

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

NANOAKIŞKANLI ÇİFT BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN OPTİMİZASYONU



GÜVEN ÖZÇELİK

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. AHMET SELİM DALKILIÇ

İSTANBUL, 2018

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

NANOAKIŞKANLI ÇİFT BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN OPTİMİZASYONU

Güven ÖZÇELİK tarafından hazırlanan tez çalışması 19.06.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Deniz YILMAZ

İstanbul Arel Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Galip TEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN

Marmara Üniversitesi

ÖNSÖZ

Endüstriyel tesislerde ve günlük hayatın içerisinde sıklıkla karşılaştığımız ısı değiştiricileri, iki ortam arasındaki sıcaklık farkından yararlanarak, gerektiği zaman kötü dış iklim koşulları altında çalıştığımız ofisin konforlu bir yer olmasını sağlarken gerektiği zaman da bir ısı güç santralinin buhar kazanındaki ısıyı kullanarak bir şehrin elektrik ihtiyacının karşılanmasını sağlamaktadır. Isı değiştiricileri ısıtma, soğutma ve havalandırma uygulamalarındaki buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı olarak; elektronik sistemlerde soğutma ekipmanı olarak ve kimya endüstrisinde damıtıcı olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu kadar geniş bir yelpazede ve geniş güç aralıklarında tasarlanabilen cihazlarda yapılacak ufak iyileştirmeler boyuttan ve enerjiden tasarruf noktasında çok önemlidir. Bu kapsamda birçok araştırma yapılmasına karşın mevcut sistemlerde iyileştirme ve yeni tasarımlar konusunda arayışlar devam etmektedir.

Bu çalışmada çift borulu bir ısı değiştiricisinde nanoakışkan kullanımının çalışma şartlarına etkisi ele alınmıştır. İç borudaki akışkan aynı kalacak şekilde (deniz suyu), halka tarafında motor yağına Ti, TiO₂, Cu, CuO, Al₂O₃, CNT (Çok Katmanlı Karbon Nanotüp) ve grafen katılarak elde edilen nanoakışkanlar kullanılmıştır. Toplam ısı transfer katsayısı, basınç düşümü, ısı transfer katsayısı gibi karakteristik özellikler her durum için detaylı biçimde incelenmiş olup maliyet analizine bağlı olarak en uygun çalışma şartlarının sağlandığı halka tarafı hızı belirlenmiştir. Bunun yanı sıra içteki borunun dış yüzeyi kanatsız ve kanatlı şekillerde tasarlanarak yapılan geometrik iyileştirmenin performans etkisi gözlemlenmiştir.

Tez çalışmam süresince yardımlarını esirgemeyen danışman hocam sayın Doç. Dr. Ahmet Selim Dalkılıç'a ve takıldığım yerlerde desteklerini aldığım sayın hocalarım Dr. Öğr. Üyesi Deniz Yılmaz ve Dr. Öğr. Üyesi Hatice Mercan'a teşekkürü borç bilirim.

Bu tez çalışmasında, ayrıca hayat boyunca, yanımda olan dostlarım Mardiros Engin ve Halil İbrahim Bedir'e ve onların nezdinde tüm dostlarıma sevgilerimi sunarım. Son olarak tüm hayatım boyunca varlığını hep yanımda hissettiğim başta annem, babam olmak üzere tüm aile fertlerime sevgi, saygı ve şükranlarımı sunarım.

Haziran, 2018

Güven ÖZÇELİK

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xii
ÖZET.....	xiv
ABSTRACT.....	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.2 Tezin Amacı.....	6
1.3 Hipotez.....	6
BÖLÜM 2	
ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ.....	7
2.1 Kuramsal Temeller.....	7
2.1.1 Isı Transfer Mekanizmaları.....	8
2.1.2 Boru İçinde Akış.....	11
2.2 Isı Değişiricilerin Sınıflandırılması.....	14
2.2.1 Isı Değişim Şekline Göre.....	15
2.2.1.1 Doğrudan (Direkt) Temaslı Isı Değişiriciler.....	15
2.2.1.2 Doğrudan Temaslı Olmayan (İndirekt) Isı Değişiriciler.....	16
2.2.2 Yüzey Yoğunluğuna (Kompaktlık) Göre.....	20
2.2.3 Konstrüksiyon Şekline Göre.....	22
2.2.3.1 Borulu Isı Değişiriciler.....	22
2.2.3.2 Plakalı Isı Değişiriciler.....	29
2.2.3.3 Genişletilmiş Yüzeyle Isı Değişiriciler.....	32
2.2.4 Isı Geçiş Mekanizmasına Göre.....	34

2.2.5 Farklı Akışkan Sayısına Göre.....	35
BÖLÜM 3	
ISI TRANSFERİ İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİ VE NANOAKIŞKANLAR	36
3.1 Pasif Yöntemler.....	39
3.1.1 Nanoakışkanlar	40
3.1.1.1 Nanoakışkanların Üretimi	41
3.1.1.2 Nanoakışkan Türleri	43
3.1.1.3 Nanoakışkanların Kullanımında Karşılaşılan Problemler	44
3.1.1.4 Nanoakışkanların Kullanım Alanları	45
3.1.2 Aktif Yöntemler	46
3.1.3 Birleşik (Karma) Yöntemler	47
BÖLÜM 4	
TEORİK OPTİMİZASYON MODELİ	48
4.1 Problemin Tanımı.....	48
4.1 Nanoakışkan Özelliklerinin Belirlenmesi.....	50
4.2 Isı Transferi Analizi	53
4.2.1 İç Taraf Akışkanı İçin.....	54
4.2.2 Halka Tarafı Akışkanı İçin	55
4.3 Basınç Düşümü Analizi	57
4.3.1 İç Taraf Akışkanı İçin.....	57
4.3.2 Halka Taraf Akışkanı İçin	58
4.4 Maliyet Analizi.....	58
BÖLÜM 5	
ELDE EDİLEN BULGULARIN SUNUMU	60
BÖLÜM 6	
SONUÇ VE ÖNERİLER	76
KAYNAKLAR	79
EK-A	
TÜM TASARIMLAR İÇİN DETAYLI TABLOLAR.....	84
ÖZGEÇMİŞ	103

SİMGE LİSTESİ

A	Isı transfer yüzey alanı (m ²)
A _c	Net serbest akış alanı (m ²)
C	Boru eleman fiyatı (\$)
C ₁	Yıllık yatırım maliyeti (\$)
C ₂	İşletme maliyeti (\$)
c _p	Sabit basınçta özgül ısı (J kg ⁻¹ °C ⁻¹)
d	Çap (m)
d _e	Isı transferi için eşdeğer çap (m)
d _h	Basınç düşümü için hidrolik çap (m)
el	Elektrik
f	Sürtünme katsayısı, akışkan
G	Gelen ışınım (W m ⁻²)
h	Isı taşınım katsayısı (W m ⁻² °C ⁻¹)
H _f	Kanat yüksekliği (m)
i	İç taraf
in	Giriş
k	Isı iletim katsayısı (W m ⁻¹ °C ⁻¹)
L	Boru uzunluğu (m)
L _h	Hidrodinamik giriş uzunluğu (m)
L _t	Isıl giriş uzunluğu (m)
m	Momentum, kanat değişkeni (Eşitlik 4.26 için)
\dot{m}	Kütle debisi (kg s ⁻¹)
n	Boru sayısı
n _f	Nanoakışkan
N _f	Bir boru için kanat sayısı
n _{ord}	Seri boru sayısı
N _t	Isı değiştiricisindeki iç boru sayısı
Nu	Nusselt sayısı
o	Dış taraf, toplam
oc	Temiz koşullar
of	Kirli koşullar
out	Çıkış
P	Pompalama gücü (W)

