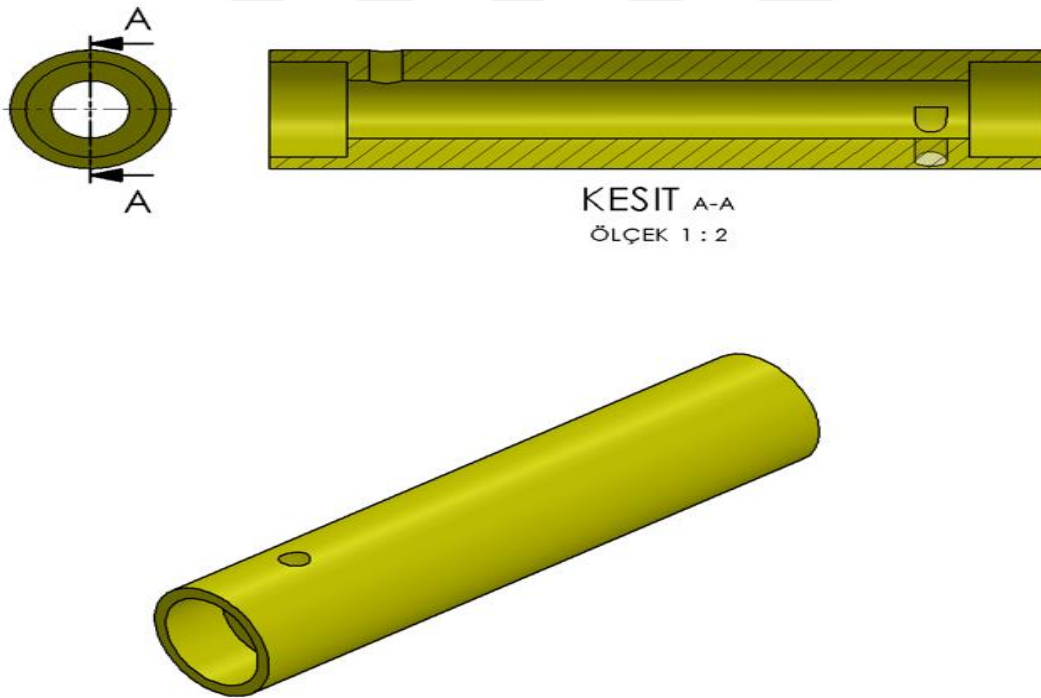
Borulu ısı değiştirici imalatçıları birliğinin (TEMA) standartlarına göre E-tipinde tasarlanan gövde tarafındaki ve boru tarafında akışların birer geçiş yaptığı, tek geçişli akış düzenlemesi tercih edilmiştir. E-tipi gövde, yaygın kullanımı, ısıl gerilmelere dayanımı, çalışma basıncına dayanımı, korozyona dayanımı, kolay temizlenebilme ve düşük maliyetlerden dolayı tercih edilmektedir. Gövde tarafındaki geçiş sayısı; tek, iki veya daha çok olabilir. Ancak çoklu geçişlerin gövde tarafı akış kesit alanını daraltması ve yüksek basınç düşümlerine sebep olmasından dolayı genellikle tek geçiş tercih edilmektedir (Thulukkanam, 2013). Dış çapı 60 mm ve toplam uzunluğu 300 mm olan gövde, kestamidden üretilmiştir. Gövdenin her iki tarafında aynaların oturacağı faturalar bulunmaktadır. Boru demetinin ve şaşırtma levhalarının içerisine yerleştirildiği gövdenin iç çapı 30 mm ve uzunluğu 240 mm'dir.



Şekil 4.5. Isı değiştiricide kullanılan a) aynalar ve b) şaşırtma levhaları.

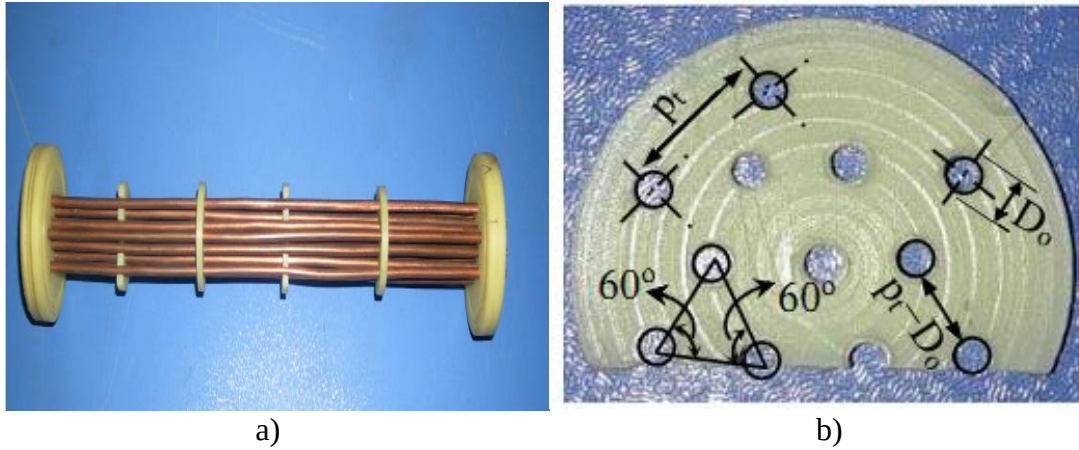


Şekil 4.6. Kestamid gövdenin fotoğrafları.



Şekil 4.7. Isı değıştirici gövdesi

3) Boru demeti ve şaşırtma levhası:



Şekil 4.8. a) Aynalar arasındaki boru demetinin ve b) şaşırtma levhasının fotoğrafları.

Kestamidden imal edilen, 48 mm çaplı aynalarla boruların boru demeti tasarımı tercih edilen geometriye uygun yerleştirilmesi sağlanmıştır. Boru demetinde iç çapı 2 mm, dış çapı 3 mm ve net uzunlukları 240 mm olan 13 adet bakır boru (dairesel enkesitli mini kanal) kullanılmıştır. Bakır borular, gövde tarafındaki (boru demetindeki) akışa göre döndürülmüş 60° eşkenar üçgen düzende ve akış yönündeki boru sıra sayısı 5 olacak şekilde dizilmiştir.

GBID’lerde, gövde tarafında kabul edilebilir basınç düşümünde yeterli ısı geçişi elde etmek için şaşırtma levhalarının kesme oranlarının %20 ile %49 arasında olması tavsiye edilmektedir. Fakat en yaygın kullanılan kesme oranları %20 ile %35 arasındadır. Tasarlanan ısı değiştiricinin şaşırtma levhalarında, literatürde en çok tercih edilen kesme oranı olan %25 kesme oranı tercih edilmiştir (Rohsenow, 1998; Thulukkanam, 2013). Kesme oranları %25, çapları ve kalınlıkları sırasıyla 28 mm ve 4 mm olan 4 adet şaşırtma levhası, boru demetine dik doğrultuda ve 48 mm aralıklarla yerleştirilmiştir.

4.3. Deney Tesisatının Diğer Ekipmanları

4.3.1. Pompalar

Gövde ve boru tarafı devrelerinde akışkanların sirkülasyonu, sırasıyla İmpo marka QB80 (maksimum 80 l/sa. debi) ve QB120 (maksimum 120 l/sa. debi) model santrifüj pompalarla sağlanmıştır. Pompaların gövdesi dökme demirden, milleri paslanmaz çelikte elden imal edilmiştir.



Şekil 4.9. Santrifüj sirkülasyon pompası.

4.3.2. Debiölçerler



Şekil 4.10. Rotametre (Şamandıralı debiölçer).

Sıcak ve soğuk akışkanların hacimsel debileri, değişken kesitli debi ölçerlerle (rotametre veya şamandıralı debiölçer) ölçülmüştür. Rotametreler, basit, güvenilir, kurulumu kolay, basınç kaybı düşük, sıvı ve gazlar için geniş bir aralıkta, elektrik bağlantısı olmadan ve düşük maliyetle ölçüm yapılabildiği için tercih edilmektedir. Akışkanların hacimsel debileri, Şekil 4.10’da görülen rotametreler vasıtasıyla anlık olarak ölçülmüş ve istenen değerlerde sabit tutulmuştur. Hacimsel debi ölçümünde, gövde tarafında ölçme aralığı 60-500 l/sa., boru tarafında ölçme aralığı 60-600 l/sa. olan iki ayrı şamandıralı debiölçer kullanılmıştır. Suyun debisinin ölçülmesi

nanoakışkana göre nispeten daha kolaydır. Nanoakışkanların hacimsel oranı arttıkça saydamlığı azaldığından, rotametrelerin okunması zorlaşmaktadır. Okuma hatalarını en aza indirmek amacıyla, her deneyde hacimsel debiler; hem deneyin başında hem de sonunda, 5 ve 10 litrelik ölçüm kapları ve kronometre ile zaman tutularak (ağırlıklı kap ölçme yöntemi) kontrol edilmiştir.

4.3.3. Paket tip su soğutucu (Chiller)

Deneyisel çalışmada, Aref marka, RF10 model (4 kW kompresör gücü ve 11,6 kW soğutma kapasitesi) paket tip su soğutucu kullanılmıştır. Deneylerde; test bölgesinin boru tarafında ısınan akışkan, su soğutucu ve bir levhalı ısı değiştirici ile soğutularak, boru tarafındaki giriş sıcaklığının 20°C’de sabit tutulması sağlanmıştır.



Şekil 4.11. Paket tip su soğutucu (Chiller).

4.3.4. Termostatik sıcak su tankı



a)



b)

Şekil 4.12. a) Kontaktör b) Sıcaklık kontrol cihazı.

Sıcak akışkanın ısıtılması amacıyla, 120 l hacimli paslanmaz çelik tanka, iki adet 2 kW'lık elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Tankta sıcaklığın sabit tutulması amacıyla, elektrikli ısıtıcıların kontrolünde, Gentek markalı GNT-105 model dijital sıcaklık kontrol cihazı ve Siemens marka 3TF40-10 4 kW 230 VAC model kontaktör kullanılmıştır.



a)



b)

Şekil 4.13. a) Paslanmaz sıcak akışkan tankı b) 2 kW elektrikli ısıtıcı.

4.3.5. Mekanik karıştırıcılı soğuk akışkan tankı

Nanoakışkanlarda çökelmenin engellenmesi amacıyla, 20 l hacimli ve mekanik karıştırıcılı paslanmaz çelik bir tank, soğuk akışkan tankı olarak kullanılmıştır.



Şekil 4.14. Mekanik karıştırıcı soğuk akışkan tankı.

4.3.6. K-tipi termoeleman



Şekil 4.15. a) K-tipi termoeleman b) Özel termoeleman bağlantı kablosu

Malzemelerin elektriksel özelliklerinin sıcaklıkla değişmesinden yararlanılarak, termoelemanlarla sıcaklık ölçümü yapılmaktadır. Farklı malzemelerden üretilen termoelemanlar bulunmakla birlikte, K-tipi termoelemanlar yaygın kullanılmaktadır. Deneysel sıcaklık ölçmelerinde; yüksek ölçüm hassasiyetleri, kararlı ölçme yapmaları ve kimyasal korozyona karşı dayanıklı olmalarından dolayı, K-tipi termoelemanlar kullanılmıştır.

4.3.7. Fark basınçölçer

Deney tesisatında, Ordel marka, DPC100 model fark basınçölçer kullanılmıştır.



şekil 4.16. Fark basınçölçer.

- 10-32V Besleme Gerilimi
- 2 Adet 4 Digit Nümerik Gösterge
- 2 Adet LED Gösterge
- 1 Adet Analog Çıkış (0/4-20mA, 0/2-10V)
- 2 Adet Programlanabilir Yarı İletken Röle
- Sensör Arıza Tespiti
- Ölçme hassasiyeti: % 0,8
- Birinci veya İkinci Sensöre Göre Çalışabilme
- 4 Farklı Röle Fonksiyonu
- 100 ms Örneklem ve Kontrol Çevrimi

4.3.8. Veri toplama kartı (Data-logger)

Deneylerde ölçülen farkbasıncının ve sıcaklıkların bilgisayar ortamına anlık kaydı amacıyla ORDEL marka, UDL100 model veri toplama kartı kullanılmıştır.



Şekil 4.17. Veri toplama kartı.

- 750 ms Örnekleme Periyodu
- Yüksek Çözünürlük ve Doğruluk
- USB 1.1 ve 2.0 Uyumlu PC Bağlantısı
- USB Hat Üzerinden Besleme
- 5 Adet İzoleli Analog Giriş Kanalı
- Otomatik Cihaz Tanıma
- Sınırsız Kayıt Kapasitesi
- Ayrıntılı Grafik ve Raporlama
- İsteğe Bağlı Grafik Tanımlama ve Oluşturma
- Kolay Kurulum ve Kullanım

4.3.9. Ultrasonik banyo



Şekil 4.18. Ultrasonik banyo.

Nanoakışkanlar; nano partiküller ve saf su, ısıtıcı ultrasonik banyoda, oda sıcaklığında, 3 saat süreyle karıştırılarak hazırlanmıştır. Elde edilen karışım, 20 l hacimli mekanik karıştırıcılı soğuk akışkan tankına konularak deneyler yapılmıştır.

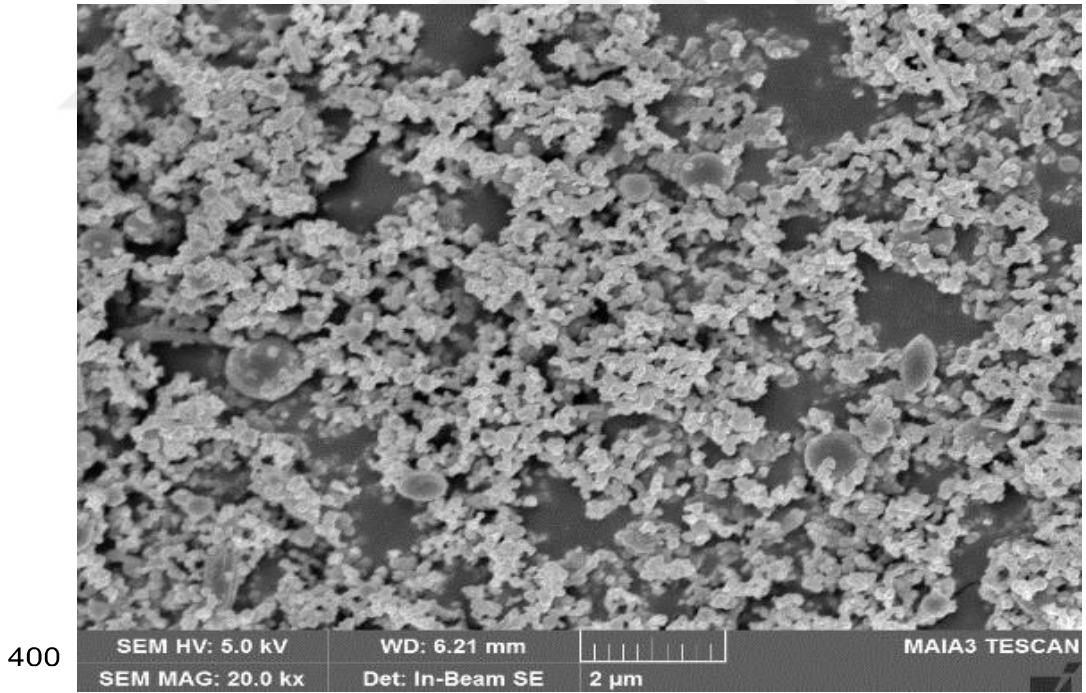
4.4. Nanoakışkanların Hazırlanması

Nanoakışkanların hazırlanması deneysel çalışmanın en önemli adımlarından biridir. Nanoakışkan, nano boyutlu katı partiküllerle suyun basit bir karışımı değildir. Hazırlanan nanoakışkan, kararlı, topaklanmayan, kimyasal değişime uğramadığı kabul edilen ve homojen yapılı bir aracı akışkandır. Nanoakışkanların hazırlanması, tek-adım (single-step) yöntemi ve iki adım (two-step) yöntemi olmak üzere iki farklı yöntemle gerçekleştirilmektedir.

Tek-adım (single-step) yöntemi: Kimyasal çökeltme, kimyasal buhar yoğunlaştırılması veya doğrudan buharlaştırma yöntemleri gibi yöntemlere, tek-adım (single-step) yöntemi denir. Tek adım yöntemlerinin ortak özelliği, nano partiküller ile nanoakışkanın aynı anda hazırlanmasıdır. Hazırlanan nanoakışkanda çökeltme az olmakta, homojen dağılım sağlanmakta ve topaklanma olmamaktadır. Fakat bu

yöntemler, uygulanması zor ve pahalı olduklarından uygulamada tercih edilmemektedir (Eastman, 2005; Wang ve Mujumdar, 2007; Li ve ark, 2009).

İki adım (two-step) yönteminde ise, nano partiküller farklı yöntemlerle önceden üretilir. Üretilen nano partiküller, tercih edilen taşıyıcı sıvı ile mekanik veya ultrasonik karıştırıcılarda karıştırılarak, yeni bir süspansiyon elde edilir. Bu yöntem, daha kolay ve uygulanabildiğinden, büyük miktartlı nanoakışkanların üretimlerinde en çok tercih edilen hazırlama yöntemidir (Yujin ve ark, 2008). Bu yöntemle hazırlanan nanoakışkanların en önemli dezavantajları, nano partiküllerin, topaklanması, sığışması ve çökmesi nedeniyle kanalların tıkanmasıdır. Sayılan nedenlerle, nano partiküllerin nanoakışkan içerisinde sürekli homojen dağılımı korunamamaktadır. Bu ise ısı geçişini ve akışı olumsuz etkileyebilmektedir (Kebinski ve ark, 2002). Tüm dezavantajlarına rağmen iki adım yöntemi, birçok araştırmacı tarafından yeterince güvenilir bulunduğundan, büyük ölçekli uygulamalarda en çok tercih edilen yöntemdir (Das ve ark, 2006a; Das ve ark, 2007b; Domgsheng ve ark, 2009).



Şekil 4.19. İki adım yöntemi ile hazırlanan %0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanın FESEM görüntüsü.

Nano partiküllerin çökmesinin, topaklanmasının ve sığışmasının engellenmesi ve nanoakışkanların kararlı kalabilmeleri amacıyla nanoakışkana yüzey aktif maddelerin (surfactant) eklenmesi, nano partiküllerin yüzey kimyasının değiştirilmesi veya

ultrasonik karıştırıcıların kullanılması gerekmektedir (Ghadimi ve ark, 2011; Ünverdi, 2016). Bahsedilen nedenlerle, nanoakışkanlar hazırlanırken, yukarıdaki üç yöntemden bir veya ikisi bir arada kullanılmaktadır. Deneylerde kullanılan nanoakışkanların hazırlanmasında, uygulama kolaylığı nedeniyle ultrasonik karıştırıcı tercih edilmiş ve deneyler sırasında mekanik karıştırıcılı bir tank kullanılmıştır. Nano partiküllerin taşıyıcı akışkan olan saf su ile homojen karıştığı, deneysel çalışma boyunca çökelmediği, topaklaşmadığı veya yüzeylere sıvaşmadığı kabul edilmiştir.

İstenilen hacimsel oranda nanoakışkan hazırlamak için taşıyıcı akışkan su içerisine konulacak nano partikül kütlesi (1 l saf su için);

$$m_p = \varphi \rho_p 10^{-3} \text{ (kg)} \quad (4.1)$$

eşitliği ile bulunur. Burada, φ nano partikülün hacimsel oranı ve ρ_p (kg/m^3) ise nano Al_2O_3 'ün yoğunluğudur (3700 kg/m^3), m_p (kg) de karışıma eklenecek nano partikül kütlesidir (Ünverdi, 2016; Heris ve ark, 2007).

Tablo 4.2. Farklı hacimsel oranlarda hazırlanan nanoakışkanlar için gerekli Al_2O_3 nano partikül kütleleri.

Hazırlanacak nanoakışkan miktarı (l)	Hacimsel oran (%)	Karışıma eklenecek nano partikül kütlesi (g)
20	0	0
	0,02	14,8
	0,1	74
	0,2	148
	0,4	296
	0,6	444
	0,8	592

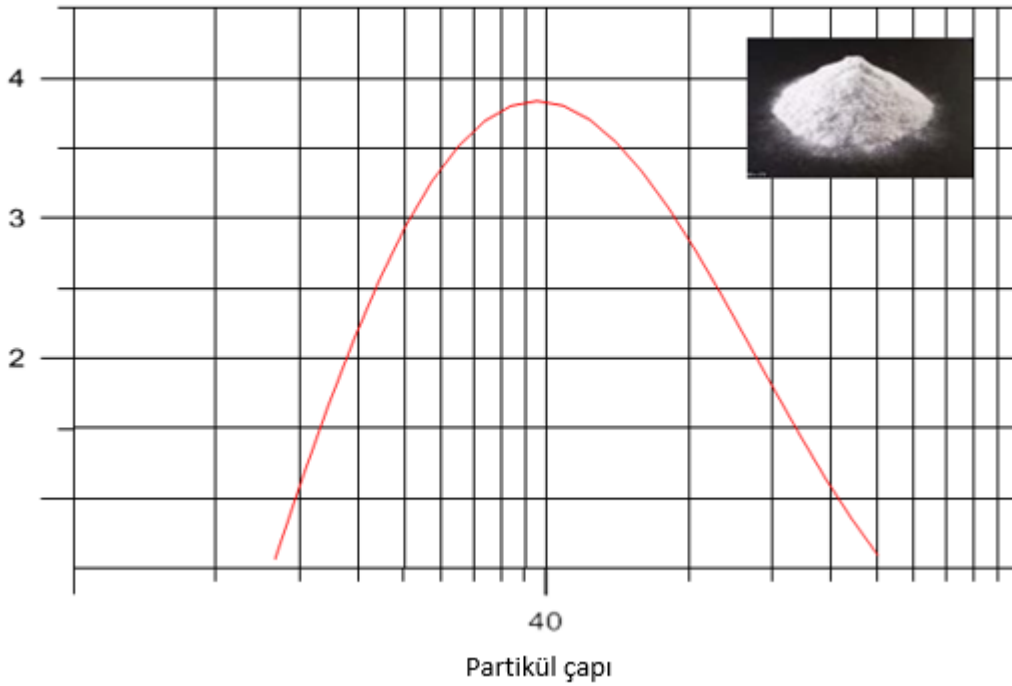
Sergis ve Hardalupas (2011), düşük maliyetli ve kolay temin edilebilir olduğundan Al_2O_3 nano partiküllerin deneysel çalışmalarda yaygın olarak kullanıldığını bildirmişlerdir. Ayrıca Al_2O_3 'ün ısı iletim katsayısı diğer oksit esaslı nano partiküllere göre daha yüksektir. Ancak literatürde %1 hacimsel oranın üzerindeki nanoakışkanlarda ısı iletim katsayısının düştüğü belirtilmektedir (Lomascolo ve ark, 2015). Bu nedenlerle, çalışmada düşük hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının kullanılması tercih edilmiştir. Tablo 4.2'de farklı hacimsel oranlı nanoakışkanların hazırlanmasında kullanılan nano partikül miktarları görülmektedir. Tablo 4.3'de ise kullanılan Al_2O_3 nano partiküllerin özellikleri görülmektedir.

Tablo 4.3. Al₂O₃ nano partiküllerin özellikleri.

Nano partikül özellikleri	
Partikül fazı	Alfa
Şekil	Küresel
Saflık	% 99,9
Renk	Beyaz
Ortalama çap	40 nm
Özgül yüzey alanı	60 m ² /g
Partikül yoğunluğu	3700 kg/m ³
Isı iletim katsayısı	35 W/mK
Özgül ısı	880 J/kgK

Deneylere başlamadan önce istenilen oranda nano partiküller ve saf su ultrasonik banyoya konulmuştur. Nanoakışkanlar, ultrasonik banyoda oda sıcaklığında 3 saat boyunca karıştırılmıştır. Ultrasonik banyo, daha stabil bir karışım sağlayarak topaklanmayı engellemektedir. Deneyler devam ederken nano partiküllerin çökmesi, nanoakışkanlar mekanik karıştırıcı bir tankta belli aralıklarla karıştırılarak, engellenmiştir.

Nanoakışkanların hazırlanmasında kullanılan Al₂O₃ nano partiküller, Grafen Kimya Endüstri AŞ şirketinden temin edilmiştir. Al₂O₃ nano partiküller küresel şekilli olup, ortalama partikül çapı 40 nm'dir. Şekil 4.20'deki grafikte görülebileceği gibi, deneylerde kullanılan nano partiküllerin çapları, Malvern Mastersizer 3000 cihazıyla ölçülmüş ve ortalama çapın 40 nm olduğu görülmüştür. Nano partiküllerin yoğunluğu 3700 kg/m³, özgül ısı 880 J/kgK ve ısı iletim katsayısı 35 W/mK'dir (Sömiya, 1989).



Şekil 4.20. Al₂O₃ nano partiküllerin boyut dağılımı.