Pa	Parçacık
Pe	Peclet sayısı
Pr	Prandtl sayısı
P_w	Basınç düşümü için ıslak çevre (m)
P_h	Isı transferi için ıslak çevre (m)
Q	Isı yükü (W)
R	Yarıçap (m)
R_i	İçteki boru için kirlenme direnci ($m^2 W^{-1} °C^{-1}$)
R_{fo}	Halka tarafı için kirlenme direnci ($m^2 W^{-1} °C^{-1}$)
Re	Reynolds sayısı
s	Eşitlik 4.35 ve Eşitlik 4.39 için katsayı
t	Toplam
T	Sıcaklık
tb	Boru
T_w	Duvar sıcaklığı
tanh	Tanjant hiperbolik
U	Toplam dış yüzey alanına bağlı toplam ısı transfer katsayısı ($W m^{-2} °C^{-1}$)
u_{max}	Maksimum hız ($m s^{-1}$)
V_{avg}	Ortalama hız ($m s^{-1}$)
w	Duvar
w_1	İç borudaki akış hızı ($m s^{-1}$)
w_2	Halka tarafındaki akış hızı ($m s^{-1}$)
ΔP	Basınç düşümü (Pa)
ΔT	Sıcaklık farkı ($°C$)
ΔT_{lm}	Logaritmik sıcaklık farkı ($°C$)
α	Soğurganlık
δ	Kanat kalınlığı (m)
η_f	Kanat verimi (%)
η_o	Toplam verim (%)
η_p	Pompa verimi (%)
θ_y	Amortisman süresi (yıl)
θ_h	İşletme süresi (saat)
μ	Dinamik viskozite (Pa)
ε	Yayıcılık
π	Pi sayısı
ρ	Kütle yoğunluğu ($kg m^{-3}$), yansıtıcılık
σ	Stefan-Boltzman sabiti ($5.67 \times 10^{-8} W m^{-2} °C^{-4}$)
τ	Geçirgenlik
φ	Parçacık hacimsel derişimi (%)

KISALTMA LİSTESİ

AISI	American Iron and Steel Institute (Amerikan Demir ve Çelik Enstitüsü)
CF	Cleanliness Factor (Temizlik Faktörü)
CNT	Carbon Nanotube (Karbon Nanotüp)
MWCNT	Multi Walled Carbon Nanotube (Çok Katmanlı Karbon Nanotüp)
RSM	Response Surface Model (Yanıt Yüzey Modeli)
SAE	Society of Automotive Engineers (Otomotiv Mühendisleri Birliği)
SWNTs	Single Walled Nanotubes (Tek Katmanlı Nanotüpler)
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association (Borulu Isı Değiştiricileri Üreticileri Birliği)

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	Bir boruda hidrodinamik ve ısıl sınır tabakanın gelişimi [29]..... 12
Şekil 2. 2	İçinde laminer akış olan bir yatay boru ile eş merkezli seçilen ve yarıçapı r , kalınlığı δ_r ve uzunluğu dx olan diferansiyel akış elemanı [32] 13
Şekil 2. 3	Silindirik boru içindeki akış için enerji dengesinin yazılmasında kullanılan diferansiyel hacim elemanı [29]..... 13
Şekil 2. 4	Dolgu maddeli doğal çekişli soğutma kulesi (a) ve hiperbolik gövdeli doğal çekişli soğutma kulesi (b) [33]..... 15
Şekil 2. 5	Yüzeyle (a) ve dolgu maddeli (b) ısı değiştiricilerin çalışma prensibi [34] 16
Şekil 2. 6	Akış düzenine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması: (a) paralel akışlı; (b) ters akışlı; (c) çapraz akışlı, iki akışkanda karışmayan; (d) çapraz akışlı, 1. akışkan karışan, 2. akışkan karışmayan [34] 17
Şekil 2. 7	İki akışkanın süreç boyunca karışmadığı iki-geçişli çapraz-paralel akışlı ısı değiştiricileri. Geçiş dönüsünde boru akışkanı için: (a) aynı yönlü (b) ters yönlü akış durumu ve sembolik gösterimleri (c), (d) [35]..... 17
Şekil 2. 8	Disk tipi (a) ve tambur tipi (b) dolgu maddeli ısı değiştiricileri [34]..... 19
Şekil 2. 9	Akışkan yataklı ısı değiştiricisi [37] 20
Şekil 2. 10	Kompaktlığı artırıcı bazı kanat profilleri: (a) sade üçgen kanat (b) sade dikdörtgen kanat (c) dalgalı kanat (d) kaydırılmış şerit kanat (e) çok panjurlu kanat (f) oluklu kanat [38]..... 21
Şekil 2. 11	Isı değiştirici cihaz entegreli minyatürize edilmiş kalp-akciğer makinesinin prensip şeması [39] 21
Şekil 2. 12	Çift borulu/hairpin ısı değiştiricisi: (a) Genel şematik gösterim, (b): (i) çift borulu içteki boru sade, (ii) çift borulu içteki boru kanatlı, (iii) birden çok sade iç borulu yapı ve (iv) birden çok kanatlı iç borulu yapı [40] 23
Şekil 2. 13	Boruların seri olarak düzenlendiği çift borulu ısı değiştiricisi örneği [34] ... 23
Şekil 2. 14	Gövde borulu ısı değiştiricisi (bir gövde geçişli-bir boru geçişli) [29] 27
Şekil 2. 15	Gövde borulu ısı değiştiricileri için standart gövde tipleri ve ön/arka kafalar [37] 28
Şekil 2. 16	Havadan-suya ısı geçişi sağlanan spiral borulu ısı değiştiricisi modeli [41]. 29
Şekil 2. 17	Contalı plakalı ısı değiştiricisi [37]..... 30
Şekil 2. 18	İki akışkanın spiral ters akışlı olduğu bir spiral plakalı ısı değiştiricisi [35] .. 31
Şekil 2. 19	Lamelli ısı değiştiricisi; (a) genel şematik gösterim, (b) ısı değiştiricisi kesit alanı, (c) lameller [35] 31
Şekil 2. 20	İnce film ısı değiştiricisi [33]..... 32

Şekil 2. 21	Plakalı kanatlı ısı değiştiricisinin örnek bir konstrüksiyonu [34].....	33
Şekil 2. 22	Ceketli, serpantinli ve düz kanatlı karıştırıcı kap [33]	34
Şekil 3. 1	Kanatlı yüzey yapısı [42].....	37
Şekil 3. 2	Kirli bir boru yapısı [34].....	38
Şekil 3. 3	Pasif ısı transferi iyileştirmesinde kullanılan delikli helisel bükümlü şerit yapı [43]	40
Şekil 3. 4	İki adımlı nanoakışkan üretim yönteminin şematik gösterimi [49]	42
Şekil 3. 5	Tek adımlı nanoakışkan üretim yönteminin şematik gösterimi [49]	42
Şekil 4. 1	İncelenen çift borulu ısı değiştiricisi modellerinden bir örnek	50
Şekil 5. 1	İç borudaki akışkan hızına göre çift borulu ısı değiştiricisi modelindeki paralel boru sayısı	61
Şekil 5. 2	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı ve nanoakışkan karışımları için temizlik faktörü.....	61
Şekil 5. 3	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-titanyum esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı toplam ısı transfer katsayıları	62
Şekil 5. 4	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-bakır esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı toplam ısı transfer katsayıları	62
Şekil 5. 5	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-alüminyum esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı toplam ısı transfer katsayıları	63
Şekil 5. 6	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-CNT/grafen esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı toplam ısı transfer katsayıları	63
Şekil 5. 7	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-titanyum esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı halka tarafı basınç düşümleri	64
Şekil 5. 8	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-bakır esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı halka tarafı basınç düşümleri	64
Şekil 5. 9	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-alüminyum esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı halka tarafı basınç düşümleri	64
Şekil 5. 10	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-CNT/grafen esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı halka tarafı basınç düşümleri	65
Şekil 5. 11	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) durumunda farklı halka tarafı akışkanları için hesaplanan minimum toplam boru sayısı	65
Şekil 5. 12	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) durumunda farklı halka tarafı akışkanları için hesaplanan toplam ısı transfer alanı	66
Şekil 5. 13	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için halka tarafı kütleel debisine bağlı pompalama güçleri.....	67
Şekil 5. 14	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değiştiricisi maliyetleri.....	67

Şekil 5. 15	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-Ti kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri.....	68
Şekil 5. 16	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-TiO ₂ kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri.....	68
Şekil 5. 17	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-Cu kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri.....	68
Şekil 5. 18	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-CuO kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri.....	69
Şekil 5. 19	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-Al kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri.....	69
Şekil 5. 20	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-Al ₂ O ₃ kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri.....	69
Şekil 5. 21	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-CNT kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri.....	70
Şekil 5. 22	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-grafen kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri.....	70
Şekil 5. 23	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için tüm durumlarda halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri.....	71

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1	Isı taşınım katsayısının karakteristik değerleri [31]..... 10
Çizelge 2. 2	Pürüzsüz dairesel boru içerisinde laminer zorlanmış taşınım için Nusselt sayısı bağıntıları [34] 25
Çizelge 2. 3	Dairesel bir boru içerisinde tam gelişmiş türbülanslı zorlanmış taşınım için Nusselt sayısı bağıntıları [34] 26
Çizelge 4. 1	İçteki borusunun dış yüzeyinde kanatlar bulunan bir çift borulu ısı değiştiricisinin konstrüktif değerleri [33] 49
Çizelge 4. 2	Nanoakışkanlar ile ısı transferi iyileştirmelerine yönelik bazı çalışmaların sonuçları [49]..... 51
Çizelge 4. 3	Isı değiştiricisi akışkanları ve nanoparçacıkları için ısı iletkenlik, yoğunluk, özgül ısı ve dinamik viskozite değerleri 53
Çizelge 4. 4	Isı değiştiricisi nanoakışkanlarının maliyet karakteristikleri [60,61] 59
Çizelge 5. 1	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için kirliliğin etkisinin dikkate alındığı durumda motor yağı-Ti nanoakışkanı kullanımında halka tarafı hızlarına (ms^{-1}) göre değişen toplam ısı değiştiricisi maliyetleri ($\$/yıl^{-1}$)... 72
Çizelge 5. 2	Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için kirliliğin etkisinin dikkate alındığı durumda motor yağı-CNT nanoakışkanı kullanımında halka tarafı hızlarına (ms^{-1}) göre değişen toplam ısı değiştiricisi maliyetleri ($\$/yıl^{-1}$)... 73
Çizelge 5. 3	Kanatsız tasarım halinde (kirliliğin etkisi de dahil edildiğinde) karakteristik optimizasyon verileri 74
Çizelge 5. 4	Kanatlı tasarım halinde (kirliliğin etkisi de dahil edildiğinde) karakteristik optimizasyon verileri 75
Çizelge A. 1	Kanatsız tasarım halinde motor yağı için karakteristik veriler 85
Çizelge A. 2	Kanatsız tasarım halinde motor yağı-Ti için karakteristik veriler 86
Çizelge A. 3	Kanatsız tasarım halinde motor yağı-TiO ₂ için karakteristik veriler 87
Çizelge A. 4	Kanatsız tasarım halinde motor yağı-Cu için karakteristik veriler 88
Çizelge A. 5	Kanatsız tasarım halinde motor yağı-CuO için karakteristik veriler 89
Çizelge A. 6	Kanatsız tasarım halinde motor yağı-Al için karakteristik veriler 90
Çizelge A. 7	Kanatsız tasarım halinde motor yağı-Al ₂ O ₃ için karakteristik veriler..... 91
Çizelge A. 8	Kanatsız tasarım halinde motor yağı-CNT için karakteristik veriler..... 92
Çizelge A. 9	Kanatsız tasarım halinde motor yağı-Grafen için karakteristik veriler 93
Çizelge A. 10	Kanatlı tasarım halinde motor yağı için karakteristik veriler 94
Çizelge A. 11	Kanatlı tasarım halinde motor yağı-Ti için karakteristik veriler 95
Çizelge A. 12	Kanatlı tasarım halinde motor yağı-TiO ₂ için karakteristik veriler 96
Çizelge A. 13	Kanatlı tasarım halinde motor yağı-Cu için karakteristik veriler 97

Çizelge A. 14	Kanatlı tasarım halinde motor yağı-CuO için karakteristik veriler	98
Çizelge A. 15	Kanatlı tasarım halinde motor yağı-Al için karakteristik veriler	99
Çizelge A. 16	Kanatlı tasarım halinde motor yağı-Al ₂ O ₃ için karakteristik veriler.....	100
Çizelge A. 17	Kanatlı tasarım halinde motor yağı-CNT için karakteristik veriler.....	101
Çizelge A. 18	Kanatlı tasarım halinde motor yağı-Grafen için karakteristik veriler	102



NANOAKIŞKANLI ÇİFT BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN OPTİMİZASYONU

Güven ÖZÇELİK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Eş Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Deniz YILMAZ

Isı değiştiricisi borularının çapları, akış karakteristikleri, yatırım maliyeti, işletme maliyeti ve toplam maliyet üzerinde güçlü bir etkiye sahiptir. Kanat boyutlarının halka tarafı hidrolik çapını etkileyeceği de iyi bilinen bir durumdur. Her iki tasarımı aynı hacmi kapladığı durumda tasarıma kanatların eklenmesi ısı transfer alanını ve böylece ısıl yükü sade tasarıma göre artırmaktadır. Boruların kanat boyutlarının hesaplanmasında verilen akış debisinde ve ısı değiştiricisi boyutlarında özel önem verilmelidir.

Bu tez kapsamında, mevcut ısı değiştiricisi için uygun kanat boyutlarının belirlenmesi, maliyet analizlerini içeren en uygun çalışma şartları üretime ve gerçek hayatta kullanıma hazır olacak şekilde uygulanmıştır. Bunlara ek olarak, iş akışkanlarının ve kirli ve temiz durumların etkileri, performans, ömüre ve maliyet sorunlarına paralel olarak, toplam ısı transfer iyileştirmesi için incelenmiştir.

Bir ift borulu ısı değiştiricisinin detaylı analizinin incelemesi, içteki boruda deniz suyu akışının mevcutken ve sırasıyla kanatsız-kanatlı tasarımı durumunda, halka tarafında motor yağı ve motor yağının Ti, TiO₂, Cu, CuO, Al, Al₂O₃ nanoparçacıkları ile karbon nanotüp (MWCNT) ve grafen nano tabaka karıştırılmış nanoakışkan karışımları sabit bir parçacık derişimine sahipken sunulmuştur. Artan kanat sayısı ve azalan temizlik faktörü (CF) ile basınç düşümü ve pompalama gücü değerleri artarken, artan kanat sayısı ile toplam boru sayısı azalmaktadır. Farklı tiplerde nanoakışkanların maliyeti ve optimum halka tarafı hızını farklı şekillerde etkilediği bulunmuştur. Reynolds sayısının temizlik

faktörüyle, ısı transfer katsayısıyla ve basınç düşümüyle değişimi, ayrıca sürtünme katsayısının kütle debisi ile değişimi ve maliyet değerlerinin halka tarafı hızı ile değişimi gibi ayrıntılı çıktılar bulguların grafiklendirilmesi ile şekillerde gösterilmiştir.

Son olarak, bu şekillerdeki eğilim çizgilerinin görünümü beklendiği gibi elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çift borulu ısı değiştiricisi (hairpin ısı değiştiricisi), nanoakışkan, halka tarafı hızı, maliyet, optimizasyon



**OPTIMIZATION OF THE DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGERS HAVING
NANOFLUID**

Güven ÖZÇELİK

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Co-Adviser: Asst. Prof. Dr. Deniz YILMAZ

Diameter of the heat exchanger pipes has a strong effect on the flow characteristics and the investment, operation, and overall cost. It is known that fin dimensions affect annulus hydraulic diameters. The addition of fins to the design increases the heat transfer area and thus enhances the heat duty compared to bare design where both designs cover same volume. Special attention should be given to calculation of fin dimensions of pipes for given flow rates and heat exchanger dimension.

With in the scope of this thesis, determination of proper fin geometries, optimum operation condition with cost analysis for current heat exchanger have been performed to be ready for manufacturing and use in real life. In addition to these, effect of the type of the working fluids and fouled and clean cases are investigated for the total heat transfer enhancement in parallel with performance, lifetime, and cost issues.

Investigation of detailed analysis of a double-pipe heat exchanger model have been presented for engine oil and its nanofluid mixtures with Ti, TiO₂, Cu, CuO, Al, Al₂O₃ nanoparticles, carbon nanotube (MWCNT) and graphene nano sheet having a constant particle concentration in liquid phase flowing in annulus side in case of its unfinned

and the finned design, respectively, and sea water is flowing in the tube side in the meantime. Pressure drop and pumping power values increase with increasing fin number and decreasing with cleanliness factor (CF) whereas total tube number decreases with increasing fin number. It is found that different types of nanofluids affect the cost and optimum annulus side velocity differently. Comprehensive outputs are performed by plotting the findings in figures such as alteration of Reynolds of number with cleanliness factor, heat transfer coefficient, and pressure drop, also friction factor with mass flow rate, and cost values with annulus side velocities.

Finally, physical appearance of the trend lines in these figures have been achieved as expected.

Keywords: Double-pipe heat exchanger (hairpin heat exchanger), nanofluid, annulus side velocity, cost, optimization



1.1 Literatür Özeti

Isı değiştiriciler ısıyı sıcak taraftan soğuk tarafa akışkanlar arasında herhangi bir karışım oluşmadan aktaran cihazlardır. Gerekli ihtiyaca göre tasarlanan birçok çeşit ısı değiştiricisi tipi vardır. Örneğin, yoğuşma içeren çift borulu ısı değiştiricileri genellikle kimyasal işlem endüstrisinde tercih edilmektedir. Bu tarz ısı değiştiricilerini tasarlariken ederken, ısı değiştirici cihazın boyutu toplam ısı transfer performansını etkilediği için çok önemlidir.