4.4.1. Nanoakışkanların ısı iletim katsayısı ve viskozite ölçümleri

Nanoakışkanların ısı iletim katsayılarının ve viskozitelerinin hesaplanmasında kullanılabilecek genel kabul görmüş bağıntılar olmadığından, literatürde birbirinden farklı bağıntılar önerilmiştir. Bu nedenle nanoakışkanların ısı iletim katsayıları ve dinamik viskoziteleri ölçüm cihazlarıyla deneysel yolla belirlenmektedir. Elde edilen ölçüm sonuçlarına yakın sonuçlar veren ve literatürde önerilen bağıntılar, yapılacak hesaplamalarda kullanılabilir. Bundan dolayı farklı hacimsel oranlı her bir nanoakışkanın hem ısı iletim katsayısı hem de dinamik viskozitesi deneysel ölçülmüş ve literatürde önerilen bağıntılar arasından, ölçüm sonuçlarına en yakın sonuçları veren bağıntılar seçilmiştir.

4.4.1.1. Isı iletim katsayısı ölçümü

Nanoakışkanların ısı iletim katsayısı, Şekil 4.16’da görülen, DECAGON KD2-Pro (KS-1 Prob: 0,02–2 W/mK, &1,27 mm) ısı iletim katsayısı ölçüm cihazı ile Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde ölçülmüştür. Ölçümler, her bir farklı hacimsel oran için oda sıcaklığında üçer defa tekrarlanmış ve ölçümlerin ortalaması alınmıştır.



Şekil 4.21. Isı iletim katsayısı ölçüm cihazı.

Farklı hacimsel oranlarda hazırlanan nanoakışkanların, oda sıcaklığında ($\sim 25^{\circ}\text{C}$) ölçülen ısı iletim katsayıları ve hesaplanan ortalama değerler Tablo 4.4’de görülmektedir.

4.4.2. Viskozitenin ölçülmesi

Farklı hacimsel oranda hazırlanan nanoakışkanların viskozite ölçümleri, Şekil 4.22’de görülen AND-SV10 (1–1000 mPa s) viskozite ölçüm cihazı ile Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde yapılmıştır. Ölçümler oda sıcaklığında üçer defa tekrarlanarak yapılmış ve ortalamaları alınmıştır.



Şekil 4.22. Viskozite ölçüm cihazı.

Farklı hacimsel oranlarda hazırlanan nanoakışkanların, oda sıcaklığında ($\sim 25^{\circ}\text{C}$) ölçülen ve ortalamaları hesaplanan dinamik viskoziteleri ile ısı iletim katsayıları Tablo 4.4’de görülmektedir.

Tablo 4.4. Nanoakışkanların deneysel ölçülen viskoziteleri ve ısı iletim katsayıları.

Hacimsel oran, ϕ (%)	Sıcaklık, T ($^{\circ}\text{C}$)	Dinamik viskozite, μ (mPa.s)	Viskozite, μ_{ort} (mPa.s)	Isı iletim katsayısı, k (W/mK)	Isı iletim katsayısı, k_{ort} (W/mK)
0,02	25,6	0,884	0,868	0,611	0,607
	25,3	0,881		0,589	
	25,7	0,84		0,621	
0,1	25,7	0,913	0,908	0,619	0,619
	25,9	0,918		0,618	
	25,9	0,894		0,621	
0,2	25,3	0,928	0,924	0,628	0,633
	26,1	0,913		0,635	
	25,8	0,932		0,637	
0,4	25,6	0,956	0,953	0,651	0,656
	25,6	0,957		0,638	
	25,9	0,946		0,647	
0,6	25,0	0,961	0,958	0,752	0,667
	25,1	0,96		0,623	
	25,2	0,954		0,626	
0,8	24,8	0,961	0,963	0,686	0,695
	25,7	0,984		0,703	
	25,3	0,943		0,695	

Tablo 4.5. Deneysel ısı iletim katsayılarının literatürden modellerle karşılaştırılması.

Hacimsel oran ϕ (%)	k_{deneysel} (W/mK)	Patel ve ark. (W/mK)	Timofeeva ve ark. (W/mK)	Yu-Choi (W/mK)	Khanafer ve Vafai (W/mK)
0,02	0,6070	0,6146	0,6086	0,6086	0,6083
0,1	0,6190	0,6231	0,6105	0,6105	0,6105
0,2	0,6333	0,6284	0,6122	0,6120	0,6120
0,4	0,6453	0,6358	0,6158	0,6155	0,6150
0,6	0,6560	0,6359	0,6160	0,6160	0,6139
0,8	0,6947	0,6447	0,6224	0,6217	0,6200
Ortalama mutlak fark (%)	-	3,26	5,79	5,82	5,95

Tablo 4.6. Deneysel ölçülen viskozitelerin literatürde en yaygın kullanılan modellerle karşılaştırılması

Hacimsel oran (%)	μ_{deneysel} $\times 10^{-4}$ (kg/ms)	Happel $\times 10^{-4}$ (kg/ms)	Einstein $\times 10^{-4}$ (kg/ms)	Brinkman $\times 10^{-4}$ (kg/ms)	Nguyen ve ark. $\times 10^{-4}$ (kg/ms)
0,02	8,68	8,80	8,79	8,79	7,95
0,1	9,08	8,78	8,75	8,75	7,89
0,2	9,24	8,84	8,79	8,79	7,91
0,4	9,53	8,95	8,84	8,84	7,92
0,6	9,58	9,44	9,27	9,27	8,27
0,8	9,63	9,23	9,02	9,02	8,00
Ortalama mutlak fark (%)	-	3,89	5,07	5,06	15,01

Tablo 2.8 ve Tablo 2.9’da (Bölüm 2.6.1.3 ve Bölüm 2.6.1.4 verilen) görüldüğü gibi nanoakışkanların ısı iletim katsayısının ve viskozitesinin hesaplanmasında kullanılmak üzere çok sayıda deneysel ve teorik bağıntılar önerilmiştir. Literatürde, nano partiküllerin malzemesinden, çapından ve şeklinden, taşıyıcı akışkandan ve sıcaklıktan bağımsız sonuç veren bağıntılar daha yaygın kullanılmaktadır. Deneysel ısı iletim katsayısı sonuçları; Patel ve ark.(2010), Timofeeva ve ark. (2009b), Yu-Choi (1999) ve Khanafer ve Vafai bağıntıları ile karşılaştırılmıştır. Deneysel viskozite sonuçları ise; Happel (1957), Einstein (1906), Brinkman (1952) ve Nguyen ve ark. (2007) viskozite bağıntıları ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.5 ve Tablo 4.6’da görüldüğü gibi deneysel ısı iletim katsayısı ve deneysel viskozite ölçüm sonuçlarıyla, Patel ve ark.(2010) ve Happel (1957) bağıntılarının arasında sırasıyla %3,26 ve %3,89 fark

olduğundan, deneysel verilerle yapılan ısı iletim katsayısı ve viskozite hesaplamalarında bu iki bağıntı kullanılmıştır.

4.4.3. Termoelemanların ölçüm doğruluğu

Sıcaklık ölçmede kullanılan termoelemanlar, deneysel çalışmalara başlanmadan önce, içerisinde buzlu su bulunan kaba yerleştirilerek yapılan sıcaklık ölçümlerinde, bütün termoelemanların 0°C'yi gösterdiği bilgisayar yazılımından doğrulanmıştır. Ayrıca her seri deneye başlamadan önce, deney düzeneği oda sıcaklığındaki suyla çalıştırılarak, bütün termoelemanların aynı sıcaklığı gösterdiği bir kez daha kontrol edilmiştir. Gerekirse sıcaklık ölçmeleri için ve bilgisayar yazılımında son bir doğrulama daha yapılmıştır (EK B).

4.4.4. Fark basınçölçerin ölçüm doğruluğu

Fark basınçölçer ile ısı değiştiricinin boru tarafı girişi ile çıkışı arasındaki basınç farkı ölçümleri, adyabatik koşullarda, hem dijital fark basınçölçer ile hem de cıvalı U-manometre ile eş zamanlı yapılarak, fark basınçölçerin ölçüm doğruluğu kontrol edilmiştir. Isı geçişi deneylerindeki basınç farkı ölçümleri, dijital fark basınçölçer ile yapıp veriler bilgisayarda kaydedilmiştir (EK C).

4.4.5. Rotametrelerin ölçüm doğruluğu

Deneysel sonuçlar üzerinde en etkili ölçmelerden biri de debi ölçümleridir. Deneysel çalışmada, boru tarafı debisi, 60 ile 600 l/sa. aralığında değiştirilmiş ve 23 farklı debide ölçümler yapılmıştır. Her farklı debide, iki defa 5 l ve bir defa da 10 l ölçü kaplarıyla, süre tutularak debi ölçümü yapılmıştır. Zaman ortalamalı ağırlıklı kap ölçme yöntemiyle elde edilen bu sonuçlar, deneysel sonuçların hesabına, debi düzeltme çarpanı olarak eklenmiştir (EK D).

4.4.6. Suyun sıcaklığa bağlı termofiziksel özellikleri

Deneysel sıcaklık ölçmelerinden hareketle, ısı geçişi ve sürtünme basınç kaybı ile ilgili deneysel verilerin hesabında, suyun ve nanoakışkanların sıcaklığa bağlı değişen termofiziksel özellikleri kullanılmıştır. Suyun termofiziksel özellikleri aşağıdaki Tablo 4.7'de görülmektedir (Çengel, 2007). Ancak deneysel verilerin hesabında okuma hatalarını engellemek ve zaman kazanmak amacıyla, suyun sıcaklıkla değişen yoğunluk, özgül ısı, ısı iletim katsayısı ve dinamik viskozitesi aşağıda verilen, 0-100°C

aralığında geçerli polinomlarla hesaplanmıştır (Ünverdi, 2016). Suyun termofiziksel özellikleri için polinomlar aşağıda verilmiştir.

Yoğunluk (kg/m³);

$$\rho_s = 1001,07 - 0,0885789 \times T - 0,00346617 \times T^2 \quad (R^2 = 99,94 \%) \quad (4.2)$$

Dinamik viskozite (kg/ms);

$$\mu_s = 0,00175015 - 0,0000517 \times T + 8,65854 \times 10^{-7} \times T^2 - 7,536 \times 10^{-9} \times T^3 + 2,589 \times 10^{-11} \times T^4 \quad (R^2 = 99,9 \%) \quad (4.3)$$

Özgül ısı (J/kgK);

$$c_{p,s} = 4217,25 - 3,01528 \times T + 0,0780849 \times T^2 - 8,10854 \times 10^{-4} \times T^3 + 3,32379 \times 10^{-6} \times T^4 \quad (R^2 = 99,61 \%) \quad (4.4)$$

Isı iletim katsayısı (W/mK)

$$k_s = 0,559434 + 0,00215742 \times T - 9,66582 \times 10^{-6} \times T^2 \quad (R^2 = 99,98 \%) \quad (4.5)$$

Tablo 4.7. Suyun sıcaklığa bağlı termofiziksel özellikleri.

Sıcaklık (°C)	Yoğunluk (kg/m ³)	Özgül ısı (J/kgK)	Isı iletim katsayısı (W/mK)	Dinamik viskozite (kg/ms)×10 ³
0,01	999,8	4217	0,561	1,792
5	999,9	4205	0,571	1,519
10	999,7	4194	0,580	1,307
15	999,1	4185	0,589	1,138
20	998,0	4182	0,598	1,002
25	997,0	4180	0,607	0,891
30	996,0	4178	0,615	0,798
35	994,0	4178	0,623	0,720
40	992,1	4179	0,631	0,653
45	990,1	4180	0,637	0,596
50	988,1	4181	0,644	0,547
55	985,2	4183	0,649	0,504
60	983,3	4185	0,654	0,467
65	980,4	4187	0,659	0,433
70	977,5	4190	0,663	0,404
75	974,7	4193	0,667	0,378
80	971,8	4197	0,670	0,355
85	968,1	4201	0,673	0,333
90	965,3	4206	0,675	0,315
95	961,5	4212	0,677	0,297
100	957,9	4217	0,679	0,282

4.5. Isı Taşınım Katsayısı ve Sürtünme Faktörünün Hesaplanması

4.5.1. Gövde tarafı ısı taşınım katsayısının belirlenmesi

Mini kanallı ısı değiştiricinin, gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü aşağıdaki eşitliklerle hesaplanmıştır (Sinnott, 2005).

Isı değiştiricinin gövde ekvatorundaki serbest akış kesitinin alanı A_{saa} (m^2);

$$A_{saa} = \frac{(p_b - D_d) D_{g,i} L_{\text{ş}}}{p_b} \quad (4.6)$$

Boru demetlerinin üçgen dizilişinde boru eksenleri arası mesafe p_b (m);

$$p_b = 1,5 D_d \quad (4.7)$$

Burada; $D_{g,i}$ (m), gövde iç çapı; D_d (m), boru dış çapı; p_b (m), boru eksenleri arası mesafe; $L_{\text{ş}}$ (m), şaşırtma levhaları arasındaki mesafedir. Gövde tarafı ortalama akış hızı u_g (m/s) ve kütle akısı G_g (kg/m^2s);

$$u_g = G_g / \rho \quad (4.8)$$

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{A_{saa}} \quad (4.9)$$

Yukarıdaki eşitliklerde, $\dot{m}_g$ (kg/s), gövde tarafındaki akışın kütleli debisi; ρ (kg/m^3), gövde tarafında akışkanın ortalama sıcaklığındaki yoğunluğudur. Boruların üçgen dizilişinde gövde tarafı eş-değer çapı D_e (m);

$$D_e = \frac{1,1}{D_d} (p_b^2 - 0,917 D_d^2) \quad (4.10)$$

Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ($\mu = \mu_y$ kabulü ve $10 \leq Re \leq 1 \times 10^6$ aralığı için);

$$Nu = \frac{h_g D_e}{k} = j_h Re Pr^{1/3} \quad (4.11)$$

$$j_h = 0,472 Re^{-0,477}$$

j_h ise Kern metodu için ısı geçişi faktörüdür (Kern, 1950).

Gövde tarafı Re sayısı;

$$Re = \frac{u_g D_e \rho}{\mu} \quad (4.12)$$

Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı bağıntısındaki j_h faktörünün Re sayısına bağlı değişimi, şaşırtma levhalarının kesme oranına ve boruların diziliş şekline bağlı verilen eğrilerden (EK F) en küçük kareler yöntemi ile elde edilmiştir (Kern, 1950; Ludwig, 2001).

4.5.2. Boru tarafı ısı taşınım katsayısının belirlenmesi

Sıcak ve soğuk akışkan tarafından alınan-verilen ısıl güç;

$$Q_{sıc.} = \dot{m}_{sıc.} c_{p,sıc.} (T_{sıc.,gir.} - T_{sıc.,çık.}) \quad (4.13)$$

$$Q_{soğ.} = \dot{m}_{soğ.} c_{p,soğ.} (T_{soğ.,çık.} - T_{soğ.,gir.}) \quad (4.14)$$

Burada; Q (W), ısıl güç; $\dot{m}$ (kg/s), kütleli debi; c_p (kJ/kgK), özgül ısı; T (°C), sıcaklık, alt indis sıc. ve soğ. sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanları; alt indis gir. ve çık. sırasıyla giriş ve çıkış koşullarıdır. Isı değiştirici için ısı geçiş bağıntısı $Q_{ort.}$ (W);

$$Q_{ort.} = (Q_{sıc.} + Q_{soğ.})/2 \quad (4.15)$$

$$Q_{ort.} = U A F \Delta T_{lm} \quad (4.16)$$

Burada U (W/m²K), toplam ısı geçiş katsayısı; A (m²), toplam ısı geçiş alanı, F logaritmik ortalama sıcaklık farkı için boyutsuz düzeltme katsayısıdır. F düzeltme katsayısı birden küçük bir sayı olup, farklı tipteki ve akış düzenlemesindeki ısı değiştiriciler için önerilen eşitlikler kullanılmakla birlikte, genellikle diyagramlardan yararlanılır. TEMA E-tipi gövdeli, zıt akışlı ve 3 adetten daha fazla şaşırtma levhası kullanılan GBID'lerde $F=1$ alınabilir (Kreith, 1999).

ΔT_{lm} (°C) ise logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasında, zıt akış koşullarındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı ΔT_{lm} ;

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{sıc.,gir.} - T_{soğ.,çık.}) - (T_{sıc.,çık.} - T_{soğ.,gir.})}{\ln \left(\frac{T_{sıc.,gir.} - T_{soğ.,çık.}}{T_{sıc.,çık.} - T_{soğ.,gir.}} \right)} \quad (4.17)$$

şeklindedir. Boru iç çapına göre toplam ısı geçiş katsayısı;

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{D_i}{2 k_b} \ln \frac{D_d}{D_i} + \frac{D_i}{D_d h_g} \quad (4.18)$$

Eş. (4.18) kullanılarak, boru tarafı ısı taşınım katsayısı h_i (W/m²K) elde edilir.

4.5.3. Boyutsuz sayılar

Isı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörünün hesaplanmasında kullanılan Re sayısı, Pr sayısı ve Nu sayısı;

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu} \quad (4.19)$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (4.20)$$

$$Nu = \frac{h D}{k} \quad (4.21)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada, $\dot{m}$ (kg/s); kütleli debi; μ (kg/ms); dinamik viskozite; c_p (kJ/kgK); özgül ısı; k (W/mK); ısı iletim katsayısı ve D (m); hidrolik çapıdır.

4.5.4. Borularda tek fazlı akış

Literatürde, tek fazlı boru akışlarında laminar ve türbülanslı kabul edilen bölgelerde Nu sayısının ve sürtünme faktörünün tahmininde deneysel bağıntılar mevcuttur. Literatürde yaygın kullanılan bağıntılar aşağıda verilmiştir.

4.5.5. Nusselt (Nu) sayısı bağıntıları

Shah bağıntısı (ısıl bakımdan gelişmekte olan laminar akış) (Shah ve Sekulic, 2003);

$$Nu = 1,953 \left(Re Pr \frac{D}{x} \right)^{1/3} \quad 33,3 \leq \left(Re Pr \frac{D}{x} \right) \quad (4.22)$$

Burada, x (m) girişten itibaren aksel doğrultuda boru uzunluğudur.

Sieder-Tate (laminar akış) (Sieder ve Tate, 1936);

$$Nu = 1,86 (Re Pr D/L)^{1/3} \quad 0,48 < Pr < 16700; \quad 0,0044 < \mu/\mu_y < 9,75 \quad (4.23)$$

Burada, L (m) boru boyudur.

Sieder-Tate (türbülanslı akış) (Sieder ve Tate,1936);

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad 0,7 < Pr < 16700, \quad 10.000 \leq Re, \quad 10 \leq L/D \quad (4.24)$$

Kern boru tarafı ısı geçişi bağıntısı (Sinnott, 2005);

$$Nu = j_h Re Pr^{1/3} \quad 10 \leq Re \leq 1 \times 10^6, \quad 24 \leq L/D \leq 500 \quad (4.25)$$

Burada j_h (EK F) ısı geçişi faktörüdür (Kern, 1950).

Dittus-Boelter bağıntısı (Dittus ve Boelter, 1930);

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad 0,6 \leq Pr \leq 160, \quad 10.000 \leq Re, \quad 10 \leq L/D \quad (4.26)$$

Gnielinski bağıntısı (Gnielinski,1976);

$$Nu = 0,012 (Re^{0,87} - 280) Pr^{0,4} \quad 1,5 \leq Pr \leq 500, \quad 3000 \leq Re \leq 1 \times 10^5 \quad (4.27)$$

Hausen bağıntısı (Hausen, 1959);

$$Nu = 0,116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} [1 + (D/L)^{2/3}] \quad 2100 \leq Re \leq 10.000 \quad (4.28)$$

Türbülanslı akış için McAdam bağıntısı (Fraas, 1989);

$$Nu = 0,36 Re^{0,55} Pr^{1/3} \quad 2000 < Re < 10^6 \quad (4.29)$$

4.5.6. Sürtünme faktörü (f) bağıntıları

Boru tarafı deneysel sürtünme faktörü, Fanning sürtünme faktörü ifadesi kullanılarak hesaplanmıştır (Kakaç ve ark, 2012). Bu ifade,

$$f = \frac{\Delta p}{4 (L / D_i) (\rho u_{i,ort}^2 / 2)} \quad (4.30)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada, Δp (Pa), boru tarafı giriş ve çıkış arasındaki fark basıncı; L (m), boru boyu; D_i (m), boru iç çapı; $u_{i,ort}$ (m/s), boru tarafı ortalama akış hızı; ρ (kg/m³), ortalama akışkan sıcaklığındaki yoğunluktur. Literatürde yaygın kullanılan sürtünme faktörü bağıntıları;

Petukhov ve Popov bağıntısı (Petukhov, 1950);

$$f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (4.31)$$

Burada, ε (mm) borunun ortalama yüzey pürüzlülüğüdür.

Blasius bağıntısı (Blasius, 1908);

$$f = 0,3164 Re^{-0,25} \quad 3 \times 10^3 \leq Re \leq 2 \times 10^5 \quad (4.32)$$

Shah bağıntısı (Shah, 1975);

$$f Re = \frac{3,44}{(x^+)^{1/2}} + \frac{1,25/(4x^+) + 16 - 3,44/(x^+)^{1/2}}{1 + 0,00021(x^+)^{-2}} \quad (4.33)$$

Burada $x^+ = (x/D)/Re$ şeklinde tanımlanmış boyutsuz bir sayıdır.

Moody bağıntısı (Moddy, 1944);

$$f = 0,046 Re^{-0,2} \quad (4.34)$$

4.5.7. Colburn faktörü ve yüzey akış alanı iyileştirme faktörü

Boyutsuz ısı geçiş katsayısı olarak tanımlanan Colburn faktörü (j) ve yüzey akış alanı iyileştirme faktörü (j/f) sırasıyla aşağıda verilmiştir.

$$j = \frac{Nu Pr^{-1/3}}{Re} \quad (4.35)$$

$$\frac{j}{f} = \frac{Nu Pr^{-1/3}}{f Re} \quad (4.36)$$

5. SONUÇLAR

5.1. Deneysel Sonuçlar

Isıl sistemlerin performansını iyileştiren yöntemler; aracı akışkan miktarını azaltmak, sistemin boyutlarını küçültmek, kullanılacak metal malzeme kütlesini ve maliyetlerini azaltmak gibi amaçlarla, her geçen gün uygulamada yaygınlaşmaktadır.

Bu yöntemlerden biri olan mini kanalların ısı değiştiricilerde kullanılması, akış kanallarında hidrolik çapın küçültülmesini sağlar. Bu sayede, birim hacimdeki ısı geçişi (katı-akışkan temas) yüzeyinin alanı yani kompaktlık (m^2/m^3) artar. Ancak hidrolik çap küçüldükçe, akış kaynaklı sürtünme basınç kayıpları da artmaktadır (Kandlikar, 2007; Kandlikar ve ark, 2005; Thakkar ve ark, 2014).

Endüstriyel uygulamalarda kullanılan alışlagelmiş boyutlardaki borularla imal edilen GBID'lerin kompaktlığı $100 m^2/m^3$ civarındadır (Wadekar, 2005). Hidrolik çapları 0,5 mm, 1 mm ve 10 mm olan akış kanalları kullanılırsa (aynı ortalama akış hızında) kompaktlık sırasıyla, 8000, 4000, ve $400 m^2/m^3$ 'e yükselecektir (Kandlikar, 2007). Akış kanallarının hidrolik çapı 5 mm'den 2 mm'ye düşürüldüğünde GBID'de ısı geçişi yüzeyinin alanı %30 artmaktadır (Hejcik ve Jicha, 2014).

Son yıllarda ısı geçişini iyileştirmek amacıyla üzerinde en çok araştırma yapılan pasif iyileştirme yöntemlerden biri, nanoakışkanlardır (Minkowycz, 2016; Hussein ve ark, 2016; Hajatzadeh ve ark, 2019). Nanoakışkanlar, saf suya katılan nano boyutlu katı partiküllerle elde edilen yeni nesil aracı akışkanlar, taşınım ile ısı geçişini önemli ölçüde iyileştirmektedir (Webb, 2005b). Eastman ve ark. (2000), sıvılara nano boyutlu partiküllerin eklenmesinin ısıl özelliklerde iyileşmeyi arttıracak olduğunu bildirmiştir. Ayrıca nano boyutlu partiküllerin kullanımı, akışta türbülanslar oluşturarak ve moleküllerin birbirini itmesi benzeri diğer iç etkilerden dolayı taşınım ile ısı geçişini olumlu etkileyecektir (Hammoodi ve ark, 2022). Bunların yanında seçilen pasif iyileştirme yöntemleri, akışta oluşan değişiklikler nedeniyle basınç düşümünü artıracaktır. Ayrıca nano partiküllerden dolayı sıvılaşma ve çökeltme gibi olumsuzluklarla da karşılaşılabilir (Sheikholeslami ve ark, 2015; Siddik ve ark, 2017).

GBID'ler; kirlenme, korozyon, temizleme zorluğu, yüksek basınç kayıpları ve yüksek maliyet gibi bazı dezavantajlarının yanında, az yer kaplamaları, yüksek basınç dayanımları ve sökülebilir olmaları gibi avantajlarından dolayı çok farklı endüstriyel uygulamalarda yaygın kullanılmaktadır (Master ve ark, 2003).

GBID'lerde mini kanalların kullanılmasıyla artan kompaktlık, kullanılacak aracı akışkan miktarını oldukça azaltmaktadır. Özellikle zehirleyici, çevreye zararlı veya pahalı aracı akışkanların daha az kullanılması, hem işletme maliyetlerinin hem de çevresel maliyetlerin düşürülmesi bakımından önemlidir (Rouizi ve ark, 2015).