Akışkan içerisine katı parçacıklarının eklenmesi ısı transferini iyileştiren en faydalı yöntemlerden birisi olarak test edilmiştir. Ancak zel şekillendirilmiş ve boyutlandırılmış asılı milimetrik veya mikrometrik parçacıkların kullanımında temel problemler aşınma, tıkanıklık, yüksek basınç düşümleri ve parçacıkların çökelmesi gibi muhtemel bazı zorluklara sebep olmalarıdır. Nanoparçacıklar sistemlerde ısı transferi iyileştirmesinin yanı sıra, dahil olduğu akışkanları çok yüksek ısıl özelliklere sahip kılmaktadır. Nanoparçacıklar genellikle çok düşük derişimlerde ve nanometre boyutlarında oluşturulur. Bu şekilde akışın gerçekleştiği kanalı tıkayacak şekilde meydana gelebilecek çökelmeler engellenmiş olur.

Kullanılan her ısı değiştiricide yüzey sıcaklığına, yüzey yapısına, kullanılan malzeme çeşidine, akışkan hızına ve akışkan yapısına bağlı olarak bir miktar kirlenme meydana gelmektedir. Kirlenme bir ısı değiştiricinin ısıl verimliliğini düşüren zamana bağlı bir problemdir. ısıl verimlilikte belirgin bir düşüş meydana geldiği zaman yapılacak olan temizlik ısı değiştirici cihazın performansını artıracaktır.

Isı değiştircileri için yeni geometrik tasarımlara bağlı olarak ısı transferi iyileştirmesi birçok araştırmacı tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Dizaji vd. [1] farklı dalgalı boru yapısı durumları için çift borulu ısı değiştircilerini deneysel olarak incelemiştir. Borular dalga yapısına bağlı olarak sınıflandırılmıştır (dışbükey veya içbükey). Yedi farklı yapı, düz boru durumu da dahil olmak üzere, karşılaştırılmıştır. Maksimum verimin dıştaki borunun içbükey dalgalı yapıda olması ve içteki borunun dışbükey dalgalı yapıda olması durumunda elde edildiği gözlemlenmiştir. Maksimum verim durumunda düz boru yapısına göre Nusselt sayısının 23-177% oranında ve sürtünme katsayısının 200-254% oranında arttığı gözlemlenmiştir. Yine başka bir çalışmada çift borulu ısı değiştircilerin ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir [2]. İçteki tüp farklı tipte kesilip bükülmüş (şerit şeklinde) helisel dalgalı yapıdadır. Tipik ticari şerit yapılarına kıyasla değiştirilmiş bu şerit yapısında taşınım ile ısı transferi ve sürtünme faktörünün arttığı gözlemlenmiştir. Yapılan bir dizi deneysel çalışmada ise delikli dairesel halka geometrileri ve aralık oranının ısı transferi miktarı üzerindeki etkileri incelenmiştir [3], [4], [5]. Delikli dairesel halka yapılarının, dairesel halka yapısına göre daha düşük ısı transferi artışı sağladığı ve daha düşük sürtünme faktörü oluşturduğu sonucuna varılmıştır [3]. Dairesel halka yapısında en yüksek ısı performans $Re=6000$, açık alan oranı (open area ratio) $\lambda=0.07$ ve $Pr=1.06$ koşulunda sağlanmıştır [4]. Sürtünme faktörü ve taşınım ile ısı transfer miktarı hatve oranı arttıca azalırken ve ısı performans hatve oranı azaldıkca artmıştır [5]. Çift borulu bir ısı değiştircisinin arttırılmış boru yüzeylerinin, kirlilik artışına etkisi deneysel olarak incelenmiştir ve boru yüzeylerinde yapılan artışın ısı verimliliği iyileştirdiği, ayrıca düşük Reynolds sayılarında bunun yüksek Reynolds sayılarına oranla daha belirgin olduğu gözlemlenmiştir [6].

Tasarım parametrelerinin sayısal optimizasyonu birçok çalışmanın ortaya çıkmasına neden oldu. Cavazzutti vd. [7] endüstriyel uygulamalarda kullanılan kanatlı eş merkezli borulu ısı değiştircilerini sayısal olarak araştırmıştır. Basınç düşümünü, kompaktlığı ve maliyeti optimize etmek için, kanat şekillerinin farklı tasarım değişkenleri incelenmiştir. En uygun geometrik parametrelerin, düşük ısı yük koşullarında ısı değiştircisinin verimliliğini önemli ölçüde arttırdığı sonucuna varılmıştır. Han vd. [8] içteki borunun oluklu ve dıştaki borunun düz olduğu çift borulu bir ısı değiştircisinin optimize edilmiş

geometrik özelliklerini sayısal olarak incelemiştir. Optimizasyon sürecinde dalga çapı, dalga yüksekliği; içteki ve dıştaki boru yüzeylerinin Nusselt sayıları ve yüzey sürtünme katsayıları (Fanning friction factor); basınç, hidrolik çap ve Reynolds sayısı kullanılmıştır. En uygun toplam ısı transfer katsayısı (en yüksek değer 1.12), Yanıt Yüzey Modeli [Response Surface Model (RSM)] ve yukarıda belirtilen parametrelerin Pareto uygunluk eğrileri (Pareto optimal curves) kullanılarak elde edilmiştir. Iqbal vd. [9] çift borulu bir ısı değiştiricisinin kanat şeklini ve kanat geometrik özelliklerini sayısal olarak incelemiştir. Kanatların şekli, parçalı kübik Hermite enterpolasyon polinomu kullanılarak tanımlanmıştır. En uygun şeklin ısı transfer katsayısını arttırdığı (ikizkenar yamuk biçimli kanada göre 203%, üçgen kanada göre 263% ve parabolik kanatlara göre 227%) ve maliyet ve sürtünme kayıplarını önemli ölçüde düşürdüğü gözlenmiştir. Kanatlı çift borulu ısı değiştiricisinin tasarım parametrelerinin ısı değiştiricisi verimliliği üzerine etkilerini araştırmak için yapılan sayısal çalışmalardan birinde konvectif ısı transferinin 178% arttığı gözlemlenmiştir [10]. Gorman vd. [11] içteki borusu helisel olarak bükülmüş çift borulu ısı değiştiricilerinin sayısal olarak incelemesini yapmıştır. Simülasyonlar, kararlı hal denklemleri ile hem paralel hem de karşı akış için sabit ve değişken sıvı özellikleri durumu göz önünde bulundurularak uygulanmıştır. Karşı akış durumunda, ısı transfer performansının önemli ölçüde arttığı aktarılmıştır. Hashemian vd. [12] konik biçimdeki çift borulu ısı değiştiricilerinin sayısal olarak incelemesini yapmıştır. Bu çalışmada en uygun geometrinin ısı değiştiricisinin verimini 55% ve ısı transferini 40% geliştirdiği gözlemlenmiştir. Shirvan vd. [13] gözenekli ortam ile doldurulmuş çift borulu ısı değiştiricileri üzerinde sayısal olarak çalışmalar yapmıştır. Reynolds sayısı $3000 \leq Re \leq 5000$ aralığında, Darcy sayısı $10^{-5} \leq Da \leq 10^{-3}$ aralığında ve gözenekli katman kalınlığı $1/3 \leq \delta \leq 1$ aralığında değişmekte olan bu çalışmada hem etkenlik hem de ısı transfer miktarının en yüksek değerleri $Re=500$, $Da=10^{-5}$ ve $\delta=1$ koşulları altında elde edilmiştir. Ahmad vd. [14] kanatlı çift borulu yapıların ısı transfer karakteristiğini sayısal olarak incelemiştir. Bu çalışma üssel kanat geometrisinin üçgen geometrisinden daha iyi olduğunu, katı ve akışkanın en uygun iletkenlik oranının yaklaşık 500 olduğunu ve en iyi performansın daha uzun, daha ince ve daha fazla sayıda kanat ile mümkün olduğunu göstermiştir. Dastmalchi vd. [15] Çift borulu ısı değiştiricisinin ısı verimliliğinin optimizasyonunda mikro kanat geometrisinin etkisini

sayısal olarak incelemiştir. Mikro kanadın görece yüksek bir Reynolds sayısına tabi tutulan en uygun yüksekliğinin ve görece düşük bir Reynolds sayısına tabi tutulan en uygun helis açısının ısı verimliliği artırdığı gözlemlenmiştir. Vaezi vd. [16] çift borulu ısı değiştiricilerinin iç tüpüne alternatif oval bir geometri düzenlenmesi durumunda ovalliğin en-boy oranının ısı transfer performansı üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemiştir. Bu inceleme alternatif olarak düzenlenen oval tüpün, dairesel duruma kıyasla performansı artırdığı laminer akış rejiminde yapılmış olup yüksek Reynolds sayılarında ($Re > 600$) en-boy oranının ısı transfer performansını artırdığı gözlemlenmiştir.