Bu çalışmada, pasif ısı geçişi iyileştirme yöntemlerinden olan mini kanalların ve nanoakışkanların birlikte kullanılmasının, GBID'lerin ısı ve hidrodinamik performanslarına birleştirilmiş etkileri deneysel araştırılmıştır. Çalışmanın nihai amacı, yüksek kompaktlık hedeflenerek özel tasarlanan bir MK-GBID'de, boru tarafındaki taşınım ile ısı geçişi ve basınç düşümü performanslarının, taşıyıcı sıvı su ve farklı hacimsel oranlarda hazırlanan nanoakışkanlarla, aynı ısı ve hidrodinamik koşullarda yapılan deneylerle belirlenmesi ve sonuçların karşılaştırılmasıdır.

Deneysel çalışmanın ilk aşamasında, Kern (Kern, 1950) yöntemine ve Kandlikar ve Grande'nin (2003) mini kanal ölçütlerini uygun, E-tipi gövdeli, tek gövde ve tek boru geçişli, MK-GBID tasarlanmış ve prototip ısı değiştirici üretilmiştir. Prototip ısı değiştiriciyle elde edilecek boru tarafı deneysel ısı geçişi ve basınç düşümü sonuçlarının, literatürle uyumunu ve güvenilirliğini doğrulamak amacıyla, sıcak sudan soğuk suya ısı geçişi test deneyleri yapılmıştır. Boru tarafı test deneylerinde, tasarım hesaplarına uygun olarak, gövde tarafı su giriş sıcaklığı 40°C'de ve debisi 180 l/sa.'de sabit tutulurken, boru tarafı giriş sıcaklığı 20°C'de sabit tutulup, debi ise 60-600 l/sa. aralığında değiştirilmiştir (Deney-A). Boru tarafı tekrarlı test deneylerinden elde edilen ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü sonuçları, literatürde yaygın kullanılan bağıntılarla karşılaştırılarak, prototip MK-GBID'den elde edilen deneysel sonuçların, tekrarlanabilirliği, doğruluğu ve literatürle uyumu gösterilmiştir (Ünverdi ve ark,2019).

İkinci aşamada ise, boru tarafı debisi sabit tutularak, boru tarafı doğrulama deneyleri ile aynı ısı sınır şartlarda, gövde tarafı doğrulama deneyleri yapılmıştır. Bu deneylerde, boru tarafı debisi, boru tarafı doğrulama deneylerinden (Deney-A), yüzey akış alanı iyileştirme faktörü (j/f) sonuçlarına göre elde edilen en uygun debide (375

$l/sa.$ ve $Re \approx 5900$) sabit tutulmuştur. Gövde tarafı doğrulama deneylerinde, gövde tarafı debisi ise $60-500 l/sa.$ aralığında değiştirilmiştir (Deney-B). Gövde tarafı deneysel ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü sonuçları, literatürdeki gövde tarafı ısı geçişi ve basınç düşümü bağıntıları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır (Küçük ve ark, 2019).

Prototip MK-GBID'nin, boru ve gövde tarafı deneysel ısı geçişi ve basınç düşümü sonuçlarının literatürle uyumu doğrulandıktan sonra, boru tarafında nanoakışkanların ısı ve hidrodinamik performansa etkilerinin incelendiği, asıl deneylerin yapılacağı üçüncü ve son aşamaya geçilmiştir. Bu deneylerde; gövde tarafı ısı ve hidrodinamik şartları, boru tarafı doğrulama deneyleriyle özdeş ($40^{\circ}C$ giriş sıcaklığı ve $180 l/sa.$) tutulmuştur. Boru tarafından ise, altı farklı hacimsel oranda (%0,02, %0,1, %0,2, %0,4, %0,6 ve %0,8) hazırlanan Al_2O_3 -su nanoakışkanları kullanılmıştır. Nanoakışkanların test bölgesine giriş sıcaklığı da boru tarafı doğrulama deneylerinde olduğu gibi $20^{\circ}C$ 'de sabit tutulurken, nanoakışkanların hacimsel debileri, $125-600 l/sa.$ aralığında değiştirilmiştir (Deney-C).

Tablo 5.1'de, boru ve gövde tarafı ısı ve hidrodinamik performans doğrulama deneylerinde (sırasıyla Deney-A ve Deney-B) ve nanoakışkanlarla yapılan asıl performans karşılaştırma deneylerinde (Deney-C) uygulanan ısı ve hidrodinamik şartlar özetlenmiştir.

Tablo 5.1. Mini kanallı gövde borulu ısı değiştiriciyle yapılan deneylerde uygulanan ısı ve hidrodinamik koşullar.

Gövde tarafı					Boru tarafı			
Deneyler	Akışkan	$T_{gir.}$ ($^{\circ}C$)	$\dot{V}$ ($l/sa.$)	Re_g	Akışkan	$T_{gir.}$ ($^{\circ}C$)	$\dot{V}$ ($l/sa.$)	Re_b
Deney-A (Ünverdi ve ark, 2019)	Sıcak su	40	180	680	Soğuk su	20	60-600	$980 \leq Re_b \leq 10.000$
Deney-B (Küçük ve ark, 2019)	Sıcak su	40	60-500	$250 \leq Re_g \leq 2500$	Soğuk su	20	375	5900
Deney-C	Sıcak su	40	180	680	Soğuk Al_2O_3 -su	20	125-600	$1900 \leq Re_b \leq 10.000$

5.2. Boru ve Gövde Tarafı Doğrulama Deneylerinin Sonuçları

MK-GBID’de nanoakışkanların boru tarafı ısı ve hidrodinamik performanslarının araştırıldığı asıl deneylerden önce, deneysel ölçümlerin ve hesapların doğruluğunu ve güvenilirliğini değerlendirmek amacıyla, sıcak sudan soğuk suya ısı geçişı test deneyleri yapılmıştır. Boru tarafı doğrulama deneyleri (Deney-A); gövde tarafı debisi 180 l/sa.’de ($Re_g=680$) sabit tutularak ve boru tarafı debisi 60-600 l/sa. ($Re_b=980-10.000$) aralığında değiştirilerek, 23 farklı hacimsel debide yapılmıştır (Ünverdi ve ark, 2019).

Test bölgesi (MK-GBID) çok iyi bir şekilde yalıtılsa da, çevre ile test bölgesi arasındaki ısı kayıp-kazançlarından, ölçme belirsizliklerinden, tasarım hesapları ve deneysel ölçülen verilerle yapılan hesaplardaki kabullerden ve yuvarlama hatalarından dolayı, sıcak akışkanın verdiği ve soğuk akışkanın aldığı ısı güçler arasında farkların olduğu görölmüştür. Sıcak sudan soğuk suya ısı geçişı deneylerinde, ısı güçler arasındaki ortalama farklar; laminar bölgede ($1000 < Re_b < 2000$), geçiş bölgesinde ($2000 < Re_b < 5000$) ve türbölanslı bölgede ($5000 < Re_b < 10.000$) sırasıyla, %30, %13 ve %6,5 olarak hesaplanmıştır.

Deneysel ölçümler kullanılarak; sırasıyla ortalama ısı güç (Denklem 4.15) ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı (Denklem 4.17), toplam ısı geçiş katsayısı (Denklem 4.16) ve boru tarafı ısı taşınım katsayısı (Denklem 4.18) hesaplanmıştır. Denklem 4.18’de kullanılan gövde tarafındaki sıcak akışkan için ısı taşınım katsayısının hesabında, Kern (1950) tarafından önerilen bağıntı (Denklem 4.11) kullanılmıştır. Deneysel ölçümlerle yapılan hesaplamalardan elde edilen nihai sonuçlardaki belirsizliğin hesaplanmasında uygulanan yöntemle, su ve nanoakışkanlar için belirsizlik sonuçları EK. A’da verilmiştir.

Şekil 5.1’de boru tarafı deneysel ısı taşınım katsayıları, boru akışlarında ısı taşınım katsayısı hesabında literatürde yaygın kullanılan ve Bölüm 4.5.5’de verilen bağıntıların sonuçlarıyla karşılaştırmalı verilmiştir. Şekil 5.2’de ise deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının, literatürde yaygın kullanılan ve Bölüm 4.5.6’da verilen bağıntıların sonuçlarıyla karşılaştırılması görölmektedir.

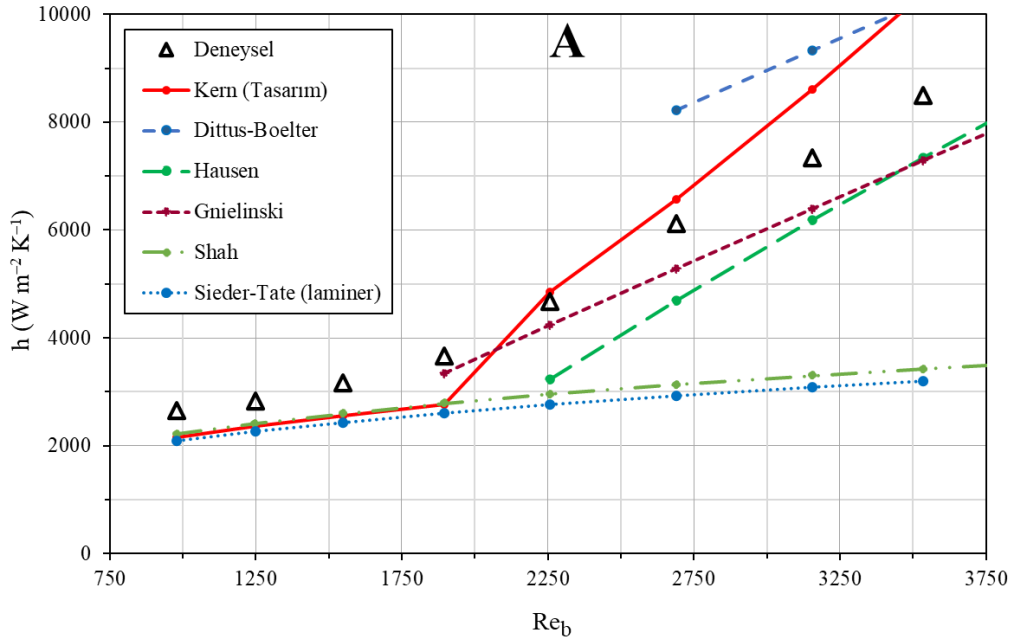
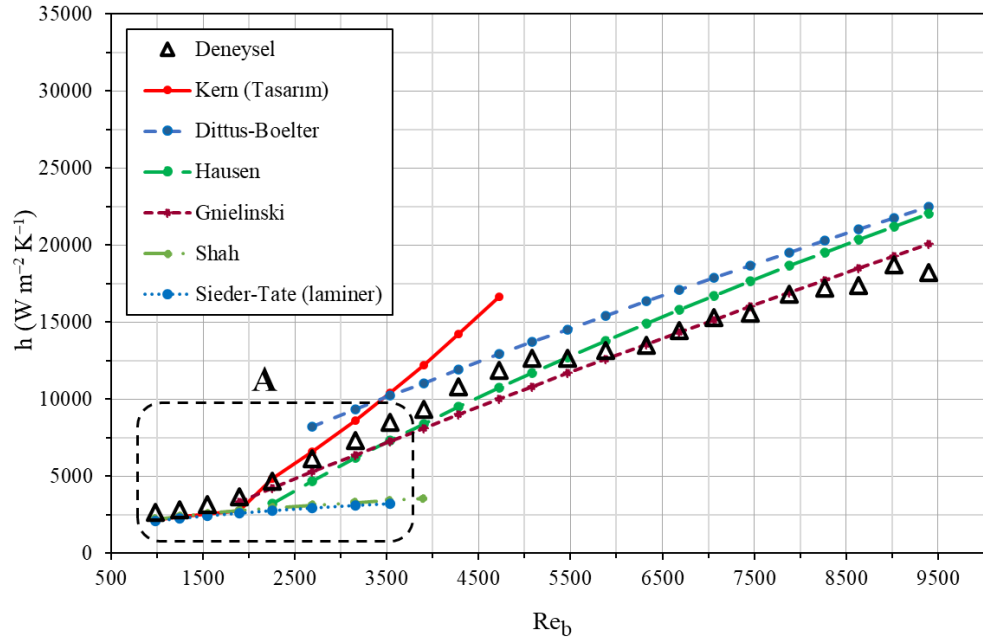
Şekil 5.1’den, boru tarafı deneysel ısı taşınım katsayılarının, laminar bölgede ($Re_b < 2000$); Kern (1950) (laminar), Shah (2003) ve Sieder-Tate (1936) bağıntılarıyla uyumlu olduğu görölmektedir. Geçiş bölgesi başlangıcında ($2000 < Re_b < 3000$); Kern

(1950) (türbülanslı), Hausen (1959) ve Gnielinski (1976); bağıntılarıyla uyumlu olan deneysel ısı taşınım katsayıları, Dittus-Boelter (1930) bağıntısının altında kalmıştır. Deneysel ısı taşınım katsayıları geçiş bölgesi bitiminde ($3000 < Re_b < 5000$); Hausen (1959) ve Gnielinski (1976) bağıntılarıyla uyumluyken, Kern (1950) ve Dittus-Boelter (1930) bağıntılarının altındadır. Türbülanslı bölgedeki ($5000 < Re_b$) deneysel ısı taşınım katsayılarının ise Gnielinski (1976) bağıntısı ile uyumlu olduğu ancak diğer tüm bağıntıların altında kaldığı görülmektedir. Ayrıca, boru tarafı deneysel ısı taşınım katsayısı sonuçları, Farajollahi (2010), Arani ve Amani (2012) ve Gomez ve ark (2015)'in deneysel sonuçları ile de uyumludur.

Deneysel ısı taşınım katsayıları $Re_b \leq 2000$ 'e kadar laminar akış bağıntıları ile uyumunu korurken, $2000 < Re_b$ 'den itibaren bu uyumun bozulması, mini kanallarda geçiş akışının makro borulara göre daha erken başladığını göstermektedir. Bu sonuç literatürden Olivier ve Meyer (2010) ile Gnielinski (2013) deneysel sonuçlarıyla da uyumludur. Deneysel ısı taşınım katsayılarının doğrusal arttığı ve bu nedenle mini kanallar için geçiş akışı bölgesi olarak tanımlanabilecek $2000 < Re_b < 5000$ aralığı, makro borular için tanımlanan geçiş akışı bölgesine ($2300 < Re_b < 4000$ aralığı) göre genişlemiştir.

Deneysel ısı taşınım katsayısı sonuçlarının, $4000 < Re_b$ 'den itibaren tam gelişmiş türbülanslı akış bağıntıları olan Hausen (1959) ve Gnielinski (1976) bağıntıları ile uyumlu olması, Liu ve Yu (2011)'nin sonuçları ile benzerdir. Bu sonuçlar, $Re_b \leq 2300$ 'den itibaren, boru uzunluğunun büyük bölümünde, hidrodinamik ve ısıl bakımdan tam gelişmiş türbülanslı akış koşullarının varlığına işaret etmektedir.

$7000 \leq Re_b$ 'in üzerinde deneysel ısı taşınım katsayıları yaklaşık olarak sabittir ve makro borular için geliştirilen bağıntıların altındadır. Hidrodinamik ve ısıl bakımdan tam gelişmiş türbülanslı akış koşullarının olduğu bu bölgede, gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı sabit tutulurken, boru tarafındaki Re sayısının daha fazla artması, boru tarafında akışkanın borularda kalma süresini azaltmakta ve artan ortalama akış hızı ile çıkış sıcaklığı düşmektedir. Başka bir deyişle, MK-GBID'nin ortalama ısı gücü, toplam ısı geçiş katsayısı ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı neredeyse sabit kalmaktadır. Dolayısıyla boru tarafı deneysel ısı taşınım katsayısı da sabit kalmaktadır. Bu nedenle, türbülanslı bölgede, Re_b sayısını 7000 üzerine çıkarmak anlamsızdır. Sonuç olarak, MK-GBID'de, boru tarafı tek fazlı akışta, ısı taşınım katsayısı bakımından en uygun hidrodinamik koşullar $4000 < Re_b < 6000$ 'dir.



Şekil 5.1. Boru tarafı deneysel ısı taşınım katsayılarının literatürden bağıntılarla karşılaştırılması.

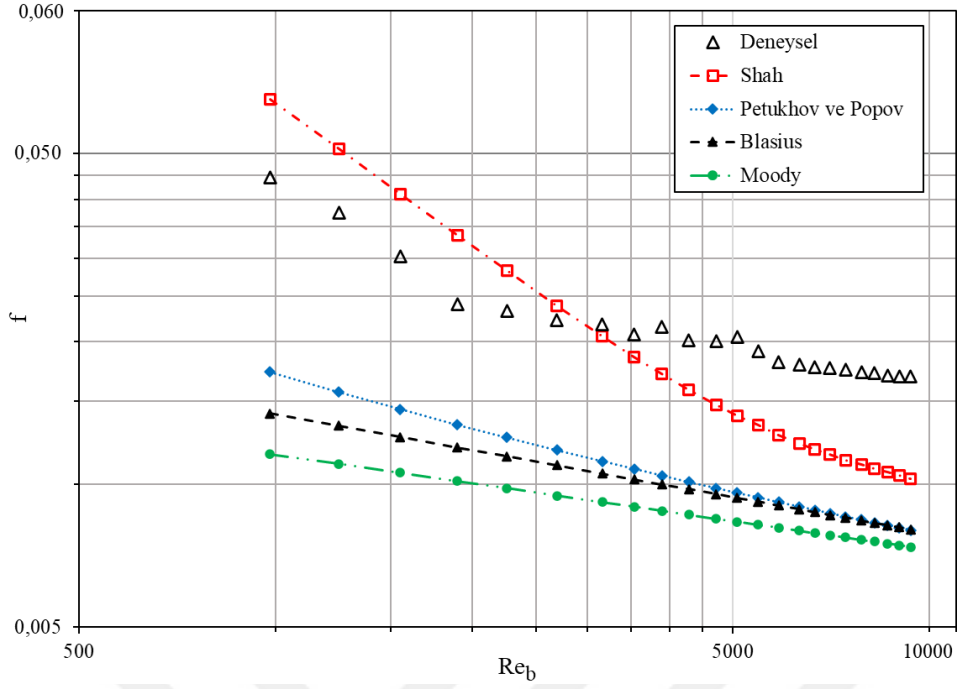
Elde edilen deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının literatürde makro borular için önerilen sürtünme faktörü bağıntılarıyla karşılaştırması Şekil 5.2’de görülmektedir. Isı değiştiricinin girişi ile çıkışı arasında (giriş-çıkış etkileri dahil) ölçülen basınç kayıplarıyla hesaplanan, deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının, hem merteye olarak

ve hem de Re_b sayısına bağılı değişim bakımından, literatürde makro borular için önerilen sürtünme faktörü bağıntılarıyla uyumlu olduğu görölmektedir.

$Re_b \leq 1900$ için akış kanalına girişin etkileri çok önemli değildir ve girişten başlayarak hidrodinamik uzunluğu ($L_h = 0,05 ReD$) kanal toplam uzunluğunun en fazla %80'i kadardır. $1900 < Re_b$ 'de giriş etkileri ihmal edilemez ve deneysel sürtünme faktörü tam gelişmiş laminar akıştan sapmaya başlayarak, hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlar için önerilen Shah ve London (1978) bağıntısına yaklaşır. $2500 < Re_b$ 'de sürtünme faktörü sonuçlarının Shah ve London (1978) bağıntısından yüksek çıkması, kısa mini kanallarda ($L/D=120$) hidrodinamik giriş etkilerinden ve yüzey pürüzlülüğünden kaynaklanmış olabilir. Deneysel ölçülen basınç farkları, aynı zamanda MK-GBID'deki (ısı değiştiriciye giriş-çıkış ve borulara giriş-çıkış) ani daralma-genişleme basınç kayıplarını da içermektedir. Çünkü deneysel basınç kayıpları, ısı değiştiricinin girişindeki ve çıkışındaki ölçüm noktalarından ölçülmüştür.

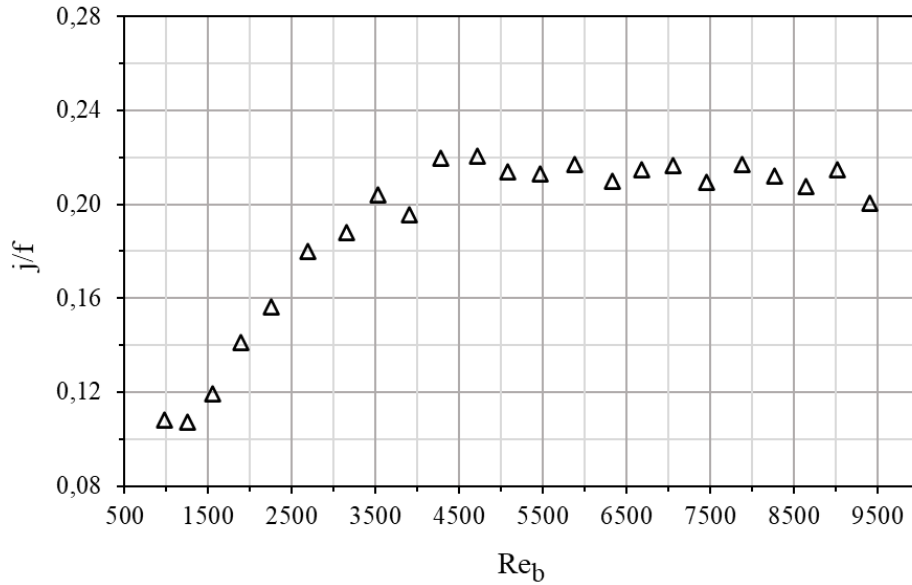
Deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının; laminar akış ($Re_b \leq 2000$), geçiş akışı ($2000 \leq Re_b \leq 5000$), gelişmekte olan türbülanslı akış ($5000 \leq Re_b \leq 7000$) ve tam gelişmiş türbülanslı akış ($7000 \leq Re_b$) bölgelerinde, Petukov ve Popov (1950), Moody (1944) ve Blasius (1908) tarafından tam gelişmiş akış için önerilen bağıntıların üzerinde olduğu görölmektedir.

Deneysel çalışılan Re_b sayı aralığında elde edilen sürtünme faktörü sonuçları, Shah'ın (1975), hidrodinamik bakımdan gelişmekte olan akışlar için analitik yöntemlerle geliştirip, deneysel verilerle iyileştirdiği, bağıntıyla benzer bir eğilim göstermektedir. Deneysel sürtünme faktörleri; laminar akış bölgesinde ($Re_b \leq 2000$) Shah'ın (1975) bağıntısının altında kalırken, geçiş akışı bölgesinde ($2000 \leq Re_b \leq 5000$) Shah'ın (1975) bağıntısıyla uyumludur. Gelişmekte olan akış ($5000 \leq Re_b \leq 7000$) ve tam gelişmiş türbülanslı akış ($7000 \leq Re_b$) bölgelerinde ise deneysel sürtünme faktörü sonuçları Shah (1975) bağıntısının üzerindedir.



Şekil 5.2. Boru tarafı deneysel sürtünme faktörlerinin literatürden bağıntılarla karşılaştırılması.

Hem deneysel ısı geçişi sonuçları hem de deneysel sürtünme faktörü sonuçları $Re_b \approx 1900-2000$ civarında laminar akış bölgesinin sona erdiğini ve geçiş akışı bölgesinin makro borulara göre daha erken başladığını göstermektedir. Bu sonuç mini kanallarla yapılan diğer deneysel çalışmaların sonuçlarıyla da uyumludur (Ünverdi ve ark, 2019)



Şekil 5.3. Boru tarafı deneysel yüzey akış alanı iyileştirme faktörünün Re sayısı ile değişimi.

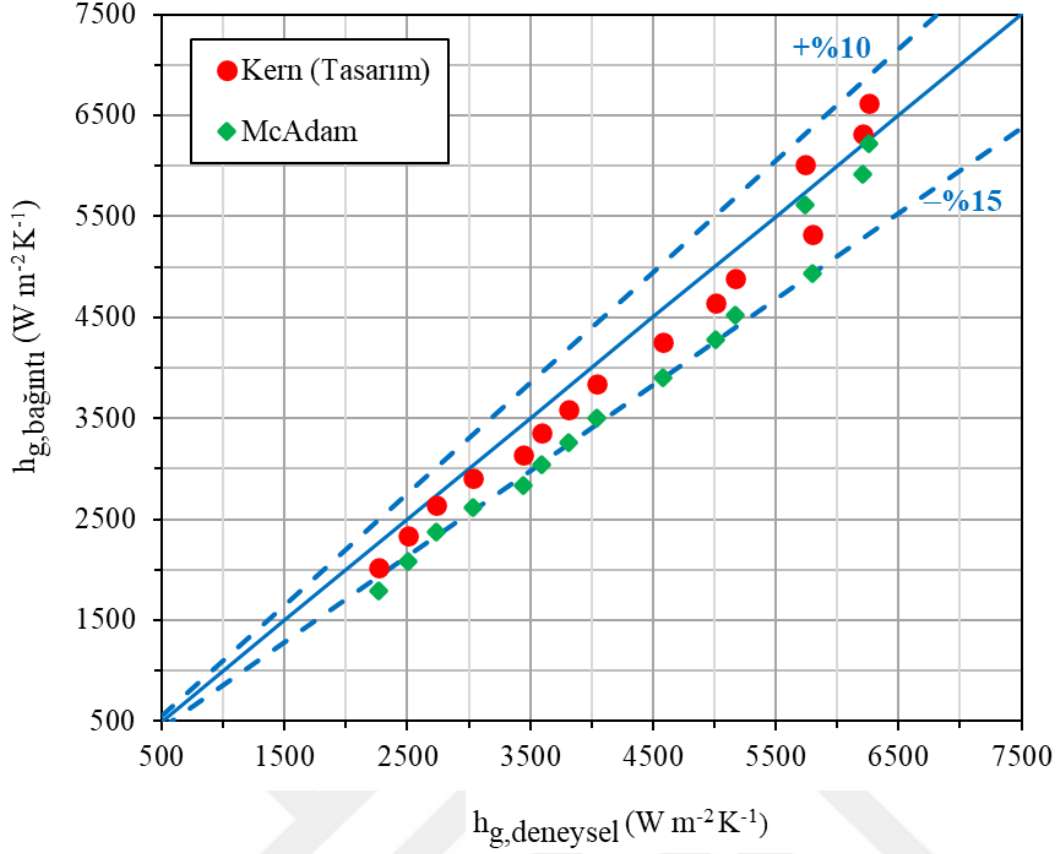
Şekil 5.3’de, taşınım ile ısı geçişi ve hidrodinamik etkilerin birlikte değerlendirilmesini sağlayan, deneysel j/f ’in Re_b sayısına bağlı değişimi görülmektedir. Deneysel j/f sonuçlarının arttığı (artan Re sayısı ile ısı taşınım katsayısındaki iyileşmenin, sürtünme faktöründeki artıştan daha fazla olduğu) bölge, $Re_b \approx 5000$ civarında sona ermekte ve j/f sonuçları sabitlenmektedir. Bu nedenle boru tarafı akışında, akış kaynaklı sürtünme basınç kayıpları çok fazla artırmaksızın, olabildiğince yüksek ısı taşınım katsayılarının elde edilebilmesi bakımından, en uygun çalışma aralığı (hidrodinamik koşullar) $4000 < Re_b < 6000$ bölgesidir. MK-GBID prototipinin türbülanslı akış bölgesinde, $7000 \leq Re_b$ üzerinde kullanılması, deneysel ısı taşınım katsayısı sonuçlarına benzer şekilde, deneysel j/f sonuçlarına göre de anlamlı değildir.

MK-GBID’nin boru tarafı deneysel ısı geçişi ve basınç düşümü sonuçlarının, literatürden diğer bağıntılarla karşılaştırılması ve daha geniş kapsamlı bir değerlendirme, Ünverdi ve ark. (2019)’dan görülebilir.

MK-GBID prototipinin gövde tarafı için doğrulama deneyleri (Deney-B); boru tarafı debisi, deneysel j/f sonuçlarına göre en uygun koşullara ($Re_b = 5900$) karşılık gelen, 375 l/sa. ’de sabit tutularak ve gövde tarafı debisi $60\text{-}500 \text{ l/sa.}$ aralığında değiştirilerek, 15 farklı debide yapılmıştır (Küçük ve ark, 2019). Gövde tarafı deneysel ısı geçişi sonuçlarının, literatürden Kern (1950) (Denklemler 4.25 ve 4.29) ve McAdam (Fraas, 1989) (Denklemler 4.25 ve 4.29) bağıntılarıyla karşılaştırması, Şekil 5.4’de görülmektedir.

Şekil 5.4’de görüldüğü gibi, çalışılan debi aralığında ($60\text{-}500 \text{ l/sa.}$; $250 \leq Re_g \leq 2500$) gövde tarafı deneysel ısı taşınım katsayısı sonuçları, Kern (1950)’in önerdiği bağıntıya göre ortalama %5 daha yüksektir. Dolayısıyla, Kern (1950) tarafından, makro borularla üretilen ısı değiştiricilerde, gövde tarafı (boru demeti akışı) için önerilen, taşınım ile ısı geçişi bağıntısının, MK-GBID tasarımı için de uygun olduğu doğrulanmaktadır. Benzer şekilde, deneysel ısı taşınım katsayısı sonuçlarının, türbülanslı boru demeti akışları için önerilen McAdam (Fraas, 1989) bağıntısından da ortalama %15 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Mini kanallı ısı değiştirici prototipinden elde edilen gövde tarafı deneysel taşınım ile ısı geçişi ve basınç düşümü sonuçlarının, literatürden diğer boru demeti akış bağıntıları ile geniş bir karşılaştırması ve kapsamlı değerlendirmeler, Küçük ve ark. (2019) tarafından yapılan çalışmada görülebilir.



Şekil 5.4. Gövde tarafı deneysel ısı taşıma katsayılarının literatürden bağıntılarla karşılaştırılması.

5.3. Nanoakışkanlarla Yapılan Boru Tarafı Deneylerinin Sonuçları

MK-GBID prototip tasarımının, boru ve gövde tarafı deneysel ısı geçişi ve hidrodinamik sonuçlarının doğrulanmasından sonra, çalışmanın asıl amacı olan mini kanalların ve nanoakışkanların, GBID’lerde ısı ve hidrodinamik performansa etkilerinin incelendiği deneyler yapılmıştır (Deney-C).

Bu deneylerde, altı farklı hacimsel oranda (% 0,02, % 0,1, % 0,2, % 0,4, % 0,6 ve % 0,8) hazırlanan Al_2O_3 -su nanoakışkanları boru tarafında kullanılacağından, gövde tarafından geçirilen sıcak akışkanın (suyun) hidrodinamik ve ısı koşulları, boru tarafı doğrulama deneyleri ile aynı şartlarda tutulmuştur. Başka bir ifadeyle, boru tarafında nanoakışkan kullanımının etkilerinin incelendiği deneylerde, gövde tarafı debisi ve giriş sıcaklığı, boru tarafı doğrulama deneylerinde olduğu gibi, sırasıyla 180 l/sa. ($Re_g \approx 680$) ve 40°C’de sabit tutulmuştur. Boru tarafından geçirilen, altı farklı hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının, ısı değiştiriciye giriş sıcaklıkları 20°C’de sabit

tutulurken, hacimsel debileri de 125-600 l/sa. aralığında değiştirilmiş ve her biri için 16 (toplamda 96) farklı debide deneyler yapılmıştır.

Boru tarafında suyla ve Al_2O_3 -su nanoakışkanlarıyla yapılan deneylerin ısı taşınım katsayısı sonuçları, Şekil 5.5’de görülmektedir. Su ve nanoakışkanlara ait deneysel sonuçların birlikte gösterildiği grafiklerde, değişimlerin hacimsel debiye bağlı verilmesinin nedeni; aynı Re_b sayısında yapılan karşılaştırmanın, nanoakışkanlar lehine yanıltıcı olmasıdır. Çünkü, aynı hacimsel debide (aynı ortalama akış hızında), suya göre viskozitesi ve yoğunluğu daha yüksek nanoakışkanların Re_b sayıları, taşıyıcı akışkan suya ait Re_b sayısından daha düşüktür. Başka bir ifadeyle, aynı Re_b sayısında yapılan karşılaştırmada, nanoakışkanlar için ortalama akış hızı ve debi, suya göre daha yüksek olacağından, taşınım ısı geçişinde (yanıltıcı bir şekilde) gerçekte olduğundan daha yüksek bir iyileştirme görülecektir. Bu nedenle, nanoakışkanların ısı ve hidrodinamik performansının suyla karşılaştırılması (ısı taşınım katsayısında ve basınç düşümündeki artma veya azalma), eşit ortalama akış hızlarında (eşit hacimsel debilerde) yapılmıştır.

Şekil 5.5’de verilen deneysel sonuçlara göre, hacimsel debi arttıkça, hem suya hem de nanoakışkanlara taşınım ısı geçişi iyileşmekte ve ısı taşınım katsayıları yükselmektedir.

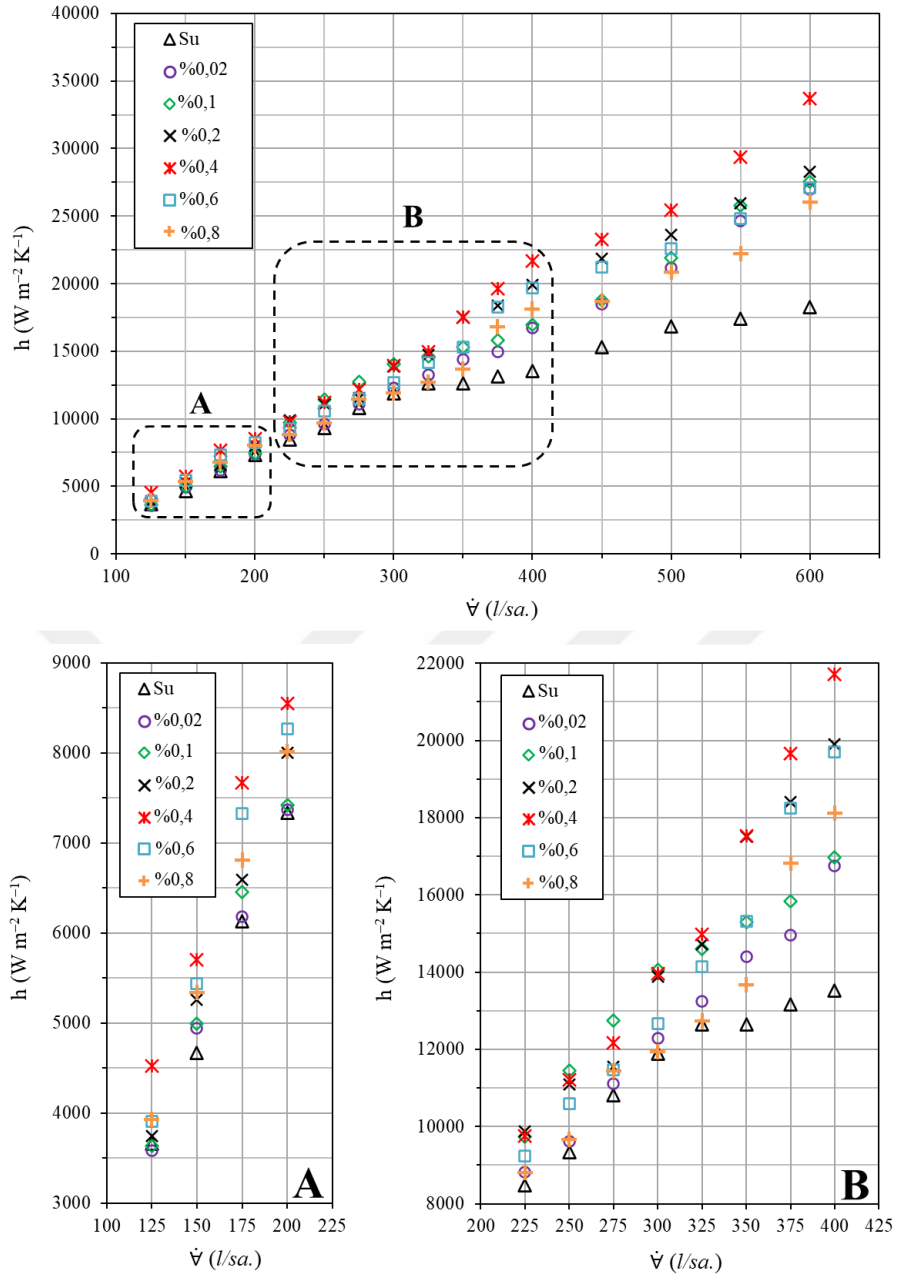
Su ile %0,02, %0,1, %0,2, %0,4, %0,6 ve %0,8 hacimsel oranda hazırlanan Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının ısı taşınım katsayıları karşılaştırıldığında, suya göre ortalama artışlar sırasıyla, %14,2, %21, %27,8, %36,8, %24,3 ve %15,7’dir.

Başka bir ifadeyle, MK-GBID prototipinin boru tarafında, aynı hacimsel debideki deneysel ısı taşınım katsayıları, altı farklı hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının tamamında, suya göre artmıştır. En düşük hacimsel oranlı nanoakışkan olan %0,02 Al_2O_3 -su nanoakışkanında, ısı taşınım katsayısında %14,2 olan ortalama iyileşme, en yüksek iyileşmenin elde edildiği %0,4 hacimsel oranlı nanoakışkanla, ortalama %36,8’e kadar çıkmıştır. Ancak bu hacimsel oranın üzerinde (%0,6 ve %0,8’de), nanoakışkanlarla ısı taşınım katsayısında görülen iyileşmenin tekrar azaldığı tespit edilmiştir. Dolayısıyla, ısı taşınım katsayısındaki iyileşme bakımından, MK-GBID’nin boru tarafında, %0,4’ün üzerindeki hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının kullanılması anlamsızdır.

Farajollahi ve ark. (2010) GBID’lerde Al_2O_3 -su nanoakışkanları ile yaptıkları deneylerde, %0,5’in üzerindeki hacimsel oranlı nanoakışkanlarla ısı taşınım katsayısının düştüğünü belirlemişlerdir. Kabeel ve Abdelgaied (2016) ise Al_2O_3 -su nanoakışkanları ile toplam ısı geçiş katsayılarının, %4’ün üzerindeki hacimsel oranlarda azaldığını bildirmişlerdir. MK-GBID’de, yüksek hacimsel oranlı nanoakışkanlarda ısı performansta görülen düşme, mikro kanallardaki sonuçlarla benzerdir (Hwang ve ark, 2009).

Belli bir hacimsel oranın üzerindeki nanoakışkanlarda ısı taşınım katsayısında görülen azalmanın nedeni; ısı geçişi için olumlu sayılan, artan hacimsel oranla ısı iletim katsayısında görülen artışa, ısı geçişini olumsuz etkileyen, viskozite artışı, nanoakışkanın özgül ısının düşmesi, nano partiküllerin topaklaşması, ısı geçiş yüzeylerine sıvaşması ve çökmesi (oluşan tabakanın iletim ısı direnci) gibi etkilerin eşlik etmesiyle açıklanmaktadır (Farajollahi ve ark, 2010; Kabeel and Abdelgaied, 2016).

Sayılan nedenlerle, %0,6 ile %0,8 hacimsel oranlı nanoakışkanlarda ısı taşınım katsayılarındaki ortalama artış, neredeyse %0,1 ve %0,2 hacimsel oranlı nanoakışkanlardaki artışlar mertebesine düşmektedir. Hatta, %0,8 hacimsel oranlı nanoakışkanla ısı taşınım katsayısında suya göre sağlanan ortalama iyileşmenin, sadece %0,02 hacimsel oranlı nanoakışkanla elde edildiği görülmektedir. Ayrıca artan hacimsel oranla nanoakışkanların viskozitesinin ve yoğunluğunun artması, akış kaynaklı basınç kayıplarını ve gerekli pompalama gücünü de artıracaktır. Kaldı ki yüksek hacimsel oranlı nanoakışkanların hazırlama maliyetleri de artan nano partikül kütlesi ihtiyacı nedeniyle daha yüksektir.



Şekil 5.5. Su ve farklı hacimsel hacimsel oranlardaki Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının boru tarafı deneysel ısı taşınım katsayılarının hacimsel debiye bağlı değişimleri.

Tüm değerlendirmelerden sonra, MK-GBID'nin boru tarafında ısı geçişinin Al_2O_3 -su nanoakışkanlarıyla iyileştirilmesi (ısı taşınım katsayısındaki artışa göre) bakımından, en uygun hacimsel oran %0,4'tür.

Nanoakışkanlarla ısı taşınım katsayısının hacimsel debiye bağlı değişimi, Şekil 5.5'den görüleceği gibi tüm hacimsel oranlarda, 375 $l/sa.$ kadar oldukça hızlı ve doğrusal bir artış şeklindedir. Isı taşınım katsayısında hacimsel debiye bağlı artışın hızı, tüm nanoakışkanlar için 375 $l/sa.$ 'den sonra azalmakla birlikte, en iyi sonucun

alındığı %0,4 hacimsel oranlı nanoakışkanlarda artış hızı diğerlerine göre daha yüksektir. Benzer şekilde, %0,4 hacimsel oranın hemen altındaki ve üstündeki %0,2 ve %0,6 hacimsel oranlı nanoakışkanlarda da, bu kadar yüksek olmasa da, 500 l/sa.'e kadar ısı taşınım katsayısındaki artış hızı, %0,02, %0,1 ve %0,8 hacimsel oranlı nanoakışkanlardan daha yüksektir. 500 l/sa.'in üzerinde, %0,4 hacimsel oranlı nanoakışkanın ısı taşınım katsayısı, yatay seyreden diğer hacimsel oranlardan bariz bir şekilde ayrılarak, yükselmeye devam etmektedir.

Suya göre 125 l/sa.'den 375 l/sa.'a kadar devam eden geçiş akışı bölgesinin, nanoakışkanların tamamında genişlediği görülmektedir (Liu ve Yu, 2011). Ancak özellikle en iyi sonuçları veren %0,4 hacimsel oranda bu genişleme daha fazla (600 l/sa.'e kadar), %0,2 ve %0,6 hacimsel oranlı nanoakışkanlar için ise (450 l/sa.'e kadar) daha azdır. Bu nedenle nanoakışkanlar için ısı taşınım katsayısının artış hızı suya göre daha yüksektir. Mini kanallarda su ile daha erken görülen tam gelişmiş türbülanslı akışın, nanoakışkanlarla yapılan deneylerde gecikmesinde (yani geçiş akışı bölgesinin genişlemesinde); nano partiküllerle taşıyıcı sıvı su arasındaki etkileşimlerin, artan türbülans yoğunluğunun ve akıştaki düzensizliğin (artan atalet kuvvetlerini) baskılanmasının etkili olduğu değerlendirilmektedir (Liu ve Yu, 2010; Anoop ve ark., 2012). MK-GBID'nin boru tarafında geçiş akışı bölgesi için elde edilen bu sonuçlar, Liu ve Yu (2010) tarafından elde edilen sonuçlarla benzeşmektedir.

Hwang ve ark., (2009), Kim ve ark., (2009) ve Azmi ve ark., (2016) tarafından, geçiş akışı ve türbülanslı akış bölgelerinde, nanoakışkanlarla taşıyıcı sıvıya göre ısı taşınım katsayısındaki iyileşme veya kötüleşmelerin nedenleri geniş bir şekilde ele alınmış ve tartışılmıştır. Araştırmacılar nanoakışkanların etkileri arasında; partiküllerin neden olduğu Brownian hareketini ve termoforez kuvvetleri, partiküllerin düzensiz hareketlerini ve saçılmasını, türbülans yoğunluğunun artmasını, sınır tabaka kalınlığının azalmasını ve/veya artan viskoziteye bağlı sınır tabaka kalınlığının artmasını ya da sınır tabaka oluşumunun gecikmesini, ısı iletim katsayısındaki artış ve yüzeye yakın parçacıkların (özellikle küresel şekillilerde daha önemli) yüzey alanı ve hacim oranlarının yüksekliğini (genişletilmiş yüzey etkisini) saymaktadırlar.

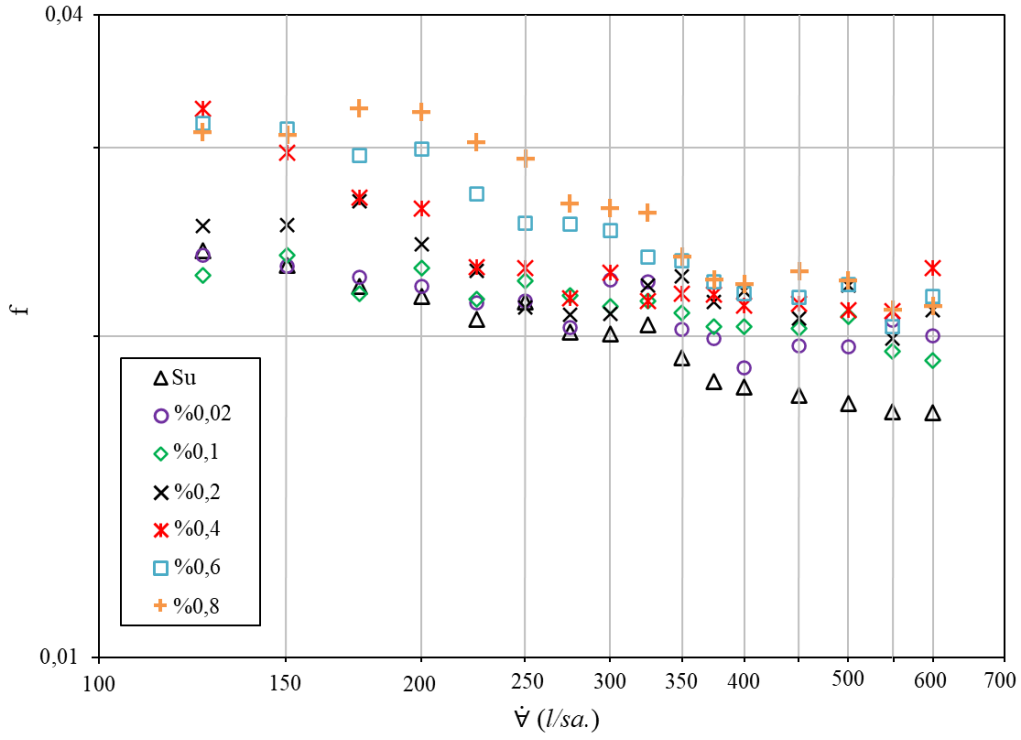
Su ile yapılan deneylerle kıyaslandığında, nanoakışkanlarla yapılan deneyler, hacimsel oranları çok düşük olmasına rağmen (%0,02 ve %0,1) nano partiküllerin ısı taşınım katsayısını önemli ölçüde arttırdığını göstermektedir. Bu artışın, hem az da olsa ısı iletim katsayısındaki artıştan hem de ısı geçiş yüzeyi civarındaki Brownian

hareketlerinin ve artan sürüklenme kuvvetlerinin oluşturduğu kaotik etkilerin, mini kanaldaki akışı, geçiş akışı şartlarında kalmaya zorlanmasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir (Liang ve Roa, 2016). Araştırmacılar aynı zamanda, yüksek hacimsel oranlarda artan viskozitenin de sürüklenme kuvvetini artırması nedeniyle, mini kanallarda ısı taşınım katsayısının artış hızını azalttığını ifade etmiştir.

Şekil 5.6’da, altı farklı hacimsel oranda hazırlanan Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının ve taşıyıcı sıvı suyun MK-GBID’deki hidrodinamik performansını yansıtan, deneysel sürtünme faktörlerinin hacimsel debiye bağlı değişimleri görülmektedir. Deneylein yapıldığı hacimsel debi aralığında (125-600 l/sa.); %0,02, %0,1, %0,2, %0,4, %0,6 ve %0,8 hacimsel oranlı nanoakışkanların deneysel sürtünme faktörlerinin, taşıyıcı sıvı suya göre sırasıyla ortalama %6,7, %8,1, %14, %19,5, %26,5 ve %32,3 daha yüksek olduğu hesaplanmıştır.

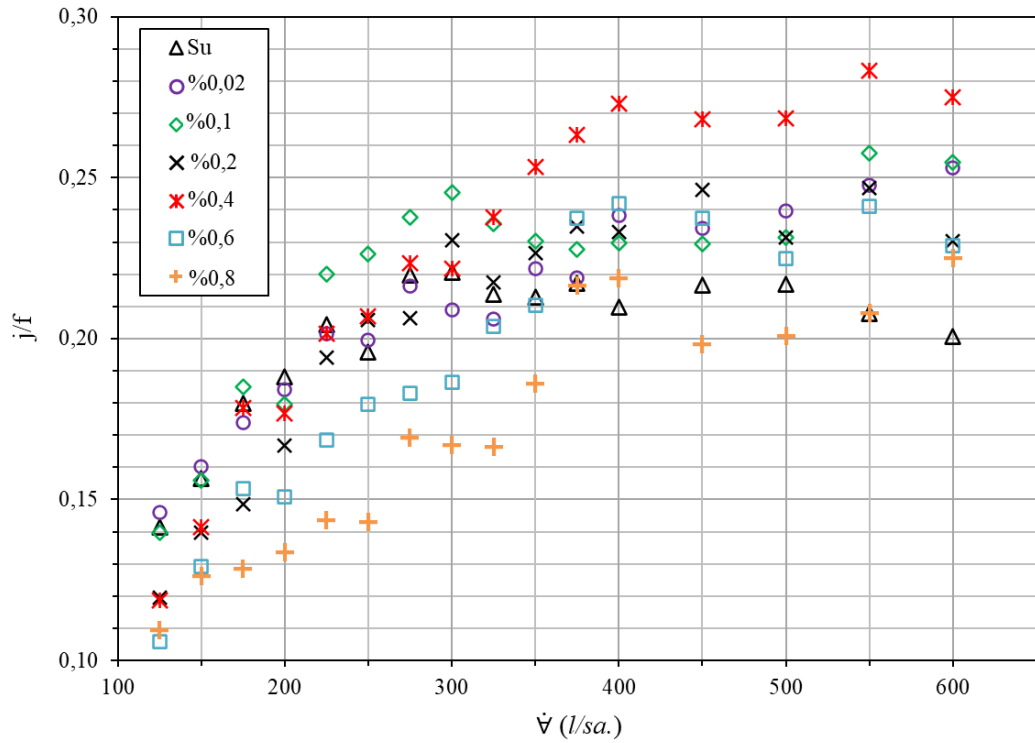
MK-GBID’nin giriş-çıkışından ölçülen deneysel basınç düşümleriyle, taşıyıcı sıvı su ve tüm nanoakışkanlar için giriş-çıkış etkileri dahil hesaplanan sürtünme faktörleri; düşük hacimsel oranlı (%0,02, %0,1 ve %0,2) nanoakışkanlarda ve 375 l/sa.’e kadar olan geçiş akışı bölgesinde, taşıyıcı sıvı suya yakın değerler almıştır. Bu bölge dışında kalan debi aralığında ve diğer tüm nanoakışkanlar için sürtünme faktörleri, aynı hacimsel debide suya göre daha yüksektir. Ayrıca, hem debi arttıkça hem de hacimsel oran arttıkça su ile nanoakışkanların deneysel sürtünme faktörleri arasındaki fark da artmaktadır. Bu sonuçlar, hacimsel oranla yükselen viskozitenin, taşıyıcı sıvı suya kıyasla nanoakışkanların hidrodinamik performansını olumsuz etkilediğini göstermektedir (Farajollahi ve ark, 2010; Shahrul ve ark, 2016).