Geometrik tasarım unsurlarına ek olarak aynı zamanda nanoparçacıkların etkileri de birçok araştırmacı tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Chavda [17] bakır oksit (CuO) nano akışkan süspansiyon etkisinin çift borulu ısı değiştiricilerinin ısı aktarım karakteristikleri üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmıştır. Üç farklı hacimsel derişim saf su ile kıyas edilerek ısı transferinin yüksek nanoakışkan süspansiyon derişimlerinde (0.004%) iyileştiği gözlemlenmiştir. Prasad vd. [18] ikizkenar yamuk bükümlü şerit (trapezoidal cut twisted tape) yerleştirilmiş çift borulu bir ısı değiştiricide ısı transferi artırımını su- Al_2O_3 nanoakışkanı kullanarak incelemiştir. ısı transfer katsayısının artan nanoparçacık derişimine bağılı olarak saf su kullanımına kıyasla 34.24% değerine kadar arttığı gözlemlenmiştir. Buna ek olarak, saf su kullanımına kıyasla sürtünme katsayısının nanoparçacık artışına bağılı olarak 1.29 kata kadar arttığı gözlemlenmiştir. Kumar vd. [19] küçük boyutlu çift borulu ısı değiştiricileri deneysel olarak çalışmıştır. Soğutma sıvısı, farklı hacimsel oranların göz önüne alındığı damıtılmış su ve glikol karışımıdır. Daha yüksek derişimin (25%) hem türbülanslı hem de laminer akış rejimleri için ısı performansı arttırdığı görülmektedir. Sarafrazi ve Hormozi [20] yeşil çay ve gümüş nitrattan elde edilen özütler etilen-glikol su çözeltisi ile karıştırılarak üç farklı hacim derişimi için çift borulu bir ısı değiştiricisinde biyolojik nano akışkan olarak kullanılmıştır. Toplam ısı transfer katsayısı 1% hacimsel derişimde 67% oranında yükselmiştir. Maghlany vd. [21] bakır-su nanoakışkanlı, yatay çift borulu ısı değiştiricilerinde basınç düşüşü ve ısı transfer miktarı üzerine deneysel çalışmalar yapmıştır ve yüksek derişimde (3%) ısı aktarım hızının önemli ölçüde arttığını (23.4%) gözlemlenmiştir. İçteki boruda oluşacak dönme, daha yüksek ısı yük ihtiyacı

oluşturduğundan, ısı transfer miktarını artırır, bu nedenle basınç düşüşü ve dolayısıyla gerekli güç de artar. Goodarzi vd. [22] bir karşı akışlı çift borulu ısı değiştiricisinin ısı transfer performansını, grafen esaslı ve nitrojen katkılı bir nanoakışkanın farklı derişimleri için deneysel olarak araştırmıştır. Pourahmad ve Pesteei [23] iç boruya yerleştirilen çeşitli dalga şeritleri açıları için çift borulu ısı değiştiricilerini deneysel olarak incelemiştir. Dalga açıları 45° ila 150° arasında değişirken Reynolds sayısı 3000-13500 arasında değişmektedir ve en uygun dalga açısı etkinliğin 26-71% aralığında geliştirildiği 45 °C'de elde edilmiştir. Yapılan başka bir deneysel çalışmada ise düz ve spiral tel yapısının mevcut olduğu durumlarda çift borulu U bükmeli ısı değiştiricisi içindeki Fe₃O₄ nanoakışkanın etkisi incelenmiştir [24].

Son olarak ısı değiştiricileri üzerindeki nanoparçacık etkilerinin sayısal olarak incelemesi de birçok araştırmacı tarafından yapılmıştır. Mousavi vd. [25] manyetik alan etkisi altındaki sinüzoidal çift borulu bir ısı değiştiricisinin içindeki manyetik nanoakışkan için ısı transfer miktarını sayısal olarak araştırmıştır. İçteki borunun sinüzoidal formda olmasının ve manyetik alanın ısı transfer performansının arttığı gözlemlenmiştir. Saeedan vd. [26] helisel şaşırtmalı çift borulu bir ısı değiştiricisinde ısı transferi ve basınç düşümünü üç farklı nanoparçacık için (CuO, Cu ve CNT) farklı hacimsel debilerde sayısal olarak çalışmıştır. Nanoparçacık olarak bakır (Cu) kullanılması durumunda, artan derişimlerde, ısı transfer karakteristiklerinin önemli bir derecede artığı gözlemlenmiştir. Alhusseney vd. [27] kısmi olarak gözenekli metal köpükle doldurulmuş döner çift borulu ısı değiştiricisini sayısal olarak incelemiştir. Gözenekli köpük yapının ısı değiştiricisi performansını artırdığı sonucuna varılmıştır. Metal köpüğün mevcut kısmi kullanım durumunda basınç düşümü tam olarak doldurulmuş ısı değiştiricisine kıyasla önemli bir derecede fazladır. Sumathi ve Vijay [28] çift borulu hairpin ısı değiştiricisini farklı nanoakışkanlar kullanarak sayısal olarak incelemiştir. Hacimsel derişim arttıkça ısı özelliklerin arttığını ve alüminyum oksidin titanyum karbüre göre nanoparçacık olarak daha iyi performans gösterdiğini sunmuşlardır.

Literatürde yapılan çalışmalar yapılacak geometrik iyileştirmelerin ve uygun şartlar altında akışkana ilave edilecek nanoparçacıkların ısı değiştiricisinin performansını artırmada önemli bir yeri olduğunu göstermektedir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez bir çift borulu ısı değiştiricide halka tarafında nanoparçacık ve kanat kullanımının, maliyet analizlerini ve kirlenme faktörünü de kapsayacak şekilde, ısı transferi ve basınç düşümü performansları üzerine etkilerini incelemeyi amaçlamaktadır. Çalışmanın ana odağı geometrik boyutları belirli olan ve nanoakışkan akışı bulunan bir çift borulu ısı değiştiricisi için ortalama hız optimizasyonunun yapılmasıdır. Bu çalışmada ayrıca nanoakışkan özelliklerinin detaylı hesaplaması ve ısı transferi, basınç düşümü ve maliyet analizinin yatırımcı bütçelerine uygun ve tasarımcıların ihtiyaçlarını karşılayacak şekilde bir çift borulu ısı değiştiricisi tasarımı ele alınmıştır. Bu ihtiyaçlar farklı akışkan hızı ve farklı akışkan kullanımının ısı transfer potansiyeli, farklı sıcaklıklar için basit bir tekniğin geliştirilmesi, en uygun hızın belirlenmesi, maliyet değerlerinin karşılaştırılması ve kesin bir doğrulukta çift borulu ısı değiştirici sisteminin tasarlanması olarak sıralanabilir. Bu tez kapsamında, tüm bu ihtiyaçlar standardize edildiğinde, kirlenme etkilerinin ısı transfer yüzey alanı üzerindeki etkileri gözlemlenebilmektedir.

1.3 Hipotez

Son yıllarda, farklı mühendislik uygulamaları ve farklı tip ısı değiştiricisi tasarımları gereğince farklı tip nanoakışkanların ısı transferi performansı üzerine etkileri birçok çalışmada incelenmiştir. Yapılan çalışmalar içerisinde motor yağının deniz suyu ile ısıtılması amacıyla bir çift borulu sıvı-sıvı ısı değiştiricisinde halka tarafında nanoakışkan içeren veya içermeyen durum için halka tarafında hız optimizasyonu yapılan bir çalışma bulunmadığı görülmüştür. Bu tez, belirlenen bu eksiklik kapsamında literatüre katkıda bulunmayı amaçlamakta ve ısı transferi iyileştirmesinin incelenmesine yönelik bir metod önermektedir. Örnek bir ısı değiştiricisinin tasarımı ve işletmesi süresince karşılaşılan boyut analizleri, maliyet analizleri ve kirlenme etkilerinin ısı değiştiricisinin performansı üzerine etkileri detaylı olarak örneklenerek tasarımcıların bu konudaki motivasyonunun artırılması hedeflenmiştir.