Yüksek hacimsel oranlı (%0,6 ve %0,8) nanoakışkanların deneysel sürtünme faktörlerinin, yaklaşık 150 l/sa.’e kadar (%0,4 hacimsel oranlı nanoakışkan için 175 l/sa.’e kadar) düşmeye devam etmesi de nanoakışkanların suya göre laminer akış bölgesini genişlettiğini ve geçiş akışını geciktirdiğini doğrulamaktadır (Chen ve ark, 2008). Tüm nanoakışkanlarda, 150 l/sa.’in üzerinde görülen sürtünme faktörü artışı ve dalgalanmalar, geçiş akışının belirtisidir. Nanoakışkanların sürtünme faktörlerinde görülen bu dalgalanmalar, taşıyıcı sıvı su için geçiş akışının çoktan bittiği ve tam gelişmiş türbülanslı akışın olduğu 400 l/sa.’e kadar devam etmektedir. Bu sonuçlar da nanoakışkanların geçiş akışı bölgesini taşıyıcı sıvı suya göre daha fazla genişlettiğinin bir göstergesidir (Qi ve ark, 2016).



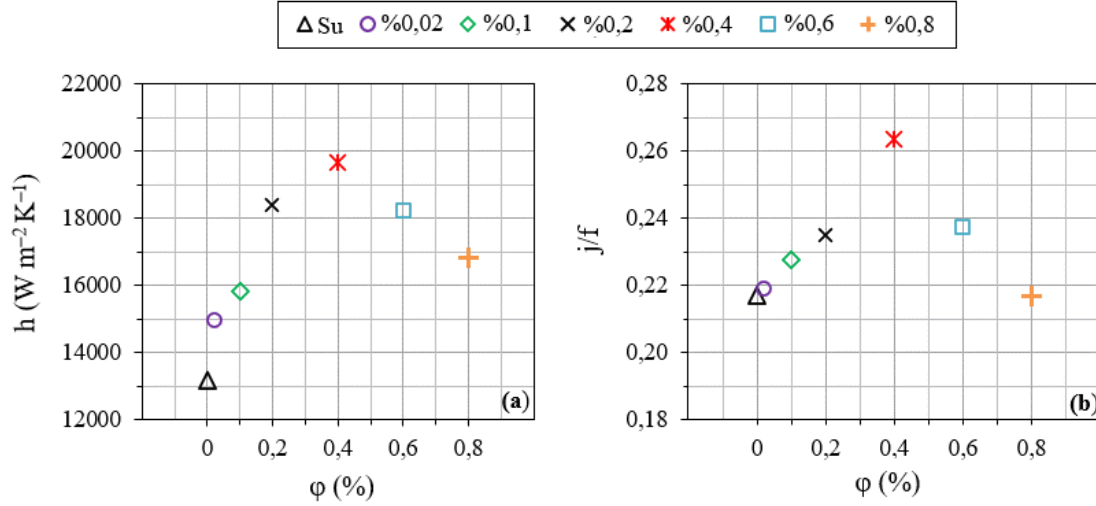
Şekil 5.6. Su ve farklı hacimsel oranlardaki Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının boru tarafı deneysel sürtünme faktörlerinin hacimsel debiye bağlı değişimleri.

Deneysel sürtünme faktörü sonuçlarındaki dalgalanmalar; nano partiküllerin kaotik hareketlerinin (saçılmalarının), akışkan molekülleri ve partiküllerin etkileşimleri ile oluşan Brownian hareketlerinin sonucu artan türbülans şiddetinden, partiküllerin termoforez kuvvetlerin etkisiyle taşınmasından ve yeniden düzene girmelerinden, yüzeye yakın partikül etkilerinden ve kısa borudaki baskın giriş etkilerinden kaynaklanmaktadır (Azmi ve ark, 2016). Sürtünme basınç kayıplarındaki (sürtünme faktörlerindeki) artış ve dalgalanmanın diğer bir nedeninin de, nano partiküllerin mini kanal yüzeyi ile etkileşimleri, çökelmeleri ve topaklaşmaları olduğu değerlendirilmektedir (Hwang ve ark, 2009; Azmi ve ark, 2016) Sayılan tüm bu etkilerden dolayı, nanoakışkanlarla deneysel basınç düşümlerinin ölçülmesi de oldukça zor ve zahmetlidir.



Şekil 5.7. Su ve farklı hacimsel oranlardaki Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının boru tarafı deneysel yüzey akış alanı iyileştirme faktörlerinin hacimsel debiye bağlı değişimleri.

Şekil 5.7’de, boyutsuz ısı geçiş faktörü (Colburn faktörü) ile sürtünme faktörünün bir arada değerlendirildiği, su ve nanoakışkanlar için hesaplanan yüzey akış alanı iyileştirme faktörlerinin (j/f oranlarının) hacimsel debiye bağlı değişimleri görülmektedir. Isı taşınım katsayılarında olduğu gibi, hem suyun hem de nanoakışkanların j/f oranları, 300-400 l/sa. debi aralığına (türbülanslı akış bölgesinin başlangıcına) kadar artmıştır. Bu aralığın üzerindeki debilerde ise j/f oranları sabitlenmektedir. Geçiş akışı bölgesinde (375 l/sa.’in altındaki debilerde) tüm nanoakışkanların j/f oranları hızla artmaktadır. Ancak bu bölgede nanoakışkanların j/f oranları taşıyıcı sıvı suyun j/f oranına yaklaşık eşit, hatta %0,6 ve %0,8 hacimsel oranlı nanoakışkanlar başta olmak üzere, nanoakışkanların j/f oranları suya göre daha düşüktür. 375 l/sa.’in üzerindeki tam gelişmiş türbülanslı akış bölgesinde ise %0,8 hacimsel oranlı nanoakışkan hariç nanoakışkanların j/f sonuçları, suya göre daha yüksektir. Nanoakışkanların j/f oranlarının hacimsel debiye bağlı değişimi bakımından en uygun hidrodinamik koşullar, taşıyıcı sıvı suya benzer şekilde, j/f oranlarının hemen hemen sabitlenmeye başladığı 375 l/sa. olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.8. 375 l/sa. hacimsel debide su ve Al₂O₃-su nanoakışkanların a) deneysel ısı taşınım katsayılarının ve b) yüzey akış alanı iyileştirme faktörlerinin, hacimsel orana bağlı değişimleri.

Deneysel ısı taşınım katsayısı, sürtünme faktörü ve yüzey akış alanı iyileştirme faktörü sonuçlarına göre, MK-GBID’lerde su yerine nanoakışkanlar kullanıldığında, en uygun hacimsel debinin 375 l/sa. olduğu belirlenmiştir. Şekil 5.8’de 375 l/sa. hacimsel debide; taşıyıcı sıvı su ve nanoakışkanların ısı taşınım katsayıları ile yüzey akış alanı iyileştirme faktörlerinin hacimsel orana bağlı değişimlerinin verildiği grafiklerden de, en uygun hacimsel oranın %0,4 olduğu açıkça görülmektedir.

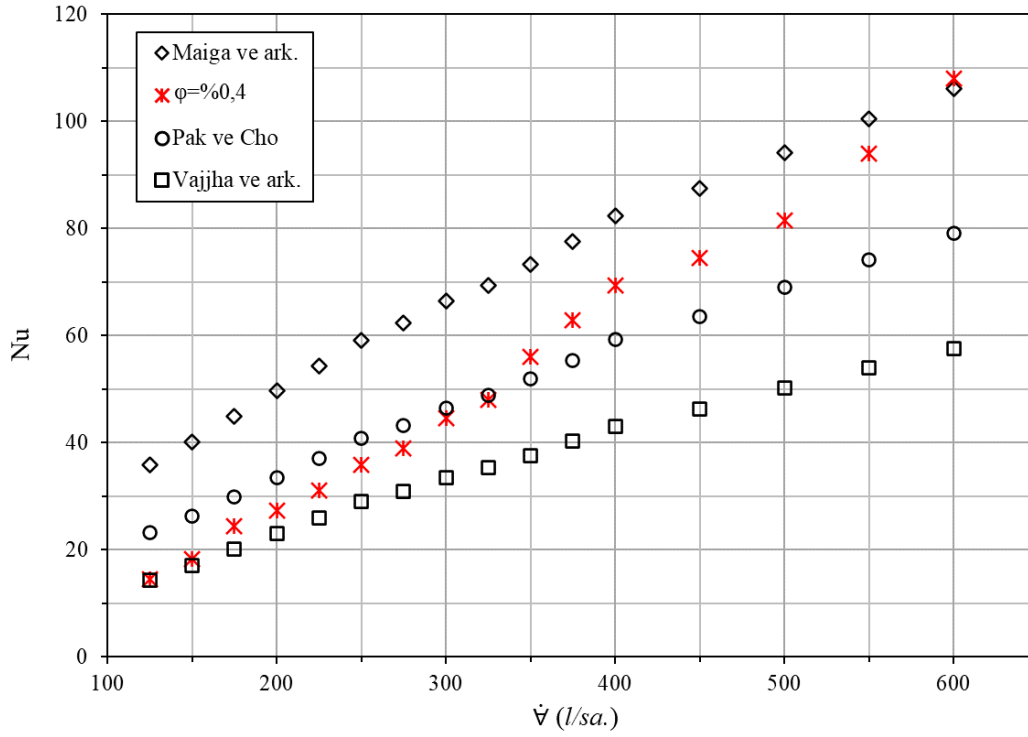
Bu nedenle, %0,4 hacimsel oranlı Al₂O₃-su nanoakışkanın deneysel ısı geçişi sonuçları, literatürden nanoakışkanlar için geliştirilen Nu bağıntılarının sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada kullanılan ve Tablo 5.2’de verilen Nu bağıntıları; Maiga ve ark. (2005) ($D_i=10$ mm ve $L/D=100$) Al₂O₃-su nanoakışkanlarıyla, Pak ve Cho (1998) ($D_i=10,66$ mm ve $L/D=450$) Al₂O₃-su nanoakışkanlarıyla ve Vajjha ve ark. (2010) ($D_i=3,14$ mm ve $L/D=372$) Al₂O₃-%60/40,EG/su nanoakışkanlarıyla düz borularda yapılan deneylerin verileriyle geliştirilmiştir.

Şekil 5.9’da, literatürden seçilen, farklı deneysel koşullarda (boru iç çapı, boru uzunluğu, taşıyıcı sıvı, hacimsel oran, Re_b aralığı, sıcaklık gibi) ve Al₂O₃ nano partikülleriyle hazırlanmış nanoakışkanlarla elde edilen deneysel verilerle türetilmiş Nu bağıntılarının sonuçları, %0,4 hacimsel oranlı Al₂O₃-su nanoakışkanının sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Deneysel Nu sonuçları, literatür bağıntılarıyla yaklaşık aynı mertebelerdedir ve Re_b sayısına bağlı değişimler benzer bir eğilim göstermektedir.

Tablo 5.2. Nanoakışkanlar için literatürden Nu bağıntıları.

Bağıntı	Geçerlilik aralığı
Maiga ve ark. (2005)	Al ₂ O ₃ -Su
$Nu_{na} = 0,085 Re^{0,71} Pr^{0,35}$	$0 \leq \varphi \leq 10\%$
	$10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^5,$
	$6,6 \leq Pr \leq 13,9$
Pak ve Cho (1998)	Al ₂ O ₃ -Su
$Nu_{na} = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,5}$	$\varphi = 0\%, 1,34\% \text{ ve } 2,78\%$
	$10^4 \leq Re \leq 10^5,$
	$6,54 \leq Pr \leq 12,33$
Maiga ve ark., (2004)	Al ₂ O ₃ -60:40 EG/Su
$Nu_{na} = 0,065(Re^{0,65} - 60,22) (1 + 0,0169 \varphi^{0,15}) Pr^{0,542}$	$0 < \varphi < 0,1$
	$3000 < Re < 16,000$

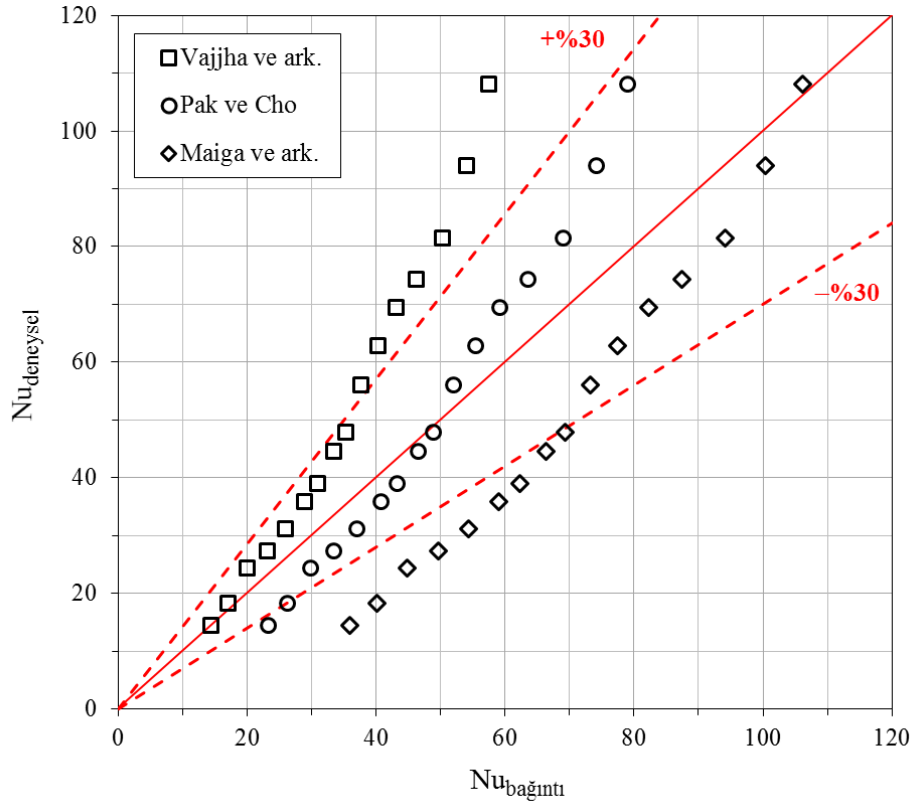
%0,4 hacimsel oranlı Al₂O₃-su nanoakışkanı için deneysel Nu sonuçları, en uygun hacimsel debi olan 375 l/sa.'ye kadar (175-375 l/sa.) Pak ve Cho (1998) bağıntısıyla uyumludur. Düşük hacimsel debilerde (125-175 l/sa.), %0,4 hacimsel oranlı Al₂O₃-su nanoakışkanı için deneysel Nu sonuçları Vajjha ve ark. (2010) bağıntısıyla uyumlu, Pak ve Cho (1998) bağıntısının altında ve Maiga ve ark. (2005) bağıntısının oldukça altında kalmıştır. Deneysel Nu sonuçları, 175-350 l/sa. aralığında, Vajjha ve ark. (2010) bağıntısından yüksek değerler alırken, Maiga ve ark. (2005) bağıntısına göre düşük kalmıştır. 375 l/sa.'den yüksek debilerde ise deneysel Nu sayılarının, Pak ve Cho (1998) ve Vajjha ve ark. (2010) bağıntılarının üstünde, Maiga ve ark. (2005) bağıntısıyla uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 5.9. Literatürden seçilen nanoakışkan bağıntılarının ve %0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanın deneysel Nu sonuçlarının hacimsel debiye bağlı değişimleri.

Şekil 5.10’da, boru tarafında %0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanıyla yapılan deneylerden elde edilen Nu sonuçları ile literatürden seçilen bağıntıların arasındaki farklar gösterilmiştir. Deneysel debi aralığındaki Nu sonuçlarının; Pak ve Cho (1998) bağıntısından $\pm\%30$ ’dan daha az saptığı ve bu bağıntıyla daha uyumlu olduğu, ancak Vajjha ve ark. (2010) ile Maiga ve ark. (2005) bağıntılarından daha yüksek oranlarda saptığı görülmektedir.

%0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanı için deneysel sürtünme faktörü (basınç kaybı) sonuçları, literatürden nanoakışkanlar için önerilen bazı sürtünme faktörü bağıntılarıyla karşılaştırılmıştır (Tablo 5.3). Deneysel ölçülen basınç kayıplarından, sürtünme faktörü sonuçlarının hesaplanmasında Fanning’in yaklaşımı (Denklem 4.30) kullanılmıştır (Sundar ve ark, 2012).

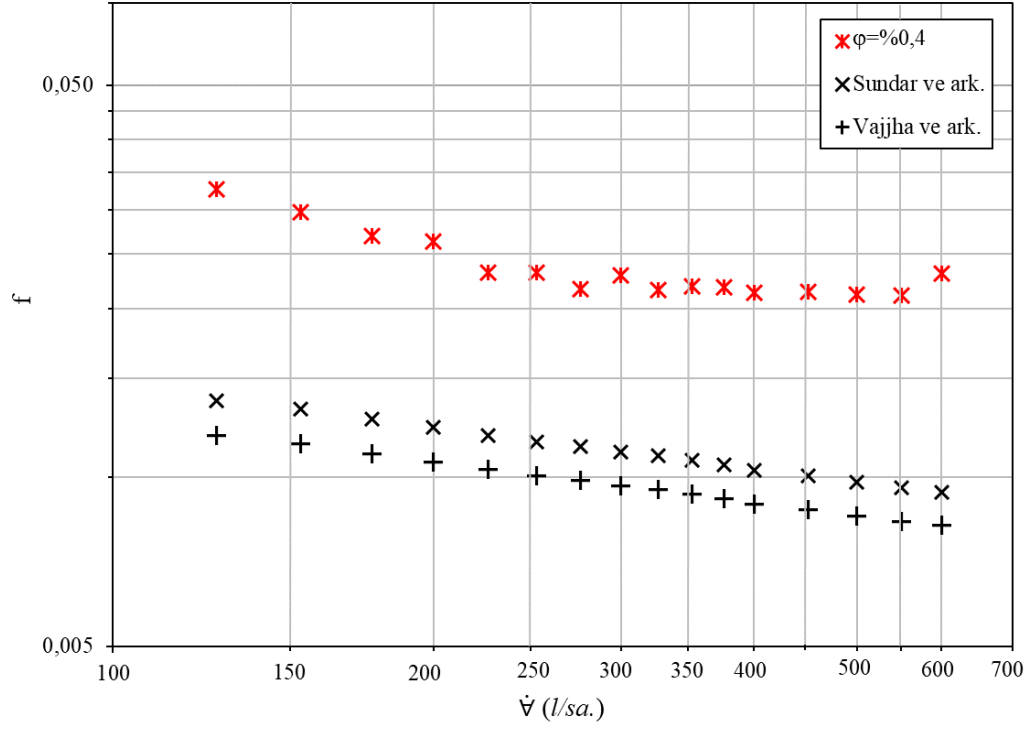


Şekil 5.10. %0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanı deneysel Nu sonuçlarının literatürden bağıntılarla karşılaştırılması.

Tablo 5.3. Nanoakışkanlar için literatürden seçilen sürtünme faktörü bağıntıları.

Bağıntı	Geçerlilik aralığı
Sundar ve ark., (2012)	Fe_3O_4 -Su
$f_{na} = 0,0873 Re^{-0,25} (1 + \varphi)^{0,1517}$	$0 < \varphi < 0,6\%$
	$3000 < Re < 22000$
	$3,72 \leq Pr \leq 6,5$
Vajjha ve ark., (2010)	Al_2O_3 -60:40 EG/Su
$f_{na} = 0,0791 Re^{-0,25} (\rho_{na}/\rho_{ta})^{0,797} (\mu_{na}/\mu_{ta})^{0,108}$	$0 \leq \varphi \leq 0,1$
	$4000 < Re < 16000$

Karşılaştırmada, literatürde bire bir deneysel çalışmanın yapıldığı şartlarda elde edilen verilerle geliştirilmiş sürtünme faktörü bağıntıları bulunmadığından, Sundar ve ark. (2012) ($D_i=14$ mm ve $L/D=121$) Fe_3O_4 -su nanoakışkanlarıyla ve Vajjha ve ark. (2010) ($D_i=3,14$ mm ve $L/D=372$) Al_2O_3 -%60/40, EG/su nanoakışkanlarıyla düz borularda elde edilen verilerle geliştirdikleri bağıntılar kullanılmıştır (Tablo 5.3).



Şekil 5.11. Literatürden seçilen bağıntıların ve %0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanının deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının hacimsel debiye bağlı değişimleri.

%0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanının deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının hacimsel debiye bağlı değişimleri, Sundar ve ark. (2012) ve Vajjha ve ark. (2010) önerdikleri bağıntılarla benzerdir. Ancak ısı değiştirici giriş-çıkış etkileri dahil ölçülen basınç kayıpları ile hesaplanan deneysel sürtünme faktörü sonuçları, bağıntıların sonuçlarına göre daha yüksektir. Deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının 300 l/sa. civarına kadar hızla azalması ve yaklaşık 375-400 l/sa.'den sonra sabitlenmesi, bu hacimsel debinin üzerinde, tam gelişmiş türbülanslı akışın oluştuğunun diğer bir göstergesidir.

Tablo 5.4. 375 l/sa. hacimsel debide suyun ve nanoakışkanların deneysel performans sonuçlarının karşılaştırılması.

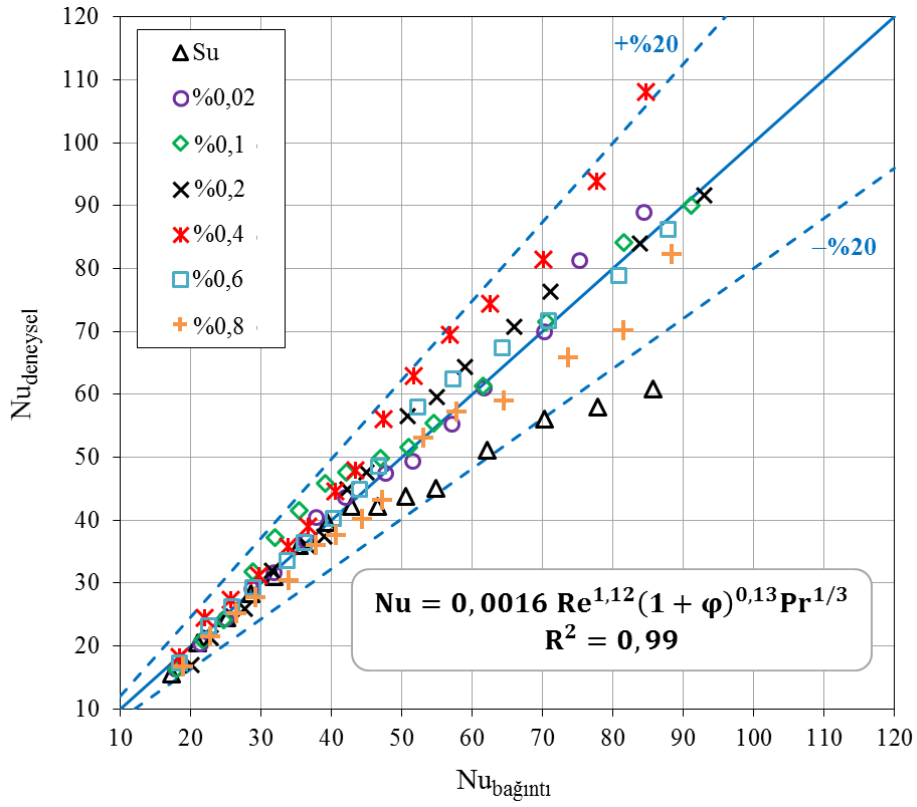
Akışkan	ϕ (%)	h (W/m ² K)	Δh_{su-na} (%)	f (-)	Δf_{su-na} (%)	j/f (-)	$\Delta(j/f)_{su-na}$ (%)
Su	0	13162	-	0,0181	-	0,2171	-
Al ₂ O ₃ -Su	0,02	14960	+13,7	0,0199	+9,9	0,2189	+0,8
	0,1	15833	+20,3	0,0204	+12,7	0,2276	+4,8
	0,2	18401	+39,8	0,0215	+18,8	0,2349	+8,2
	0,4	19656	+49,3	0,0219	+21,0	0,2635	+21,4
	0,6	18245	+38,6	0,0225	+24,3	0,2375	+9,4
	0,8	16833	+27,9	0,0226	+24,9	0,2166	-0,2

Not: Bütün değerler su ile elde edilen deneysel sonuçlara göre kıyaslanmıştır.

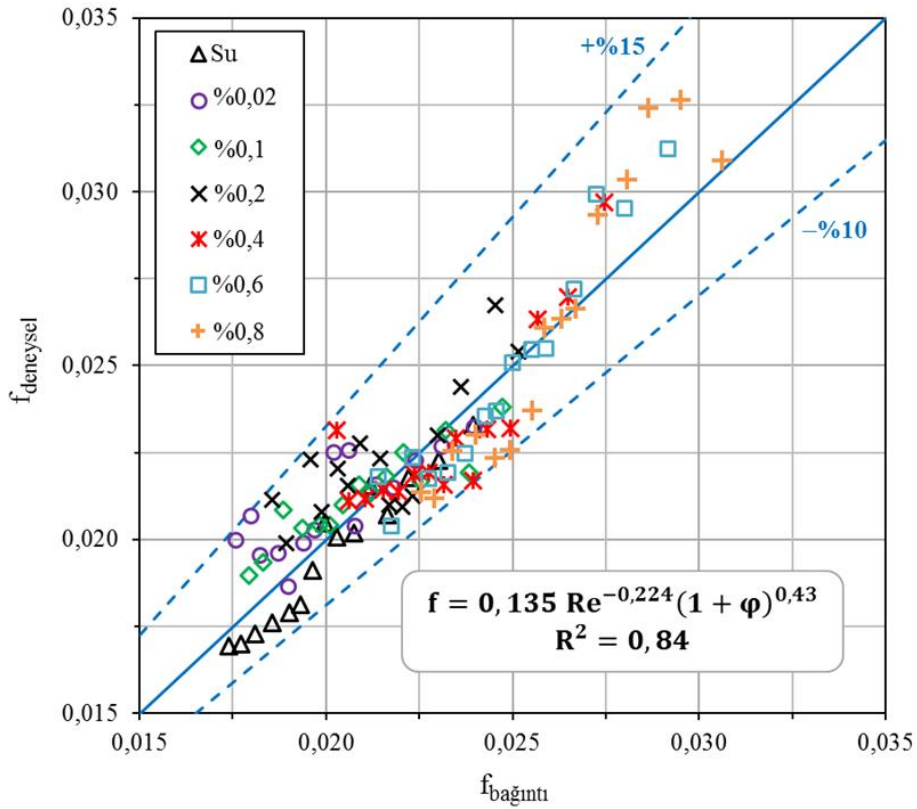
Tablo 5.4’de, deneysel çalışmada kullanılan farklı hacimsel oranlı bütün nanoakışkanların en uygun hacimsel debi olan 375 l/sa.’deki h , f ve j/f değişimleri verilmiştir. Değişimlerin suya göre yüzdelik farkları da hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar ve incelemeler sonucunda, ısı taşınım katsayısında (h) en yüksek iyileşme %49,3 ile %0,4 hacimsel oranlı nanoakışkanda görülmektedir. Beklenildiği gibi hacimsel oran arttıkça, sürtünme kayıplarının (f) da arttığı görülmektedir. Yüzey akış alanı iyileştirme faktöründe (j/f) ise en yüksek değere, %0,4 hacimsel oranda ulaşıldığı ve hacimsel oran arttıkça düştüğü ve suyun değerlerine yaklaştığı görülmektedir.

5.4. Deneysel Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü Bağlıları

Literatürde genellikle, nanoakışkanlarla yapılan deneylerin sonuçları kullanılarak, hacimsel orana, Re_b ve Pr sayılarına bağlı geliştirilen Nu ve sürtünme faktörü (f) bağıntıları önerilmektedir. Bu çalışmada farklı hacimsel oranlı nanoakışkanlar ve su için elde edilen deneysel sonuçlar kullanılarak, Nu ve sürtünme faktörü (f) bağıntıları geliştirilmiş ve önerilen bu bağıntıların sonuçları, deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır (Şekil 5.12. ve Şekil 5.13). Bağıntıların geçerlilik aralıkları hacimsel oran, Re_b sayısı ve Pr sayısı için sırasıyla $\phi=0-0,8$, $2250 < Re_b < 10.000$ ve $6,3 < Pr < 6,9$ ’dur. %95 güven aralığında, deneysel sonuçlar geliştirilen Nu bağıntısı ile ± 20 uyumluyken, sürtünme faktörü bağıntısıyla -10 ve $+15$ aralığında uyumludur.



Şekil 5.12. Su ve Al_2O_3 -su nanoakışkanları için önerilen Nu bağıntısı.



Şekil 5.13. Su ve Al_2O_3 -su nanoakışkanları için önerilen sürtünme faktörü bağıntısı.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

GBID'lerde makro boruların yerine kullanılan mini kanallarla, daha küçük hidrolik çap, daha az aracı akışkan, daha fazla yüzey teması alanı ve daha yüksek kompaktlık sağlanmaktadır. Konvansiyonel aracı akışkanların yerine, termofiziksel özellikleri değiştirilmiş nanoakışkanların kullanılmasıyla, MK-GBID'lerin ısı performansları daha da iyileştirilebilir.

Bu amaçlarla, tez çalışmasının birinci aşamasında; Kern yöntemine göre laboratuvar ölçekli MK-GBID tasarlanıp imal edilmiştir. İkinci aşamada; sudan suya ısı geçişi ve basınç düşümü deneyleriyle, boru ve gövde tarafı deneysel sonuçlarının doğruluğu ve literatürle uyumu kontrol edilmiştir. Üçüncü ve son aşamada; MK-GBID'nin boru tarafında su ve altı farklı hacimsel oranlı (%0,02, %0,1, %0,2, %0,4, %0,6 ve %0,8) Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının ısı ve hidrodinamik performansa etkileri deneysel incelenmiştir. MK-GBID'de, ısı ve hidrodinamik performans bakımından en uygun hacimsel oran ve hacimsel debi belirlenmiştir. Suyu göre nanoakışkanların ısı ve hidrodinamik performansa olumlu/olumsuz etkilerinin değerlendirildiği çalışmada elde edilen önemli sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Gövde tarafındaki sudan boru tarafındaki suya deneysel ısı geçişi ve basınç düşümü sonuçları:

- Laminer bölgede deneysel ısı taşınım katsayılarının, Kern (1950), Shah (2003) ve Sieder-Tate (1936) bağıntılarıyla uyumlu olduğu görülmüştür.
- Mini kanallarda geçiş bölgesinin (laminer akıştan geçiş akışına) makro borulara göre daha erken başladığı ($Re_b=1900$) belirlenmiştir.
- Geçiş akışı ve türbülanslı akış bölgelerinde deneysel ısı taşınım katsayılarının; Hausen (1959) ve Gnielinski (1976) bağıntılarıyla uyumlu olduğu, Kern (1950) ve Dittus-Boelter (1930) bağıntılarının da altında kaldığı görülmüştür.
- Deneysel sürtünme faktörü sonuçları, hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlar için analitik olarak önerilen ve Shah (2003) tarafından deneysel verilerle değiştirilen/geliştirilen bağıntıya benzer bir eğilim göstermiştir.

- Taşınım ile ısı geçişi ve sürtünme etkilerinin birlikte değerlendirildiği deneysel j/f sonuçlarına göre en uygun hidrodinamik çalışma koşulları, $Re_b \approx 5900$ (375 l/sa.) olarak belirlenmiştir.
- Gövde tarafı deneysel ısı taşınım katsayılarının Kern tasarım yöntemiyle uyumlu olduğu görülmüştür.
- Deneysel boru ve gövde tarafı ısı geçişi sonuçlarının laminar, geçiş akışı ve türbülanslı bölgelerde literatürle uyumu, mini kanallı GBID'lerin tasarımında Kern (1950) tasarım yönteminin kullanılabileceğini göstermiştir.

Gövde tarafındaki sudan boru tarafındaki nanoakışkanlara deneysel ısı geçişi ve basınç düşümü sonuçları:

- Su yerine nanoakışkanların kullanılmasıyla, geçiş akışı ve türbülanslı akış bölgelerinde daha yüksek ısı taşınım katsayıları elde edilmiştir.
- Nanoakışkanlarla, tam gelişmiş türbülanslı akışa geçiş suya göre gecikmiştir ve geçiş akışı bölgesi genişlemiştir.
- 125-600 l/sa. hacimsel debi aralığında su ile karşılaştırıldığında, nanoakışkanlarla ısı taşınım katsayısında en yüksek iyileşme, ortalama %36 ile %0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanında elde edilmiştir.
- Genel olarak nanoakışkanların basınç düşümü suya göre daha yüksektir. %0,8 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanının sürtünme faktörü, su ile karşılaştırıldığında ortalama %32,3 daha büyüktür.
- Sudan suya ısı geçişi ve basınç düşümü sonuçlarıyla benzer olarak, nanoakışkanlar için de en uygun işletme koşulları, j/f 'e göre 375 l/sa.'dir.
- En uygun işletme koşulları olan 375 l/sa.'de, hacimsel orana bağlı ısı taşınım katsayısı ve j/f sonuçlarına göre en uygun hacimsel oran %0,4 olarak belirlenmiştir.
- 375 l/sa.'de en uygun hacimsel oranlı %0,4 Al_2O_3 -su nanoakışkanında suya göre ısı taşınım katsayısında %49,3 iyileşme, sürtünme faktöründe %21 artış ve j/f 'de %21,4 artış elde edilmiştir.

MK-GBID'lerde, nanoakışkan kullanımı ısı taşınım katsayısını iyileştirmektedir. Isı geçişi ve hidrodinamik etkileri birlikte değerlendiren j/f oranını (boyutsuz Nu , Re , Pr

ve f) hesaplamak için değiştirilmiş termofiziksel özeliklerin kullanılması da ısı geçişinin iyileştirilmesine katkı sağlayabilir.

Isıl sistemlerde, sadece ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü sonuçlarını dikkate almak yerine, her ikisini birden dikkate almak ısı geçişini iyileştirme yöntemlerinin değerlendirilmesinde daha akılcı olacaktır.





KAYNAKLAR

- Aghabozorg, M. H., Alimorad Rashidi, & Saber Mohammadi. (2016). Experimental investigation of heat transfer enhancement of Fe_2O_3 -CNT/water magnetic nanofluids under laminar, transient and turbulent flow inside a horizontal shell and tube heat exchanger. *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 72 pp. 182-189. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.11.011> 0894-1777
- Agostini, B., Watel, B., Bontemps, A., & Thonon, B. (2006). Effects of Geometrical and Thermophysical Parameters on Heat Transfer Measurements in Small-Diameter Channels, *Heat Transfer Engineering*, vol. 22, no. 16, pp. 1821–1834. DOI:10.1080/01457630500341656. <https://doi.org/10.1080/0145763050341655>
- Agostini, Bruno, André Bontemps, & Bernard Thonon (2006), Effects of Geometrical and Thermophysical Parameters on Heat Transfer Measurements in Small-Diameter Channels, *Heat Transfer Engineering*, 27: 1, 14-24, DOI: 10.1080/01457630500341656. <https://doi.org/10.1080/01457630500341656>
- Ahammed, N., Asirvatham L.G., & Wongwises, S. (2016). Heat transfer enhancement of PAO in microchannel heat exchanger using nano-encapsulated phase change indium particles, *Experimental Thermal. Fluid Sci.*, 74, 81–90.
- Ahmed, A. Hussien, Mohd Z. Abdullah, & Moh A. Al-Nimr. (2016a). Single-phase heat transfer enhancement in micro/minichannels using nanofluids: Theory and applications *Applied Energy*, 164, 733–755.
- Ahmed, A. Hussien, Nadiahnor Md Yusop, Mohd Z. Abdullah, Moh'd A. Al-Nimr, & Mehrnoush Khavarian, (2018b), Study on convective heat transfer and pressure drop of MWCNTs/water nanofluid in mini-tube, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, CrossMark, <https://doi.org/10.1007/s10973-018-7234-7>.
- Ahmed, Busnaina ve Jin-Goo Park. (2018). In *Handbook of Silicon Wafer Cleaning Technology* (Third Edition).
- Akhtari, A., M. Haghshenasfard, & Talaie, M. R. (2013). Numerical and Experimental Investigation of Heat Transfer of α -Al₂O₃/Water Nanofluid in Double Pipe and Shell and Tube Heat Exchangers, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 63:12, 941-958, DOI:10.1080/10407782.2013.772855.
- Angayarkanni, S.A., John P. (2015). Review on thermal properties of nanofluids: Recent developments, *Advances in Colloid and Interface Science* 225, 146–176.
- Anoop, Kanjirakat, Jonathan Cox, & Reza Sadr. (2013). Thermal evaluation of nanofluids in heat exchangers, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 49, 5–9.

- Arani, A., ve Amani, J. (2012), Experimental study on the effect of TiO_2 -water nanofluid on heat transfer and pressure drop, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 42 107–115. <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.03.014>
- Arunachala, U. C., Ambuj B., Eklavya S., & Vinay J. R.. (2015). Performance Investigation of a Shell and Tube Heat Exchanger Using Water Based Al_2O_3 as a Nanofluid, 4th World Conaerence on Applied Sciences, Engineering & Technology 24-26 October, Kumamoto University, Japanarun.
- Avsec, J. (2008). The combined analysis of phonon and electron heat transfer mechanism on thermal conductivity for nanofluids, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 51, 4589-4598.
- Avsec, J., ve Oblak, M. (2007). The calculation of thermal conductivity, viscosity and thermodynamic properties for nanofluids on the basis of statistical nanomechanics, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50 (21–22), 4331–4341.
- Azmi, W.H., K.V. Sharma, R. Mamat, G. Najafi, & Mohamad, M.S. (2016). The enhancement of effective thermal conductivity and effective dynamic viscosity of nanofluids – A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 53, 1046–1058.
- Barzegarian Ramtin, Alireza Aloueyan, & Tooraj Yousef. (2017), Thermal performance augmentation using water based Al_2O_3 -gamma nanofluid in a horizontal shell and tube heat exchanger under forced circulation, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, V.86, P. 52-59. <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.05.021>
- Barzegariana, R., Aloueyan, A., & Yousef, T. (2017). Thermal performance augmentation using water based Al_2O_3 -gamma nanofluid in a horizontal shell and tube heat exchanger under forced circulation, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 86, 52-56, <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.05.021>
- Bashir, A.I., M. Everts, R. Bennacer, & Meyer, J.P. (2019). Single-phase forced convection heat transfer and pressure drop in circular tubes in the laminar and transitional flow regimes, *Experimental Thermal and Fluid Science* 109, 109891.
- Batchelor, G.K. (1977). The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles. *Journal of Fluid Mechanics*; 83(1): 97–117
- Bejan ,A., A. D. Kraus. (2003). *Heat transfer handbook*, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey.
- Bergles, A.E. (1997). Heat Transfer Enhancement-The Encouragement and Accommodation of High Heat Fluxes, *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Edizioni ETS, pp.1907-1919.
- Blasius, H. (1908). Grenzsichten in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung (*Almanca*) *Z.Math. Phys.*, 56, 1–37.
- Blasius, H. (1913). Das ähnlichkeitsgesetz bei reibungsvorgängen in flüssigkeiten, *Forsch Arb. Ing.-Wes* 131–137.
- Bobbo, S., Fedele, L., Benetti, A., Colla, L., Fabrizio, M., Pagura, C., & Barison, S. (2012). Viscosity of water based SWCNH and TiO_2 nanofluids. *Experimental Therm. Fluid. Sci.*, 36:65–71.

- Boungiorno, L.-W. Hu, S. J. Kim, R. Hannink, B. Truong, Forrest, E. (2008). Nanofluids for enhanced economics and safety of nuclear reactors: an evaluation of the potential features issues, and research gaps, *Nuclear Technology*, vol.162, no. 1, pp. 80–91.
- Brinkman, H.C. (1952). The viscosity of concentrated suspensions and solution. *Journal of Chemical Physics*;20:571–81.
- Bruggeman, D.A.G. (1935). Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen. I. Dielektrizitätskonstanten und Leitfähigkeiten der Mischkörper aus isotropen, Substanzen. *Ann. Phys.*;416:636–64.
- Brust, M., Walker, M., Bethell, D., Schiffrin, D. J., & Whyman, R. J. (1994). Synthesis of thiol-derivated gold nanoparticles in a 2-phase liquid–liquid system, *Journal of Chemical Society: Chemistry Communications*, 801–802.
- Buongiorno, J. (2006). Convective transport in nanofluids, *Journal of Heat Transfer*;128:240–50.
- Bushan, B. (2010). *Handbook of Nanotechnology*, Third Edition, ISBN: 978-3-642-02524-2.
- Byung-Hee, Chun, Hyun Uk Kang, & Sung Hyun Kim. (2008). Effect of alumina nanoparticles in the fluid on heat transfer in double-pipe heat exchanger system, *Korean J. Chem. Eng.*, 25(5), 966-971.
- Chandrasekar, M, Suresh S, & Chandra Bose A. (2010). Experimental investigations and theoretical determination of thermal conductivity and viscosity of Al_2O_3 /water nanofluid, *Experimental Thermal and Fluid Science*; 34:210–6. channel flow, *Int. Chem. Eng.* 16 (2) (1976) 359–368.
- Chen H., W. Yang, Y. He, Y. Ding, L. Zhang, C. Tan, A.A. Lapkin, & Bavykin, D. V. (2008). Heat transfer and flow behaviour of aqueous suspensions of titanate nanotubes (nanofluids), *Powder Technol.* 183-63–72.
- Chen, H., Y. Ding, & Tan, C. (2007). Rheological behaviour of nanofluids, *New Journal of Physics*, 9 (10), 367.
- Choi, S. U. S., & Eastman, J.A. (1995), Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. In *Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition San Francisco, CA, USA*.
- Chon, C.H., Kihm K.D., Lee S.P., & Choi SUS. (2005). Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid (Al_2O_3) thermal conductivity enhancement. *Appl Phys Lett*;87:153107.
- Chun, B., Hyun Uk Kang, & Sung Hyun K. (2008). Effect of alumina nanoparticles in the fluid on heat transfer in double-pipe heat exchanger system, *Korean J. Chem. Eng.*, 25(5), 966-971.
- Corcione, M., ve Rayleigh, B. (2011). convection heat transfer in nanoparticle suspensions, *International Journal of Heat and Fluid Flow*; 32:65–77.
- Coulson, J.M., Richardson, J.F., & Sinnott, R.K. (2005). *Chemical Engineering*, Vol. 6ed.4 (SI units), Elsevier Butterworth Heinemann Oxford.
- Çengel, Y. (2007). *Introduction to thermodynamics and heat transfer*, Second Edition.

- Dang, J., Teng, J., & Chu A. (2010). study on the simulation and experiment of a microchannel counter-flow heat exchanger, *Appl. Therm. Eng*, 30, pp. 2163-2172.
- Darzi, R., Farhadi, M., & Sedighi, K. (2013). Heat transfer and flow characteristics of AL₂O₃–water nanofluid in a double tube heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 47-105–112.
- Das, S.K., Choi, S.U.S., & Patel, H.E. (2006a) Heat Transfer in Nanofluids – a review. *Heat Transfer Eng.* 27 (10)3–19.
- Das, S.K., Choi, S.U.S., Yu, W.H., & Pradeep, T. (2007b). *Nanofluid: Science and Technology*, John Wiley & Sons Inc.
- Dash, R. K., Borca-Tasciuc T., Purkayastha, A., & Ramanath, G. (2007). Electrowetting on dielectric-actuation of micro- droplets of aqueous bismuth telluride nanoparticle suspensions, *Nanotechnology*, vol. 18, no. 47, Article ID 475711, 6 pages.
- Ding, Y., H. Alias, Wen, D., & Williams, R.A. (2005). Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids), *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (1–2) 240–250.
- Dittus, F.W., & Boelter L.M.K. (1930). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *University California Publication in Engineering*, 11, 443–461.
- Dong, L., ve Yu, L., (2011). Single-Phase Thermal Transport of Nanofluids in a Minichannel, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 133 / 031009-1.
- Dongsheng Wen, ve Ding, Y. (2004). Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47-5181–5188.
- Dongsheng, W., Guiping L., Saeid V., & Kai Z. (2009). Review of nanofluids for heat transfer applications, *Science direct, Particuology* 7-141–150.
- Donzelli, G., Cerbino, R., & Vailati, A. (2009). Bistable heat transfer in a nanofluid, *Physical Review Letters*, vol. 102, no. 10, Article ID 104503, 4 pages.
- Doruk, Semahat, Şara, O.N., Karaipekli, A., & Yapıcı, S. (2017). Heat transfer performance of water and Nanoencapsulated n-nonadecane based Nanofluids in a double pipe heat exchanger, *Heat and Mass Transfer* 53:3399–3408.
- Drew, D.A., ve Passman, S.L. (1999). *Theory of multi component fluids*. Berlin: Springer.
- Duangthongsuk W., ve Wongwises, S. (2009). Measurement of temperature-dependent thermal conductivity and viscosity of TiO₂–water nanofluids. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(4):706–14.
- Eastman, J, Choi S, Li S, Yu W, & Thompson L. (2001). Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles. *Appl Phys Lett.*;78:718–20.
- Eastman, J.A. (2005). *Mechanisms of Enhanced Heat Transfer in Nanofluids*, Supported by U.S. Department of Energy, Office of Science, Office of Basic Energy Sciences, under contract W-31-109-Eng-38.

- Eilers, V.H. (1941). Die viskosität von emulsionen hochviskoser stoffe als funktion der konzentration. *Kolloid-Zeitschrift* 97, 313–321.
- Einstein, A. (1906). Eine neue bestimmung der molekuldimensionen. *Annalen der Physik, Leipzig*;19:289–306.
- Esfe, M.H., Saedodin, S., &Mahmoodi M. (2014). Experimental studies on the convective heat transfer performance and thermophysical properties of MgO–water nanofluid under turbulent flow. *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 52:68–78.
- Farajollahi, B., Etemad S., &Hojjat, M. (2010). Heat transfer of nanofluids in a shell and tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53-12–17.
- Feng, Y, ve Kleinstreuer C. (2010). Nanofluid convective heat transfer in a paralleldisk system. *Int J Heat Mass Transfer*, 53:4619-4628.
- Fernando, P., Palm, B., Ameel, T., Lundqvist, P., &Granryd E. (2008). A minichannel aluminiumtube heat exchanger-Part I: Evaluation of single-phase heat transfer coefficients by the Wilson plot method, *Int. Journal of Refrigeration*, 31, 669-680.
- Fraas, A.P. (1989). Heat exchanger design, John Wiley & Sons, New York.
- Fu, C.J., &Zhang, Z.M. (2006). Nanoscale Radiation Heat Transfer for Silicon at Different Doping Levels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 49, 1703-1718.
- Gao, M, Ito A, &Goto T. (2014). Effect of laser wavelength on phase and microstructureof TiO₂ films prepared by laser chemical vapor deposition. *Surf Coat Technol*;244:166–72.
- Genceli, O. F.(1999). Isı değiştiricileri, BirsenYayınevi, İstanbul.
- Ghadimi, A., Saidur, R., &Metselaar, H.S.C. (2011). A Review of Nanofluid Stability Properties and Characterization in Stationary Conditions. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 54, 4051-4068.
- Ghazvini, M.,ve Shokouhmand H. (2009). Investigation of a nanofluid-cooled microchannel heat sink using fin and porous media approaches. *Energy Convers Manage*; 50:2373–80.
- Ghozatloo, A, Rashidi A., Shariaty N. M. (2014). Convective heat transfer enhancement of graphene nanofluids in shell and tube heat exchanger. *Exp. Therm. Fluid.Sci*;53:136–41.
- Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, 16, 359–368.
- Godson, L., Deepak K., Enoch C., Jefferson B., &Raja B. (2014). Heat transfer characteristics silver/water nanofluids in a Shell and tube heat exchanger, *Archives Of Civil and Mechanical Engineering*, 14, 489-496. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.08.002>.
- Goldstain, A. (1997). Handbook of Nanophase Materials, Marcel Dekker Inc, New York.
- Gómez, A.O., Cárdenas, A.R.K., Hoffmann, E.P., &Bandarra F. (2015), Experimental evaluation of CNT nanofluids in single-phase flow, *Int. J. Heat Mass Transf.* 86 277–287.