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Sıcaklık farkı sonucu oluşan ve sistemin kendi içerisinde veya bir sistemden diğerine transfer edilebilen enerji türü ısı olarak tanımlanır. Bir sistemin bir denge durumundan başka bir denge durumuna geçişi sırasında aktarılan ısı transfer miktarı termodinamik bir çözümlenme ile ele alınabilir. Aktarılan bu enerjinin hızının belirlenmesinde ise ısı transferi çözümlenmesi yapılmalıdır. Yüksek sıcaklıktaki bir sistemden düşük sıcaklıktaki bir sisteme doğru aktarıldığı bilinen ısı transferi, bu iki sistem aynı sıcaklığa ulaştığı zaman duracaktır [29].

Pratikte karşılaşılan farklı ısı transferi problemleri iki sistemin aynı sıcaklığa ulaşmasının pek mümkün olmadığı durumlardır. Bu problemlerin çözümü üretilen cihazlarda değişik çeşitlerde donanım ve bu cihazlar içerisinde gerçekleşen ısı transferinin belirlenen standartlarda olabilmesi için değişik düzenlerde ısı transferi aygıtları gerektirir. Sınırlamaları belirli olan ısı transferini karşılayacak en verimli ısı transfer cihazını bulmak amacıyla yapılan çalışmalar birçok ısı değiştiricisi tasarım tipini ortaya çıkarmıştır.

2.1 Kuramsal Temeller

Isı transfer mekanizmalarından yoğunlukla iletim ve taşınımın aktif olduğu bilinen ısı değiştiricilerde, çözümlenmelerin doğru şekilde yapılabilmesi için, ısı transfer mekanizmaları ve ısı değiştiricisi içerisindeki akış iyi analiz edilmelidir.

2.1.1 Isı Transfer Mekanizmaları

Isı akışıyla olan enerji transferi yani ısı transferi doğrudan ölçülemez. Bununla birlikte ısı transferini ölçülebilen bir büyüklük olan sıcaklık ile ilişkilendirdiğimizde anlam kazandığı bilinmektedir. Isı transferi üç temel mekanizmadan oluşmaktadır.

- İletimle Isı Transferi (Kondüksiyon)
- Taşınım ile Isı Transferi (Konveksiyon)
- Işınım ile Isı Transferi (Radyasyon)

Gerçek hayatta karşılaşılan ısı geçişi olayları, her üç mekanizmanın da etkin olabildiği karmaşık bir şekilde gerçekleşmektedir.

İletimle Isı Transferi (Kondüksiyon): Isı geçişinin bir türü olan ısı iletimi malzeme içerisinde oluşan sıcaklık farkından dolayı meydana gelmektedir. İki sıvı veya iki gaz arasında da olabilmektedir. Termodinamiğin 2. Kanunu gereğince ısı akımının yönü yüksek sıcaklıktaki bir bölgeden düşük sıcaklıktaki bölgeye doğrudur. Yazın güneş ışınları vasıtasıyla (ışınım ile) ısınan bir yapıda duvar dış yüzeyinden bina içerisine doğru ısı aktarımı, ucunu sıcak bir kaynağa tuttuğumuz metal bir çubuğun ilk anda soğuk olan tutulan kısmının eli yakması, kış boyunca oluşan yerdeki donma olayları ısı iletimine örnek olarak gösterilebilir.

İletimle ısı transfer hızı (Q_{iletim}), sistem içerisindeki sıcaklık farkı ve ısı iletiminin gerçekleştiği doğrultuya dik yüzey alanı ile doğru orantılı, bu doğrultudaki uzaklıkla ters orantılı olarak değişmektedir. Fourier Isı İletim Kanunu bu durumun ifade edilebilmesi amacıyla geliştirilmiş bir bağıntıdır ve Kartezyen koordinatlar için aşağıdaki şekilde ifade edilebilir [29].

$$Q_x = -kA \frac{dT}{dx}, \quad Q_y = -kA \frac{dT}{dy} \quad \text{ve} \quad Q_z = -kA \frac{dT}{dz} \quad (2.1)$$

Bu denklemler ilgilenilen problemin geometrisine bağlı olarak küresel veya silindirik koordinatlarda da yazılabilmektedir.

Malzemelerin ısı iletim katsayıları sıcaklığa bağı olarak değişmekle birlikte, ortalama bir sıcaklık altında sabit değerler kullanılarak yeterince hassas çözümler elde edilebilmektedir.

Taşınım İle Isı Transferi (Konveksiyon): Taşınım olayı bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkan arasındaki ısı transferi olarak tanımlanır. Taşınım olayında yığın akışkan hareketi akışkan moleküllerinin rastgele hareketi birlikte ele alınmaktadır [30] Taşınım ile ısı transferi olayı da maddesel bir ortam gerektirdiği için iletimle ısı transferi ile benzer bir olay olarak değerlendirilebilir. Taşınım olayını iletim olayından ayıran özellik ise akışkan hareketinin gerekliliğidir [29].

Taşınım mekanizması bir sistem içerisindeki akış pompa, fan gibi zorlayıcı dış bir cihaz vasıtasıyla sağlanıyorsa zorlanmış taşınım, herhangi bir zorlayıcı dış kuvvet gerekmeden (ısıyan havanın yükselmesi, soğuyan havanın alçalması gibi) oluşuyorsa doğal taşınım olarak adlandırılır. Soğuk havalarda tenimizin temas halinde bulunduğu dış ortam havası ile tenimiz arasında gerçekleşen temas sonucunda ısı kaybetmemiz ve üşmemiz olayı doğal taşınım, bir pompa yardımıyla boru içerisinde akmaya zorlanan akış sırasında meydana gelen ve borular ile akışkan madde arasında gerçekleşen ısı transferi ise zorlanmış taşınım örnek olarak verilebilir. Isı transfer hızı, iletimle ısı transferine benzer olarak, taşınım ile ısı transferi de sıcaklık farkı ile doğru orantılı olarak değişir ve Newton'un Soğuma Yasası bu hızın ifade edilebilmesi için geliştirilmiş bir bağıntıdır.

$$Q_{\text{taşınım}} = hA(T_w - T_f) \quad (2.2)$$

Isı taşınım katsayısı aynı akışkan için farklı koşullarda çok farklı değerler alabildiği için özellik olarak tanımlanması yanlış olur. Bu nedenle malzemelerin ısıl iletkenlikleri, yoğunlukları, entalpileri gibi tablolaştırmak uygun olmaz [31]. Isı taşınım katsayısının farklı koşullarda yaklaşık değer aralıkları bilinmektedir (Çizelge 2.1).

Çizelge 2. 1 Isı taşınım katsayısının karakteristik değerleri [31]

SÜREÇ	h [W m ⁻² °C ⁻¹]
Doğal Taşınım	
Gazlar	5-30
Sıvılar	20-1000
Zorlanmış Taşınım	
Gazlar	20-300
Sıvılar	50-20000
Sıvı Metaller	5000-50000
Faz Değişimi	
Kaynama	2000-100000
Yoğunlaşma	5000-100000

Işınım İle Isı Transferi (Radyasyon): Vakum yapılmış bir çevre içerisinde bulunan ve çevresinden daha farklı sıcaklığa sahip olan bir katı malzemenin yüzeyinden iletimle veya taşınım ile ısı transferi oluşmasının imkansız olduğu bilinmektedir. Ancak çevre ile katı malzeme arasında bir süre sonra ısıl denge oluşacağı aşikardır. Bu ısıl dengenin gerçekleşmesi için gerekli enerji transferi, ışınım ile ısı transferi veya radyasyon olarak bilinen bir mekanizma ile sağlanır [30]. Bu mekanizmanın düzgün anlaşılması için bazı özelliklerin bilinmesi gereklidir.

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (2.3)$$

Burada ρ , α ve τ ışınım özellikleri olup sırasıyla yansıtıcılık, soğurganlık ve geçirgenliktir. Opak malzemelerde geçirgenlik sıfırdır ve böylece soğurganlık ve yansıtıcılık malzemenin ısı ışınımının belirgin değişkenleri olur. Opak bir malzemenin yüzeyinden çevreye ışınım ile olan net ısı transferi, malzeme tarafından soğurmayla gerçekleşen enerji transferi ile malzeme yüzeyinden yayılımla gerçekleşen enerji transferi arasındaki fark kadardır [30].