- Grag, J., Poudel, B., Chiesa, M., & Gordon, B.J. (2008). Enhanced thermal conductivity and viscosity of copper nanoparticles in ethylene glycol nanofluid, *Journal of Applied Physics*, 103:074301.
- Graham, A.L. (1981). On the viscosity of suspensions of solid spheres, *Appl. Sci. Res.*, 37, 275–286.
- Gürmen, S., ve Ebin, B. (2008). Nanopartiküller ve Üretim Yöntemleri-1, *Metalurji dergisi*, 150, 31-38.
- Haaland, S.E. (1983). Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow . *J. Fluids Eng.* 105, 89-90.
- Hajatzadeh, P., S. Aghakhani, M., Afrand, B., Mahmoudi, O., & Wongwises, S. (2019). An updated review on application of nanofluids in heat exchangers for saving energy, *Energy Convers. Manag.* 198-111886.
- Hamilton, R.L., ve Crosser, O.K. (1962). Thermal conductivity of heterogeneous two component systems, *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*, 187–191.
- Hammoodi, K.A., H.A. Hasan, M.H., Abed, A., Basem, & Al-Tajer, A.M. (2022). Control of heat transfer in circular channels using oblique triangular ribs, *Results Eng.*, 15
- Haowei, Li, Zuo, X., Dailing Z., Yin, H., Hua Y., Weimin Yang, & Ying A. (2023). Experimental and numerical investigation of flow and heat transfer characteristics of Chinese ink nanofluid in built-in rotor tube, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 186, 108115.
- Happel, J. (1957). Viscosity of suspensions of uniform spheres, *J. Appl. Phys.* 28-1288–1292.
- Harms, T. M., Kazmierczak, M. J. Gerner, F. M. (1999). Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 20, 149-157.
- Hausen, H. (1959). “Neue Gleichungen für die Wärmeübertragung bei freier oder erzwungener Strömung,” *Allg. Warmtech.*, 9, pp. 75–79.
- Hejicik J., ve Jicha, M. (2014). Single phase heat transfer in minichannels, *EPJ Web Conf.* 67-02034.
- Hemmat, E., Arani A. A., Rezaie, M., Yan, W-M., & Karimipour A. (2015). Experimental determination of thermal conductivity and dynamic viscosity of Ag–MgO/water hybrid nanofluid, *Int. Commun Heat Mass Transfer*, 66: 189–95.
- Heris, S. Z., Esfahany, M.N., & Etemad, S. G. (2007). Experimental investigation of convective heat transfer of Al₂O₃/water nanofluid in circular tube, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28, 203–210.
- Ho, C.J., Liu, W.K., Chang, Y.S., & Lin, C.C. (2010). Natural convection heat transfer of alumina- water nanofluid in vertical square enclosures: An experimental study, *International Journal of Thermal Sciences* 49, 1345–1353.
- Ho, C.J., Wei, L.C., & Li Z.W. (2010). An experimental investigation of forced convective cooling performance of a microchannel heat sink with Al₂O₃/water nanofluid, *Appl. Therm Eng.*, 30:96–103.

- Hong, T-K., ve Yang H-S. (2005). Study of the enhanced thermal conductivity of Fe nanofluids. *Physics*, 97:4-7.
- Hoon, K., ve Y. K. Lee, “Brownian motion of a microscopic particle, <http://www.hasdeu.bz.edu.ro/softuri/fizica/mariana/Termodinamica/Brownian1/files/report.br1>. (mayıs 2021’de alıntı yapılmıştır).
- Hosokawa, M., Nogi, K., Yokoyama, T. (2012) *Nanoparticle Technology Handbook*, Oxford: Elsevier.
- Hussein, A.A, M.Z. Abdullah, M.A., & Al-Nimr. (2016). Single-phase heat transfer enhancement in micro/minichannels using nanofluids: Theory and applications, *Appl. Energy*. 164 733– 755.
- Hwang, K.S., Jang, S.P. & Choi, S.U.S. (2009). Flow and convective heat transfer characteristics of water-based Al_2O_3 nanofluids in fully developed laminar flow regime, *Int. J. Heat Mass Transf.* 52:193–199.
- Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2001). *Fundamentals of heat and mass transfer*, 5. Aufl. Aug.
- Jang, S.P. ve Choi, S.U.S. (2017). Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluid, *Applied Physics Letters*, Vol.84, pp, 4316-4318.
- Jeong, S. S., ve Kim, M. H. (2006). An Experimental Study of Flow Condensation Heat Transfer Inside Circular and Rectangular Mini-Channels, *Heat Transfer Engineering*, 26(3):36–44, 2006, Taylor & Francis Inc.
- Jiang, W., Ding G., Peng H., Hu H. (2010). Modeling of nanoparticles’ aggregation and sedimentation in nanofluid. *Appl. Phys.*;10:934–41.
- Johnston, R.L., Wilcoxon, J.P. (2012). *Metal Nanoparticles and Nanoalloys*. Oxford: Elsevier.
- Kabeel, A. E., & Mohamed, A. (2016). Overall heat transfer coefficient and pressure drop in a typical tubular exchanger employing alumina nano-fluid as the tube side hot fluid, *Heat Mass Transfer* 52:1417–1424.
- Kakaç S., Shah R.K., & Aung W. (1987). *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Canada.
- Kakaç, S., & Liu H., & Pramuanjaroenkij A. (2012). *Heat Exchangers (Third Ed.)*, CRC Press, New York.
- Kandlikar, S.G., Garimella S., Li D., Colin S., & King M.R. (2014b). *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels (First Edt.)*, Elsevier, USA.
- Kandlikar, S.G., ve Grande, W.J. (2003c). Evolution of microchannel flow passages thermohydraulic performance and fabrication technology, *Heat Trans. Eng.* 24 (1), 3–17.
- Kandlikar, S., S., Garimella, D. Li, S. Colin, & King, M.R. (2005). *Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels*, Elsevier, Oxford.
- Kandlikar, S.G. (2007). A roadmap for implementing minichannels in refrigeration and air conditioning systems - Current status and future directions, *Heat Transf. Eng.* 28 973–985.

- Kandlikar, S.G., &Grande, W.J. (2003). Evolution of microchannel flow passages thermohydraulic performance and fabrication technology, *Heat Trans. Eng.* 24 (1), 3 17.
- Kearns, M. (2004). Development and applications of ultrafine Aluminium powders, *Materials Science and Engineering A*, 375-377, 120-126.
- Kebllinski, P., Eastman, J.A., &Cahill, D.G. (2005). Nanofluids for thermal transport. *Mater. Today* 8 (6) 36–44.
- Kebllinski, P., Phillpot, S. R., Choi, S. U. S., &Eastman, J. A. (2002). Mechanisms of heat flow in suspensions of nano-sized particles (nanofluids). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 no. 4,:855–863.
- Kern, D.Q. (1983). *Process heat transfer*, International student ed., McGraw-Hill, Japan.
- Khanafer, K., ve Vafai, K. (2011). A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 54: 4410–28.
- Kim, D., Kwon, Y., Cho,Y., C. Li, S. Cheong, Hwang, Y., Lee, J., D. Hong, S., &Moon, S. (2009). Convective heat transfer characteristics of nanofluids under laminar and turbulent flow conditions, *Curr. Appl. Phys.* 9 e119–e123.
- Kline, S. J., ve McClintock, F.A. (1953). Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, *Mech. Eng.*, p. 3 January.
- Kreith, F. (1999). *Mechanical Engineering Handbook*, CRC Press LLC, Boca Raton,.
- Kulkarni, D.P., Das, D.K., &Patil, S.L. (2007). Effect of Temperature on Rheological Properties of Copper Oxide Nanoparticles Dispersed in Propylene Glycol and Water Mixture. *J. Nanosci. Nanotechnol.*, 7, 2318-2322.
- Kumar, B. Senthil, C. Deepak Kumar, A. Dhana Vishnu, N., &Guru P. (2018b). Review on Shell and Tube Heat Exchanger Using Nano Fluids, *International Journal of Research in Engineering, Science and Management*, Volume-1, Issue-11,
- Kumar, D.H., H.E. Patel, V.R.R. Kumar, T. Sundararajan, T. Pradeep, &Das, S.K. (2004). Model for heat conduction in nanofluids, *Physical Review Letters* 93 -4301–4304.
- Kumar, N., Sonawane, S.S., &Sonawane, S.H. (2018). Experimental study of thermal conductivity, heat transfer and friction factor of Al₂O₃ based nanofluid, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 90-1–10.
- Küçük, H., Ünverdi, M., &Yılmaz, M.S. (2019). Experimental investigation of shell side heat transfer and pressure drop in a mini-channel shell and tube heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transf.* 143 -11843.
- Li, J, ve Kleinstreuer C. (2008). Thermal performance of nanofluid flow in microchannels. *Int J Heat Fluid Flow*, 29:1221-1232.
- Li, X., Zou, C., Lei, X., & Li, W. (2015). Stability and enhanced thermal conductivity of ethylene glycol-based SiC nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 613-619.

- Li, Y., Zhou, J., Tung, S., Schneider, E., Xi, S. (2009). A review on development of nanofluid preparation and characterization. *Powder Technology*, 196 (2) 89–101.
- Liang, L., ve Rao, Z. (2016). Study on the flow and heat transfer of liquid metal based nanofluid with different nanoparticle radiuses using two-phase lattice Boltzmann method, *Int. J. Heat Mass Transf.* 94-316–326.
- Liao, J., Zhang, Y., Yu, W., Xu, L., Ge, C., Liu, J., Gu, N. (2003). Linear Aggregation of Gold Nanoparticles in Ethanol, *Colloid Surf. A. Physicochem. Eng. Aspects*, 223, 177-183.
- Liu, D., ve Yu, L. (2011). Single-Phase thermal transport of nanofluids in a minichannel, *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer*, Vol. 133, 031009-1- 031009-11.
- Lomascolo, M., Colangelo, G., Milanese, M., Risi A. (2015). Review of heat transfer in nanofluids: Conductive, convective and radiative experimental results. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 1182–1198.
- Lu, S. Y., ve Lin, H. C. (1996). Effective Conductivity of Composites Containing Aligned Spheroidal Inclusions of Finite Conductivity, *Journal of Applied Physics*, vol. 79, no. 9, pp. 6761–6769.
- Lubej, M, ve Plazl I. (2014). Theoretical and experimental study of iron catalyst preparation by chemical vapor deposition of ferrocene in air. *Chem. Eng. J.*;242:306–12 .
- Lundgren, T. (1972). Slow flow through stationary random beds and suspensions of spheres. *Journal of Fluid Mechanics*, 51:273–99.
- Ma, H. B, Wilson, C., Yu, Q., Park, K., Choi, S.U.S., & Tirumala, M. (2006). An experimental investigation of heat transport capability in a nanofluid oscillating heat pipe, *Journal of Heat Transfer*, vol. 128, no. 11, pp. 1213–1216.
- Mahbubul, I.M., Saidur R, Amalina, M.A. (2012). Latest developments on the viscosity of nanofluids, *Journal of Heat and Mass Transfer* 55(4):874–885.
- Maiga, S., Nguyen, C. T., N. Galanis, and Roy, G. (2004). Heat Transfer Behaviours of Nanofluids in a Uniformly Heated Tube, *Superlattices and Microstructures*, vol. 35, pp. 543–557.
- Maiga, S., Palm S.J., Nguyen C.T., Roy G., Galanis N. (2005) Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows. *International Journal of Heat and Fluid Flow*; 26:530–46.
- Mapa, L.B., Mazhar, S. (2005). Heat transfer in mini Heat exchanger using nanofluids, *Purdue Univereidy, IL / IN Sectional Conference*.
- Master, B.I., K.S. Chunangad, V. Pushpanathan, Heat exchanger fouling and cleaning: fundamentals and applications, *Heat Exch. Fouling Clean. Fundam. Appl.* (2003) 1–6.
- Masuda, H., Ebata, A., Teramae, K., & Hishinuma, N. (1993). Alteration of Thermal Conductivity and Viscosity of Liquid by Dispersing Ultra-Fine Particles,” *Netsu Bussei*, Vol. 7, No. 4, pp. 227-233.
- Maxwell, J. (1881). *treatise of electricity and magnetizm second edition volume 1*, Clarendon press, London.

- Mehendale, S.S., Jacobi, A.M., Shah, R.K. (2000). Fluid flow and heat transfer at micro-and meso-scales with applications to heat exchanger design, *Appl. Mech. Rev.* 53, 175–193.
- Meibodi, M.E., Vafaei-Sefti M., Rashidi, A.M., Amrollahi, A., Tabasi, M., & Kalal, H.S. (2010). Simple model for thermal conductivity of nanofluids using resistance model approach. *Int. Commun Heat Mass Transfer*.
- Mewis, J., Wagner, N.J. (2012). *Colloidal Suspension Rheology*, Cambridge University Press, Cambridge, U.K.
- Meyer, J.P., M. Everts, N. Coetzee, K. Grote, M. Steyn, Heat transfer coefficients of laminar, transitional, quasi-turbulent and turbulent flow in circular tubes, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 105 (2019) 84–106.
- Miller, J. C., Serrato, R., Represas, Cardenas, J. M. and Kundahl, G., 2004. *The Handbook of Nanotechnology*, John Wiley & Sons Inc.
- Minkowycz, W. J., Sparrow, E., Abraham, J.P. (2016). *Nanoparticle heat transfer and fluid flow*, CRC Press, Boca Raton.
- Mintsa, H.A., Roy, G., Nguyen, C.T., & Doucet, D. (2009). New temperature dependent thermal conductivity data for water based nanofluids. *Int. J. Therm. Sci.*, 48:363–71.
- Mondrad, C. C., ve Pelton, J. F. (1942). Heat Transfer by Convection in Annular Spaces, *Trans. American Inst. Chem. Eng.*, 38, 593.
- Murshed, S., Leong, K., & Yang, C. (2009). a combined model for the effective thermal conductivity of nanofluids, *Appl Therm Eng*, 29, pp. 2477–2483.
- Naphon, P., M. Nuchjapo, & Kurujareon, J. (2006). Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib, *Energy Conversion and Management*, 47–3031–3044.
- Nasrin, R., Alim, M.A. Chamkha, A.J. (2013). Effects of physical parameters on natural convection in a solar collector filled with nanofluid, *Heat Transf. Res.* 42 (1)-73–88.
- Nguyen, C.T., Desgranges, F., Roy, G., Galanis, N., Maré, T., Boucher, S., & Mintsa, H.A. (2007). Temperature and particle-size dependent viscosity data for water-based nanofluids–hysteresis phenomenon. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 28: 1492–506.
- Olivier, J. A., ve Meyer, J.P. (2010). Single-phase heat transfer and pressure drop of the cooling of water inside smooth tubes for transitional flow with different inlet geometries, *HVAC & Res.* 16 (4)-471–496 (RP-1280).
- Pak, B.C., Cho, Y.I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Exp. Heat Transf.* 151–170.
- Patel, H. E., Sundararajan, T., & Das, S. K. (2010). An experimental investigation into the thermal conductivity enhancement in oxide and metallic nanofluids, *J. Nanoparticle Res.* 12-1015–1031.
- Petukhov, P.V. (1963). Theoretical calculation of heat exchange and frictional resistance in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties, *High Temp. Heat Phys.* 1-69–83.

- Pfitzner, J. (1976), *Anaesthesia*, s.273-275.
- Pinto, R. V., ve Fiorelli, F. A. S. (2016). Review of the mechanisms responsible for heat transfer enhancement using nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 108, 720-739.
- Qi, L.C., Liang, Rao, Z. (2016). Study on the flow and heat transfer of liquid metal based nanofluid with different nanoparticle radiuses using two-phase lattice Boltzmann method, *Int. J. Heat Mass Transf.* 94 -316–326.
- Raab, C., Simko, M., Gazso, A., Fiedeler, U., Nentwich, M. (2011). Production of nanoparticles and nanomaterials. *Nano Trust Dossiers*.
- Ramesh, R., ve Vivekananthan. R. (2014). Application of Al_2O_3 Nanofluid for Enhance Heat Transfer Rate in Shell and Tube Heat Exchanger, *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)* e-ISSN (2014): 2278-1684.
- Reynaud, S., Debray F., Franc J-P., &Maitre T. (2005). Hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional minichannels, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 3197-3211.
- Rohsenow, W. M., J. P. Hartnett, Y. I. Cho, *Handbook of heat transfer*, Third ed., McGraw-Hill, USA, 1998.
- Rouizi, Y., W. Al Hadad, D. Maillet, &Jannot, Y. (2015). Experimental assessment of the fluid bulk temperature profile in a mini channel through inversion of external surface temperature measurements, *Int. J. Heat Mass Transf.* 83-522–535.
- Routbort, J. (2009). *Nanomanufacturing*, Argonne National Lab, Michellin NorthAmerica, St.Gobain.Corp.http://www1.eere.energy.gov/industry/nanomanufacturing/pdfs/nanofluids_industrial.
- Saito, N. (1950). Concentration dependence of the viscosity of high polymer solutions, *Journal of Physical Society of Japan*, 5, 4–8.
- Seider, E.N., Tate, G.E. (1936) Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Industrial Engineering Chemical* 28, 1429–1453.
- Sergis, A., Hardalupas, Y., Anomalous heat transfer modes of nanofluids: a review based on statistical analysis. *Nanoscale Research Letters*, 6: 391, 2011.
- Shah, R.K., London L. (1978) *Laminar flow forced convection in ducts*. *Advances in Heat Transfer*, Academic, New York, Suppl. 1.
- Shah, R.K., Sekulic, D.P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Desing*, John Wiley & Sons. Inc.
- Shahrul, I.M., I.M. Mahbubul, R. Saidur, &Sabri, M.F. M. (2016). Experimental investigation on Al_2O_3 –W, SiO_2 –W and ZnO –W nanofluids and their application in a shell and tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 97 -547–558.
- Shankar, S, Jaiswal L, Aparna R, &Prasad R. (2014). Synthesis, haracterization, in vitro biocompatibility, and antimicrobial activity of gold, silver and gold silver alloy nanoparticles prepared from Lansium domesticum fruit peel extract, *Mater Lett*.137:75–8.

- Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M., & Ganji, D. D. (2015). Review of heat transfer enhancement methods: focus on passive methods using swirl flow devices, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 49, pp. 444-469.
- Siddik, N.A.C., Muhamad, M.N.A.W., Japar, W.M.A.A., & Rasid, Z.A. (2017). An overview of passive techniques for heat transfer augmentation in microchannel heat sink, *Int. Commun. Heat Mass Tran.*, 88.
- Singh, J., Toutbort, G., Chen, G. (2006). Heavy vehicle systems optimization merit review and peer evaluation, Annual Report, Argonne National Laboratory.
- Sinnott, R.K., (1996), Coulson & Richardson's Chemical engineering, Vol.6 Butterworth Heinemann.
- Sivasubramanian, M., Theivasanthi, T., & Manimaran, M. (2018). Experimental investigation on heat transfer enhancement in a minichannel using CuO-water nanofluid, *International Journal Of Ambient Energy*.
- Sobhan, C.B., ve Peterson, G.P. (2008). Microscale and nanoscale heat transfer fundamentals and engineering applications. 1st edition. Boca Raton, Florida: CRC Press, Taylor and Francis.
- Solangi, K. H., Kazi, S. N., Luhur, M.R., Badarudin, A., Amiri A., Sadri, R., Zubir, M. N. M., Gharehkhani, S., & Ten, K. H. A. (2015). Comprehensive review of thermo-physical properties and convective heat transfer to nanofluids, *Energy*; 89:1065–86.
- Sōmiya, S. (1989). Advanced technical ceramics, California, Academic Press.
- Song, S, Peng C, Gonzalez-Olivares AM, & Lopez-Valdivieso A. (2005). Study on hydration layers near nanoscale silica dispersed in aqueous solutions through viscosity measurement. *Journal of Colloid and Interface Science*; 287:114–20.
- Sundar, S., Naik, M.T., Sharma, K.V., M.K., Singh, & Reddy, T.C. S. (2012). Experimental investigation of forced convection heat transfer and friction factor in a tube with Fe₃O₄ magnetic nanofluid, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 37 -65–71.
- Şahin, F., & Namlı L. (2018). Nanoakışkanlarda kararlılığın ısı transferini iyileştirme açısından önemi, *Ömer Halisdemir University Journal of Engineering Sciences*, Volume 7, Issue 2, 880-898.
- Tam, L. M., ve Ghajar, A. J. (1997). Effect of Inlet Geometry and Heating on the Fully Developed Friction Factor in the Transition Region of a Horizontal Tube, *Experimental Thermal and Fluid Science*; 15:52-64.
- Tam, Lap-Mou, Afshin J., & Ghajar, (1997). Effect of Inlet Geometry and Heating on the Fully Developed Friction Factor in the Transition Region of a Horizontal Tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*; 15:52-64 © Elsevier Science Inc.
- TEMA, (2007). Tubular exchanger manufacturers association, inc., Standards of the tubular exchanger manufacturers association, Ninth ed., New York, 2007.
- Thakkar, K., K. Kumar, & Trivedi, , H. (2014). Thermal & Hydraulic characteristics of single phase flow in mini-channel for electronic cooling – Review, *Int. J. Innov. Res. Sci. Eng. Technol.* 3 9726–9733.
- Thulukkanam, K.(2013). Heat exchanger design handbook, Second ed., CRC Press, New York.

- Tiago, A. M., Debora C. M., & Ribatski, M. (2018). Nanofluids for heat transfer applications: a review, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 40:303.
- Timofeeva, E.V., Gavrilov, A.N., McCloskey, J.M., & Tolmachev, Y.V. (2007a). Thermal conductivity and particle agglomeration in alumina nanofluids: experiment and theory. *Physical Review*, 76:061203.
- Timofeeva, E.V., Routbort, J.L., & Singh, D. (2009b). Particle shape effects on thermophysical properties of alumina nanofluids. *Journal of Applied Physics*, 106, 014304.
- Trang, N. V., Trung, D. T., & Dzung, D. V. (2017). Experimental study of alternative minichannel heat exchanger for scooter radiator, *International Journal of Emerging Research in Management & Technology* Volume-6, Issue-4, pp: 46-50.
- Tseng, W, ve Li, K.C. (2003). Rheology and colloidal structure of aqueous TiO₂ nanoparticle suspensions. *Material Science Engineering*: 355:186–92.
- Ünverdi, M., H. Küçük, M.S. Yılmaz. (2019), Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a mini-channel shell and tube heat exchanger, *Heat and Mass Transf.* 55 1271–1286.
- Ünverdi, M., Islamoglu, Y. (2017). Characteristics of heat transfer and pressure drop in a chevron-type plate heat exchanger with Al₂O₃/water nanofluids, *Thermal Science*, 21-6A-2379-2391.
- Vajjha, R. S., Das, D. K., Kulkarni, D. P. (2010). Development of new correlations for convective heat transfer and friction factor in turbulent regime for nanofluids, *Int. J. Heat Mass Transf.* 53 4607–4618.
- VDI-Heat Atlas. (1993). VDI-verlag GmbH, Dusseldorf.
- VEDH. (1983). Heat exchanger design handbook, VDI-verland Hemisphere Publishing Corporation, Dusseldorf.
- Wadekar, V. V. (2005). Heat exchangers in process industry and mini- and microscale heat transfer, *Fifth Int. Conf. Enhanc. Compact Ultra-Compact. Heat Exch. Sci. Eng. Technol.* 318–322.
- Wang, X.Q., ve Mujumdar, A.S. (2007). Heat transfer characteristics of nanofluids: a review, *Int. J. Therm. Sci.* 46 (1)1–19.
- Wang, X., Xu, X., & Choi, S.U.S. (1999). Thermal conductivity of nanoparticles–fluid mixture, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 13 (4):474–80. .
- Webb, R. L., Kim, N. H. (2005b). *Principles of Enhanced Heat Transfer* (Second Edt.), Taylor & Francis Group, New York.
- Webb, R. L., Zhang, M. (1998a). Heat transfer and friction in small diameter channels, *Microscale Thermophysical Engineering*, 2:3, 189-202.
- Wen, D., Ding, Y. (2004a). Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (24) 5181.
- Wen, D., Zhang, L., He, Y. (2009b), Flow and migration of nanoparticle in a single channel. *Heat Mass Transfer*, 45:1061-1067.

- Xuan, Y., Q. Li, Hu, W. (2003). Aggregation structure and thermal conductivity of nanofluids, *AIChE Journal* 49-1038–1043.
- Xuan, Y., ve Li Q. (2000). Heat transfer enhancement of nanofluids, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21(1), 58–64.
- Xuan, Y., ve Roetzel, W. (2000). Conceptions for heat transfer Correlations of nanofluids, *Intenational Journal of Heat and Mass transfer*, 43-3701-3707.
- Xue ,Q. (2003). Model for Effective Thermal Conductivity of Nanofluids. *Phys. Lett. A.*, 307, 313-317.
- Yanjiao, Li, Zhou, J., Tung, S., Schneider, E., &Xi, S. (2009). A review on development of nanofluid preparation and characterization, *Powder Technol.* 196 (2) 89–101.
- Yu, W., Choi, &S.U.S. (2004). The Role of Interfacial Layers in the Enhanced Thermal Conductivity of Nanofluids: A Renovated Hamilton-Crosser Model. *J. Nanopart. Res.*, 6, 355-361.
- Yujin, H., Jae-Keun Lee, Jong-Ku. Lee, Young-Man Jeong, Seong-ir Cheong, Young-Chull Ahn, &Kim, S.H. (2008). Production and dispersion stability of nanoparticles in nanofluids, *Powder Technol.* 186 (2) (2008) 145–153.
- Zhang, Y. (2013). *Nanofluids Research, Development And Applications*, Nova Science Publishers, Inc., New York.
- Zhou, S.Q., ve Ni, R. (2008). Measurement of the specific heat capacity of water-based Al_2O_3 nanofluid, *Applied Physics Letters* 92, 093123.
- Zhu, H. T., Lin, Y. S., &Yin, Y. S. (2004), A novel one-step chemical method for preparation of copper nanofluids, *Journal of Colloid and Interface Science*, 277, 100–103.

EKLER

EK A. Belirsizlik Analizi

EK B. Sıcaklık Ölçerlerin Doğruluğu

EK C. Basınçölçerlerin Doğruluğu

EK D. Debimetrelerin Ölçüm Doğrulukları

EK. E. Örnek Hesaplama

EK F. Kern Yöntemi Isı Geçişi Faktör Grafikleri

EK A. Belirsizlik Analizi

Deney tesisatında ölçüm hassasiyeti yüksek ekipmanlar kullanılmıştır. Buna rağmen cihazların hassasiyetleri, okunabilirlikleri, okuma hatası, ortam şartları (ısı, ışık, nem, elektronik salınımlar) gibi sebeplerden dolayı ölçme belirsizlikleri meydana gelebilmektedir.

Deneyisel bulgulardaki belirsizliğin hesaplanması (uncertainty analysis) için birçok yöntem mevcuttur. Bu çalışmadaki belirsizlik hesabında, Kline ve McClintock (1953) tarafından önerilen yöntem kullanılmıştır. Bu yöntemle göre, hesaplanması gereken büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun.

Bu durumda $R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün toplam belirsizliği w_R , Kline ve McClintock'a göre aşağıdaki denklemle hesaplanmıştır.

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

Bu denklem esas alınarak yapılan belirsizlik analizinin sonuçları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo A.1. Su ve nanoakışkanlar için belirsizlik sonuçları.

İş akışkanı	Su		Al ₂ O ₃ -su nanoakışkanları											
	0		0,02		0,1		0,2		0,4		0,6		0,8	
	Max.	Min	Max.	Min.	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min
Reynolds sayısı	4,25	0,44	2,13	0,45	2,09	0,42	1,94	0,42	2,06	0,46	2,09	0,45	2,12	0,46
Gövde tarafı ısı güç (W)	17,68	9,37	17,18	8,57	17,07	8,36	16,98	8,38	15,45	8,21	15,80	8,30	16,21	8,22
Boru tarafı ısı güç (W)	7,01	2,52	4,84	2,25	4,84	2,19	4,49	2,20	4,42	2,16	4,54	2,26	4,36	2,25
Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m ² K)	11,04	4,65	6,97	4,27	8,90	4,25	6,72	4,18	7,81	4,07	8,48	4,23	8,49	4,24
Boru tarafı ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)	16,80	2,45	12,46	1,64	12,31	1,62	11,93	1,38	9,89	1,32	11,44	1,68	11,36	1,72
Boru tarafı Nu sayısı	17,54	2,55	13,13	1,72	13,12	1,72	12,60	1,68	10,76	1,42	12,51	1,83	12,52	1,88
Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (°C)	2,00	1,86	2,05	2,00	2,05	1,98	2,07	1,97	2,08	2,02	2,08	1,96	2,05	1,99
Sürtünme faktörü	11,04	4,24	10,37	6,02	9,03	7,63	9,37	6,97	9,00	5,71	9,13	5,00	6,60	5,71

EK B. Sıcaklık ölçerlerin doğruluğu

Deneysel çalışmaya başlanmadan önce, sıcaklık ölçmelerinde kullanılan 4 adet K-tipi termo elemanın ölçüm doğruluğu; su-buz karışımı ile kontrol edilmiştir. Bilgisayar yazılımından okunan tüm değerler 0°C'ye ayarlanmıştır. Ayrıca her deney serisinin başlangıcında, daha önceden oda sıcaklığında bekletilen 20 l hacimli kaptaki suyla tekrar sıcaklık ölçerlerin kontrolleri yapılmıştır. Gövde ve boru tarafında oda sıcaklığındaki su dolaştırılarak, tüm sıcaklık ölçerlerin aynı sıcaklığı gösterdiği tekrar kontrol edilmiştir. Gerekmesi durumunda bilgisayar yazılımından son kez ayarlamalar yapılmıştır.



EK C. Basınölerin doğruluğu

Sudan suya ısı geçişi deneylerinden önce çalışılan debi aralığında; dijital fark basınçölçer (şekil 4.16) ile ısı değiştiricinin giriş ve çıkış noktaları arasında yapılan fark basınç ölçümleri, cıvalı U-manometre ile karşılaştırmalı kontrol edilmiştir. Nanoakışkan deneylerinde yapılan fark basıncı ölçümlerinde, ölçüm doğruluğu kontrol edilen dijital fark basınçölçer kullanılmıştır.



EK D. Debimetrelerin ölçüm doğrulukları

Deneyssel çalışılan debi aralıklarında her seri deney yapılırken iki defa 5 l ve bir defa da 10 l hacimli hassas ölçü kaplarıyla, süre tutularak debimetrelerin ölçüm doğrulukları, zaman ortalamalı ağırlıklı kap ölçme yöntemiyle kontrol edilmiştir. Elde edilen değerler, debimetrelerin göstergelerinden okunan değerlerle karşılaştırılarak, her bir debi için debi düzeltme çarpanları hesaplanmıştır. Deneyssel sonuçların hesaplanmasında bu debi düzeltme çarpanları kullanılmıştır. Tablo D.1’de, ısı geçişi deneylerinde kullanılan debi düzeltme çarpanları verilmiştir.

Tablo D.1. Su için debi düzeltme çarpanları.

Okunan debi (l/sa.)	Okunan Debi (l/s)	Ölçülen Süre (5 L) (s)	Ölçülen Debi (5 L) (l/s)	Ölçülen Süre (10 L) (s)	Ölçülen Debi (10 L) (l/s)	Hata (5 L) (%)	Hata (10 L) (%)	Ortalama hata (%)
60	0,01667	255	0,01961	505	0,0198	15,00	15,83	15,42
80	0,02222	195	0,02564	395	0,02532	13,33	12,22	12,78
100	0,02778	151	0,03311	325	0,03077	16,11	9,72	12,92
125	0,03472	129	0,03876	259	0,03861	10,42	10,07	10,24
150	0,04167	114	0,04386	227	0,04405	5,00	5,42	5,21
175	0,04861	96	0,05208	196	0,05102	6,67	4,72	5,69
200	0,05556	86	0,05814	173	0,0578	4,44	3,89	4,17
225	0,0625	76	0,06579	151	0,06623	5,00	5,63	5,31
250	0,06944	69	0,07246	136	0,07353	4,17	5,56	4,86
275	0,07639	63	0,07937	127	0,07874	3,75	2,99	3,37
300	0,08333	56	0,08929	113	0,0885	6,67	5,83	6,25
325	0,09028	51	0,09804	104	0,09615	7,92	6,11	7,01
350	0,09722	48	0,10417	95	0,10526	6,67	7,64	7,15
375	0,10417	44	0,11364	89	0,11236	8,33	7,29	7,81
400	0,11111	41	0,12195	84	0,11905	8,89	6,67	7,78
450	0,125	37	0,13514	73	0,13699	7,50	8,75	8,13
500	0,13889	32	0,15625	65	0,15385	11,11	9,72	10,42
550	0,15278	29	0,17241	60	0,16667	11,39	8,33	9,86
600	0,16667	26	0,19231	54	0,18519	13,33	10,00	11,67
180	0,05	90	0,05556	182	0,05495	10,00	9,00	9,50

Tablo D.2. Nanoakışkan için örnek debi düzeltme çarpanları.

Okunan debi (l/sa.)	Okunan debi (l/s)	5 l ölçülen süre	5 l ölçülen (l/s)	10 l ölçül en süre	10 l ölçülen (l/s)	Yüzde hata 5 l (%)	Yüzde hata 10 l (%)	Düzeltilme çarpanları (%)
60	0,016667	260	0,019231	518	0,019305	13,33	13,67	13,50
80	0,022222	203	0,024631	410	0,02439	9,78	8,89	9,33
100	0,027778	163	0,030675	331	0,030248	9,44	8,17	8,81
125	0,034722	130	0,038344	266	0,037594	9,44	7,64	8,54
150	0,041667	110	0,045455	222	0,045045	8,33	7,50	7,92
175	0,048611	92	0,054348	186	0,053648	10,56	9,39	9,97
200	0,055556	78	0,063939	159	0,062893	13,11	11,67	12,39
250	0,069444	64	0,078125	128	0,078125	11,11	11,11	11,11
300	0,083333	52	0,096413	105	0,095238	13,57	12,50	13,03
350	0,097222	45	0,111383	91	0,110497	12,71	12,01	12,36
400	0,111111	39	0,129534	78	0,129016	14,22	13,88	14,05
425	0,118056	37	0,135135	73	0,136986	12,64	13,82	13,23
450	0,125	35	0,144425	69	0,1443	13,45	13,38	13,41
475	0,131944	32	0,15625	64	0,15625	15,56	15,56	15,56
500	0,138889	31	0,162707	62	0,160591	14,64	13,51	14,08
525	0,145833	29	0,172414	60	0,166667	15,42	12,50	13,96
550	0,152778	28	0,179598	57	0,175131	14,93	12,76	13,85
573	0,159167	26	0,192308	55	0,181818	17,23	12,46	14,85
600	0,166667	26	0,194553	52	0,191902	14,33	13,15	13,74
180	0,05	97	0,051562	195	0,051358	3,03	2,64	2,84

EK. E. Örnek hesaplama

Sudan-suya örnek hesaplama

Gövde tarafı (Sıcak akışkan):

Deneyssel ölçülen gövde tarafı sıcaklıkları:

$$\left. \begin{array}{l} T_{sic.,gir.} = 40,24^{\circ}\text{C} \\ T_{sic.,çık.} = 34,63^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} T_{sic.,ort.} = 37,44^{\circ}\text{C}$$

Yoğunluk:

$$\begin{aligned} \rho_{sic.} &= 1001,07 - 0,0885789 \times T_{sic.,ort.} - 3,46617 \times 10^{-3} \times T_{sic.,ort.}^2 \quad (R^2 \\ &= 99,9\%) \end{aligned}$$

$$\rho_{sic.} = 992,92 \text{ kg/m}^3$$

Özgül ısı:

$$\begin{aligned} c_{p,sic.} &= 4217,25 - 3,01528 \times T_{sic.,ort.} + 0,0780849 \times T_{sic.,ort.}^2 \\ &\quad - 0,81054 \times 10^{-3} \times T_{sic.,ort.}^3 + 3,32379 \times 10^{-6} \times T_{sic.,ort.}^4 \quad (R^2 \\ &= 99,6\%) \end{aligned}$$

$$c_{p,sic.} = 4177,81 \text{ kJ/kgK}$$

Dinamik viskozite:

$$\begin{aligned} \mu_{sic.} &= 1,75015 \times 10^{-3} - 51,7509 \times 10^{-6} \times T_{sic.,ort.} + 8,65854 \times 10^{-7} \times T_{sic.,ort.}^2 \\ &\quad - 7,53662 \times 10^{-9} \times T_{sic.,ort.}^3 + 2,58918 \times 10^{-11} \times T_{sic.,ort.}^4 \quad (R^2 \\ &= 99,9\%) \end{aligned}$$

$$\mu_{sic.} = 6,817 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$$

Isı iletim katsayısı:

$$\begin{aligned} k_{sic.} &= 0,559434 + 2,15742 \times 10^{-3} \times T_{sic.,ort.} - 9,65824 \times 10^{-6} \times T_{sic.,ort.}^2 \quad (R^2 \\ &= 99,9\%) \end{aligned}$$

$$k_{sic.} = 0,627 \text{ W/mK}$$

Gövde eş değer çapı :

$$D_e = 0,0044 \text{ m}$$

Deneyssel ölçülen hacimsel debi (Zaman ortalamalı ağırlıklı kap ölçme yöntemine göre rotametrenin ölçüm hatası %28,4):

$$\dot{V}_g = 180 \text{ l/sa.}$$

Gövde tarafı Re sayısı ve Pr sayısı:

$$Re_g = 686,48, Pr_{sic.} = 4,54 \text{ ve } Nu_g = 23,77$$

Isı geçiş faktörü (Kern grafiklerinden %25 kesme oranlı şaşırtma levhası:

$$j_h = 0,021$$

Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı:

$$h_g = 3387,22 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Gövde tarafı ısı güç:

$$Q_{sic.} = 1197,73 \text{ W}$$

Boru tarafı (Soğuk akışkan):

Deneyssel ölçülen boru tarafı sıcaklıkları:

$$\left. \begin{array}{l} T_{soğ.,gir.} = 19,97^\circ\text{C} \\ T_{soğ.,çık.} = 22,27^\circ\text{C} \end{array} \right\} T_{soğ.,ort.} = 21,12^\circ\text{C}$$

Boru tarafındaki suyun yoğunluk, özgül ısı, dinamik viskozite ve ısı iletim katsayısı:

$$\rho_{soğ.} = 997,65 \text{ kg/m}^3, c_{p,soğ.} = 4181,42 \text{ kJ/kgK}$$

$$\mu_{soğ.} = 9,78 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2, k_{soğ.} = 0,601 \text{ W/mK}$$

Boru tarafı Re sayısı ve Pr sayısı:

$$Re_b = 5881,17 \text{ and } Pr_{soğ.} = 6,8$$

Deneyssel ölçülen hacimsel debi (Zaman ortalamalı ağırlıklı kap ölçme yöntemine göre rotametrenin ölçüm hatası %13):

$$\dot{V}_b = 375 \text{ l/sa.}$$

Boru tarafı ısı güç:

$$Q_{soğ.} = 1129,06 \text{ W}$$

Gövde tarafı ısı güç, boru tarafı ısı güçten %5,73 daha yüksektir.

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{lm} = 16,26 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ortalama ısı güç:

$$Q_{ort.} = 1163,4 \text{ W}$$

Toplam ısı geçiş katsayısı:

$$U = 3650,1 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Deneysel boru tarafı ısı taşınım katsayısı:

$$h_b = 13161,96 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Deneysel basınç düşümü:

U-manometrenin yüksek basınç tarafı: 74,4 cm

U-manometrenin düşük basınç tarafı: 47,2 cm

U-manometrenin yüksek ve düşük basınç tarafları arasındaki fark: 0,272 m

Toplam basınç düşümü:

$$\Delta p_b = 36022 \text{ Pa (Cıvanın yoğunluğu } 13,500 \text{ kg/m}^3 \text{ alınmıştır.)}$$

Deneysel Fanning sürtünme faktörü:

$$f_b = 0,01811$$

Sudan-nanoakışkana örnek hesaplama

Gövde tarafı (Sıcak akışkan su):

Deneysel ölçülen gövde tarafı sıcaklıkları:

$$\left. \begin{array}{l} T_{sic.,gir.} = 40,14^{\circ}\text{C} \\ T_{sic.,çık.} = 34,67^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} T_{sic.,ort.} = 37,41^{\circ}\text{C}$$

Yoğunluk:

$$\rho_{sic.} = 992,91 \text{ kg/m}^3$$

Özgül ısı:

$$c_{p,sic.} = 4177,79 \text{ kJ/kgK}$$

Dinamik viskozite:

$$\mu_{sic.} = 6,821 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$$

Isı iletim katsayısı:

$$k_{sic.} = 0,627 \text{ W/mK}$$

Gövde eş değer çapı:

$$D_e = 0,0044 \text{ m}$$

Deneysel ölçülen hacimsel debi (Zaman ortalamalı ağırlıklı kap ölçme yöntemine göre rotametrenin ölçüm hatası %22):

$$\dot{V}_g = 180 \text{ l/sa.}$$

Gövde tarafı Re sayısı ve Pr sayısı:

$$Re_g = 813,92, Pr_{sic.} = 4,55 \text{ ve } Nu_g = 25,99$$

Isı geçiş faktörü (Kern grafiklerinden %25 kesme oranlı şaşırtma levhası:

$$j_h = 0,019$$

Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı:

$$h_g = 3700,99 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Gövde tarafı ısı gücü:

$$Q_{sic.} = 1383,67 \text{ W}$$

Boru tarafı (Soğuk nanoakışkan):**Deneysel ölçülen boru tarafı sıcaklıkları:**

$$\left. \begin{array}{l} T_{na,gir.} = 20,06^\circ\text{C} \\ T_{na,çık.} = 22,75^\circ\text{C} \end{array} \right\} T_{na,ort.} = 21,4^\circ\text{C}$$

Boru tarafında %0,4 hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanoakışkanın yoğunluk, özgül ısı, dinamik viskozite ve ısı iletim katsayısı:

Su için yoğunluk:

$$\rho_{soğ,su} = 997,59 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_p = 3890 \text{ kg/m}^3$$

$$\varphi = 0,004$$

Nanoakışkan için yoğunluk:

$$\rho_{soğ,na} = (1 - \varphi)\rho_{soğ,su} + \varphi\rho_p$$

$$\rho_{sic.} = 1009,16 \text{ kg/m}^3$$

Su için özgül ısı:

$$c_{p,su} = 4181,23 \text{ kJ/kgK}$$

$$c_{p,p} = 880 \text{ kJ/kgK}$$

Nanoakışkan için özgül ısı:

$$c_{p,na}\rho_{soğ,na} = (1 - \varphi)\rho_{soğ,su}c_{p,su} + \varphi\rho_p c_{p,p}$$

$$c_{p,na} = 4130,33 \text{ kJ/kgK}$$

Su için viskozite:

$$\mu_{su} = 9,71 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$$

Nanoakışkan için viskozite:

$$\mu_{na} = (1 + 5,5\varphi)\mu_{su}$$

$$\mu_{na} = 9,92 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$$

Su için ısı iletim katsayısı:

$$k_{su} = 0,601 \text{ W/mK}$$

Nanoakışkan için ısı iletim katsayısı:

$$k_{na} = 1 + 0,135(k_p/k_{su})^{0,273} \varphi^{0,467} (T_{na,ort.}/20)^{0,547} (100/d_p)^{0,234} k_{su}$$

$$k_p = 35 \text{ W/mK}$$

$$d_p = 40 \text{ nm}$$

$$k_{na} = 0,625 \text{ W/mK}$$

Boru tarafı Re sayısı ve Pr sayısı:

$$Re_{b,na} = 5835,66 \text{ and } Pr_{na} = 6,55$$

Deneyssel ölçülen hacimsel debi (Zaman ortalamalalı ağırlıklı kap ölçme yöntemine göre rotametrenin ölçüm hatası %25):

$$\dot{V}_b = 375 \text{ l/sa.}$$

Boru tarafı ısıl güç:

$$Q_{na} = 1313,27 \text{ W}$$

Gövde tarafı ısıl güç, boru tarafı ısıl güçten %5,09 daha yüksektir.

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{lm} = 15,96 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ortalama ısıl güç:

$$Q_{ort.} = 1348,47 \text{ W}$$

Toplam ısı geçiş katsayısı:

$$U = 4309,29 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Deneyisel boru tarafı ısı taşınım katsayısı:

$$h_{b,na} = 19656,21 \text{ W/m}^2\text{K}$$

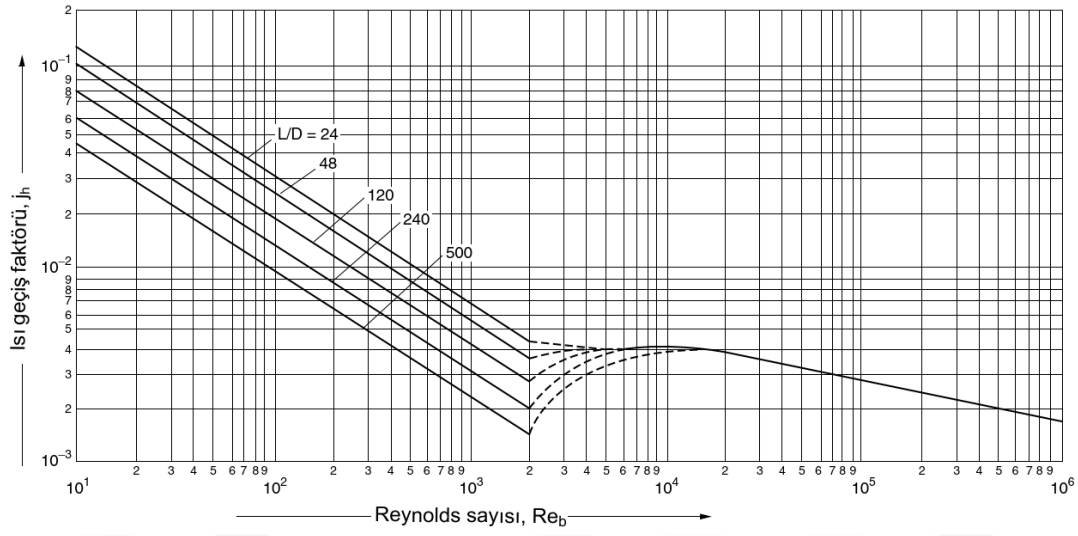
Nanoakışkan toplam basınç düşümü:

$$\Delta p_{b,na} = 43577,1 \text{ Pa}$$

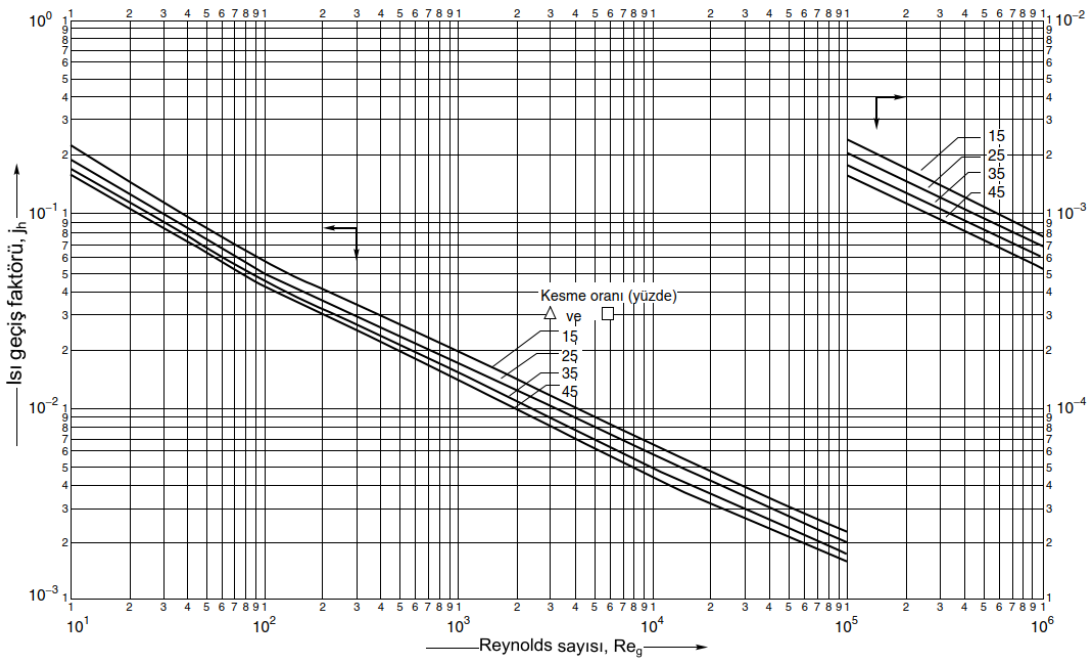
Deneyisel Fanning sürtünme faktörü:

$$f_{t,na} = 0,02185$$

EK F. Kern yöntemi ısı geçişi faktör grafikleri



Şekil.F1. Gövde borulu ısı değiştiricilerde boru tarafı için j_h faktörü.



Şekil. F2. Gövde borulu ısı değiştiricilerde gövde tarafı için j_h faktörü.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Mehmet Senan YILMAZ

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 1995, Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yükseklisans** : 1998, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Bilim Dalı
- **Doktora** : Halen devam ediyor, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Bilim Dalı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

1995: Pakpen Üretim ve planlama mühendisi.

1995-1998: BAİBÜ Düzce Myo Öğretim görevlisi.

1998-2000: BAİBÜ Bolu Myo Öğretim görevlisi.

2000-: BAİBÜ Gerede Myo Öğretim görevlisi.

TEZDEN TÜRETİLEN ESERLER:

Yılmaz, M.S., Küçük, H., Ünverdi, M. (2017). Gövde Borulu Mini Kanallı Isı Değiştirici De Isı Geçişinin Ve Basınç Kaybının Deneysel İncelenmesi, *Ulibtk 2017 21. Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi*.

Küçük H., Ünverdi, M., Yılmaz, M.S. (2018). Experimental investigation of heat transfer and development of shell side heat transfer correlation in a mini-channel shell and tube heat exchanger, *IV International Conference on Engineering and Natural Sciences (ICENS)*, 827-835.

Ünverdi M., Küçük, H., Yılmaz, M.S., Akcakale, N., (2019). Experimental investigation of heat transfer and development of tube side heat transfer correlation in a mini-channel shell and tube heat exchanger, *2nd International Energy & Engineering Conference, Gaziantep, Turkey*, 473-485.

Ünverdi M., Küçük, H., M.S. Yılmaz. (2019). Experimental investigation of heat transfers and pressure drop in a mini-channel shell and tube heat exchanger, *Heat and Mass Transf.* 55 1271–1286.

Küçük H., Ünverdi, M., Yılmaz, M.S. (2019). Experimental investigation of shell side heat transfers and pressure drop in a mini-channel shell and tube heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transf.* 143 -11843.

Yılmaz, M.S., Ünverdi, M., Küçük, H. (2019). An experimental study for thermal and hydraulic performance of a mini channel shell and tube heat exchanger using low concentration nanofluids prepared with Al_2O_3 nanomaterials, *Machines. Technologies. Materials* 13 (1), 29-35.

Yılmaz, M.S., Ünverdi, M., Küçük, H., Akcakale, N., Halıcı, F. (2022). Enhancement of heat transfer in shell and tube heat exchanger using mini-channels and nanofluids: An experimental study, *International Journal of Thermal Sciences* 179, 107664.