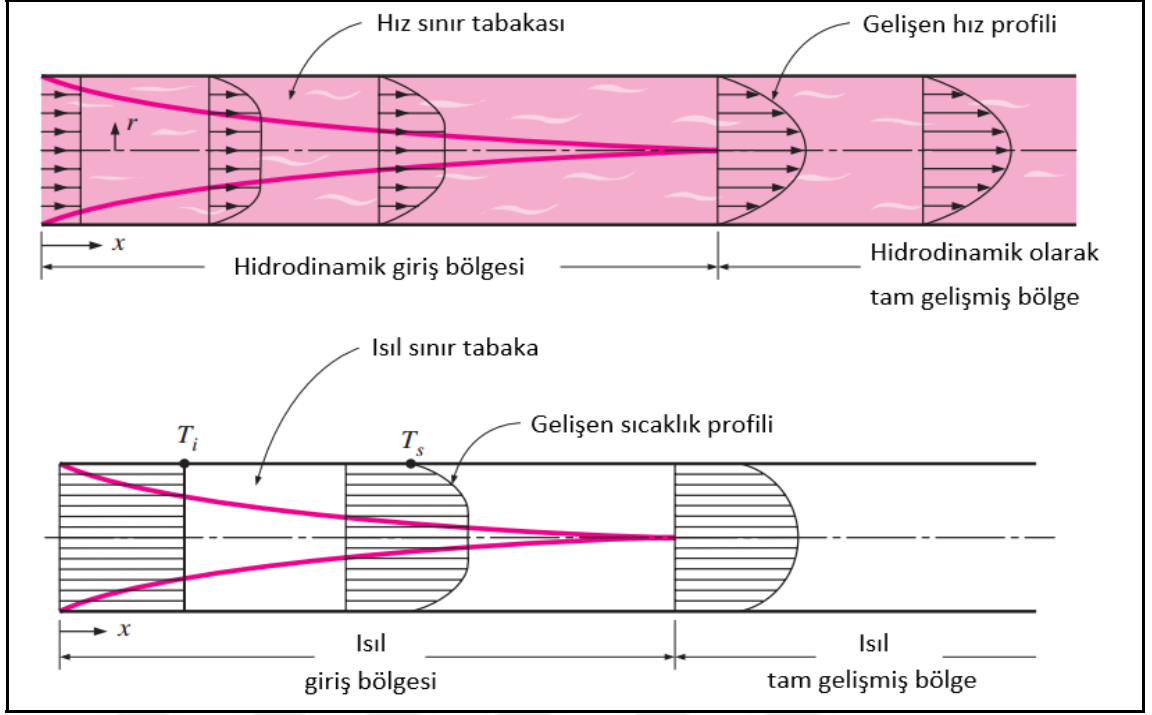
$$Q_{ışınım} = A(\epsilon\sigma T_{yüzey}^4 - \alpha G) \quad (2.4)$$

2.1.2 Boru İçinde Akış

Boru içindeki akış laminer, türbülanslı veya kararsız halde olabilir. Düşük hızlarda laminer akış gözlenirken akış hızının kritik bir değeri aşması durumunda türbülanslı oluşur. Bu hız değerinden önceki belirli hız aralığında ise laminer ve türbülanslı akış arasında kararsız bir akış söz konusudur. Ancak akış türleri incelenmeden önce hidrodinamik giriş bölgesi ve ısı giriş bölgesi kavramlarından bahsetmek gerekmektedir.

Giriş Bölgeleri ve Giriş Uzunlukları: Bir akış sırasında, yüzeyle temas halinde bulunan akışkan parçacıklarının kaymama koşulundan dolayı tamamen durgun halde olduğu bilinmektedir. Durgun haldeki akışkan tabakası kendisinin bitişiğindeki akışkan parçacıklarını da etkileyerek yavaşlatacaktır. Boru içinde akış dşnldğnde böyle bir durumda debinin sabit kalması için borunun orta kısmındaki akış hızının arttığı gözlenir. Sonuç olarak da boru içerisinde bir hız gradyeni –dolayısıyla hız sınır tabakası– gelişir. Akışkanların viskozitesinin sonucunda oluşan viskoz kayma kuvvetlerinin etkili olduğu bir hız sınır tabaka mevcuttur. Akışın boruya girdiği sınır ile hız sınır tabakanın akışın merkezine ulaştığı sınır arasında kalan bölge hidrodinamik giriş bölgesidir ve bu bölgenin uzunluğu da hidrodinamik giriş uzunluğudur. Hız profilinin sabit kaldığı giriş bölgesinin dışındaki bölge ise hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgedir.

Boru içinde akan akışkanın sıcaklık davranışı, hız davranışı ile benzerdir. Akışkan parçacıklarının sıcaklığı temas ettiği boru yüzeyinin sıcaklığı ile aynı olur ve bu da borunun orta bölgelerindeki akışkan parçacıklarını etkiler. İletimle ısı transferinin yüzeyde kısıtlı kalması boru içinde taşınım ile olan ısı transferini etkiler ve sonucunda ısı sınır tabakası gelişir. Akışın boruya girdiği sınır ile ısı sınır tabakanın akışın merkezine ulaştığı sınır arasında kalan bölge ısı giriş bölgesidir ve bu bölgenin uzunluğu da ısı giriş uzunluğudur. $(T_s - T) / (T_s - T_m)$ şeklinde yazılabilen boyutsuz sıcaklık profilinin sabit kaldığı giriş bölgesinin dışındaki bölge ise ısı olarak tam gelişmiş bölgedir [29].



Şekil 2. 1 Bir boruda hidrodinamik ve ısı sınır tabakanın gelişimi [29]

Laminer Akış: Boru içinde akışta laminar veya türbülanslı olma koşulu akışkanın özelliklerine, ilgilenilen probleme bağlı olarak değişmekle birlikte en genel kabule göre $Re < 2300$ için akış laminar, $2300 \leq Re \leq 10000$ için akış geçiş bölgesinde ve $Re > 10000$ için akış türbülanslı olarak kabul edilmektedir. Laminer akış için hidrodinamik giriş uzunluğu ve ısı giriş uzunluğu yaklaşık olarak belirlenebilir ve sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir [32].

$$L_{h,laminer} \cong 0.05 Re D \quad (2.5)$$

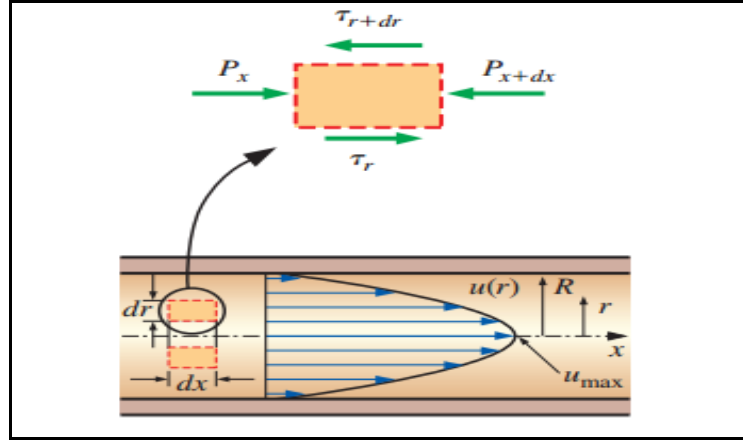
$$L_{t,laminer} \cong 0.05 Re Pr D = Pr L_{h,laminer} \quad (2.6)$$

Genel kabuller altında (sıkıştırılmaz ve sabit termofiziksel özellikteki akışkanlar) dairesel bir boru içerisinde tam gelişmiş akış için hız profili ise [32]:

$$u(r) = 2V_{avg} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) \quad (2.7)$$

Benzer şekilde tam gelişmiş akış için yazılabilen ve hem laminar hem de türbülanslı durumda geçerli olan basınç kaybı, (2.8)'deki gibi yazılabilir [32].

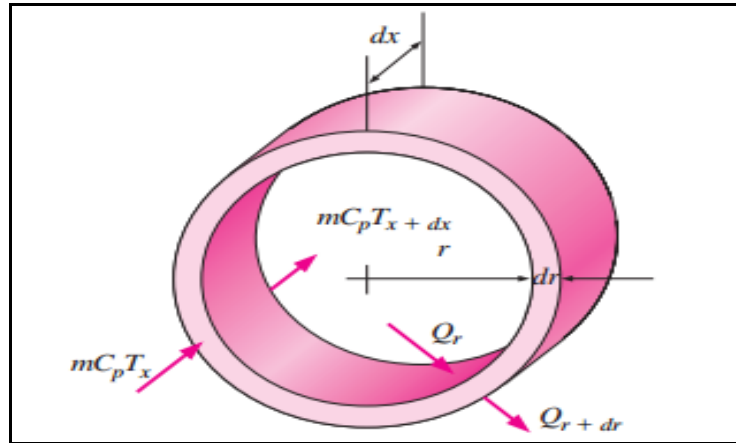
$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{avg}^2}{2} \quad (2.8)$$



Şekil 2. 2 İçinde laminer akış olan bir yatay boru ile eş merkezli seçilen ve yarıçapı r , kalınlığı dr ve uzunluğu dx olan diferansiyel akış elemanı [32]

Termofiziksel özelliklerin sabit alındığı ve viskoz gerilmelerden kaynaklanan işin ihmal edildiği dairesel bir boru boyunca (x yönünde) akan V hızındaki laminer tam gelişmiş akış için kararlı hal enerji dengesi yazılarak sıcaklık profili elde edilebilir [29].

$$V \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (2.9)$$



Şekil 2. 3 Silindirik boru içindeki akış için enerji dengesinin yazılmasında kullanılan diferansiyel hacim elemanı [29]

Dairesel bir boruda sabit yüzey akısında ve sabit yüzey sıcaklığında tam gelişmiş akış için Nusselt bağıntıları aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad , \quad (q_s = \text{sabit}) \quad (2.10)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} = 3.66 \quad , \quad (T_s = \text{sabit}) \quad (2.11)$$

Türbülanslı Akış: Pratikte mühendislik problemlerinin çoğunda incelenen akış türbülanslıdır. Giriş etkilerinin borunun çapının 10 katı uzaklıkta ihmal edilebilir olduğunun kabul edildiği pratikte, türbülanslı akışta hidrodinamik ve ısı giriş uzunlukları yaklaşık olarak aynı alınabilir [29].

$$L_{h,laminer} \cong L_{h,türbülanslı} \cong 10D \quad (2.12)$$

Bu durum bize türbülanslı akış için giriş uzunluklarının Re sayısından neredeyse hiç etkilenmediğini göstermektedir. Türbülanslı boru akışı için çok sayıda hız profili türetilmesine karşın kuvvet yasası hız profili bunların içerisinde en basiti ve en iyi bilinenidir [32].

$$\frac{u}{u_{\max}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n} \quad (2.13)$$

Burada “n” Reynolds sayısına bağlı olarak değişen bir sabittir ve n=7 pratikteki birçok akış için yaklaşık çözümler sunar. Teorik olarak belirlenmesi zor olan türbülanslı akışlardaki ısı transfer katsayısı bağıntıları genel olarak deneysel verilerden elde edilir. Nusselt sayısı türbülanslı akışta sürtünme faktörüyle ilişkilidir ve Chilton-Colburn Benzerliği kullanılarak yazılabilir [32].

$$Nu = 0.125 f Re Pr^{1/3} \quad (2.14)$$

2.2 Isı Değişiricilerin Sınıflandırılması

Mühendislik uygulamalarında en sık karşılaşılan problemlerden birisi sıcaklıkları birbirinden farklı olan iki ya da daha fazla akışkan arasında gerçekleşen ısı değişiminin belirlenmesidir. Böyle bir enerji değişiminin gerçekleştiği cihazlar, genellikle ısı değiştiricisi olarak isimlendirilmektedir. Isıtma-soğutma-havalandırma sistemlerinde, kimya endüstrisinde, termik santrallerde, alternatif enerji kaynaklarının değerlendirilmesi gibi birçok alanda bu cihazlardan yararlanılmaktadır [33].

Pratikte kullanım alanları bu şekilde değişebilen ısı değiştiricileri, kullanıldıkları yerin çalışma şartlarına, dış çevre etkilerine, hacimlerine ve kullanım proseslerine bağlı olarak farklı konstrüksiyonlarda, boyutlarda ve kapasitelerde olabilmektedir. Isı

değiştircilerin sınıflandırmaları farklı Şekillerde yapılmakta olup detaylı olarak aktarılmıştır.

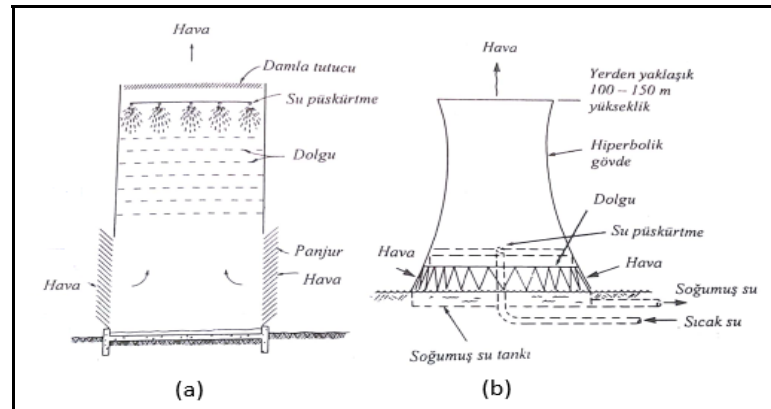
2.2.1 Isı Değişim Şekline Göre

Isı değiştircilerde ısı transferi akışkanlar arasında veya akışkanlar ile katılar arasında gerçekleşir. Bu ısı transferi doğrudan bir temasın mevcut olması ve doğrudan temasın olmaması durumuna göre iki gruba ayrılabilir.

2.2.1.1 Doğrudan (Direkt) Temaslı Isı Değiştirciler

Bu tipte ısı değiştircilerinde aralarında sıcaklık farkı bulunan akışkanlar, akışkan ile katı cisimler doğrudan temas ettirilerek veya karıştırılarak ısı transferi gerçekleşir. İki farklı akışkanın temas ettirildiği sistemlerde, genelde akışkanlardan birisinin gaz, diğerinin ise buharlaşma basıncı küçük olan bir sıvı olması durumu mevcuttur. Bunun amacı ise ısı transferi işleminden sonra akışkanların birbirinden kendiliğinden ayrılmasıdır [33].

Akışkanlar arasında bir duvar, ara yüzey gibi bir yapının bulunmaması bu iki akışkanın sıcaklıklarının daha çabuk birbirine yaklaşmasını sağlamaktadır. Ayrıca bu tip ısı değiştircilerinde ısı transferi kütle transferi ile birlikte gerçekleşir. Soğutma kuleleri doğrudan temaslı ısı değiştircileri için güzel bir örnek olup endüstriyel işlemlerde oluşan ısının atılması amacıyla kullanılır. Soğutma kulelerinde amaç sistemde oluşan sıcak suyun damlacıklar halinde veya dolgu maddelerinin üzerinde iken hava ile soğutulmasıdır. Bu sistemlerde genellikle suyun yerçekimi ile aşağı düşmesi sağlanırken, soğutucu hava kütlesi su ile temas ettirilir.

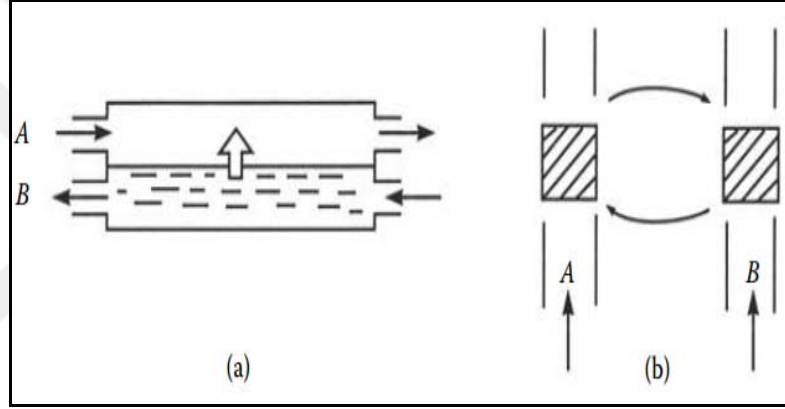


Şekil 2. 4 Dolgu maddeli doğal çekişli soğutma kulesi (a) ve hiperbolik gövdeli doğal çekişli soğutma kulesi (b) [33]

2.2.1.2 Doğrudan Temaslı Olmayan (İndirekt) Isı Değiştiriciler

Bu tip ısı değiştiricilerde akışkanlar arasında ısı transferi direkt olarak gerçekleşmez. Bunun yerine akışkanlar arasında bulunan sızdırmaz bir arayüzey (ara madde) vasıtasıyla ısı transferi gerçekleşir.

Yüzeyle (Rekuperatif) Isı Değiştiricileri: Isı transferi gerçekleştirilen çoğu cihazda akışkanların birbiriyle karışmasını engellemek amacıyla genellikle metal malzemelerden yapılmış olan katı bir yüzey ile akışkanlar birbirinden ayrılırlar. Bu şekilde tasarlanan ve ısı geçişinin bu arayüzey aracılığıyla doğrudan sağlandığı ısı değiştiricileri yüzeyle ısı değiştiricileri olarak adlandırılır. Şekil 2.4'te gösterilen yüzeyle ısı değiştiricisi modelinde B akışkanından A akışkanına ısı geçişi doğrudan arayüzey aracılığıyla olmaktadır.

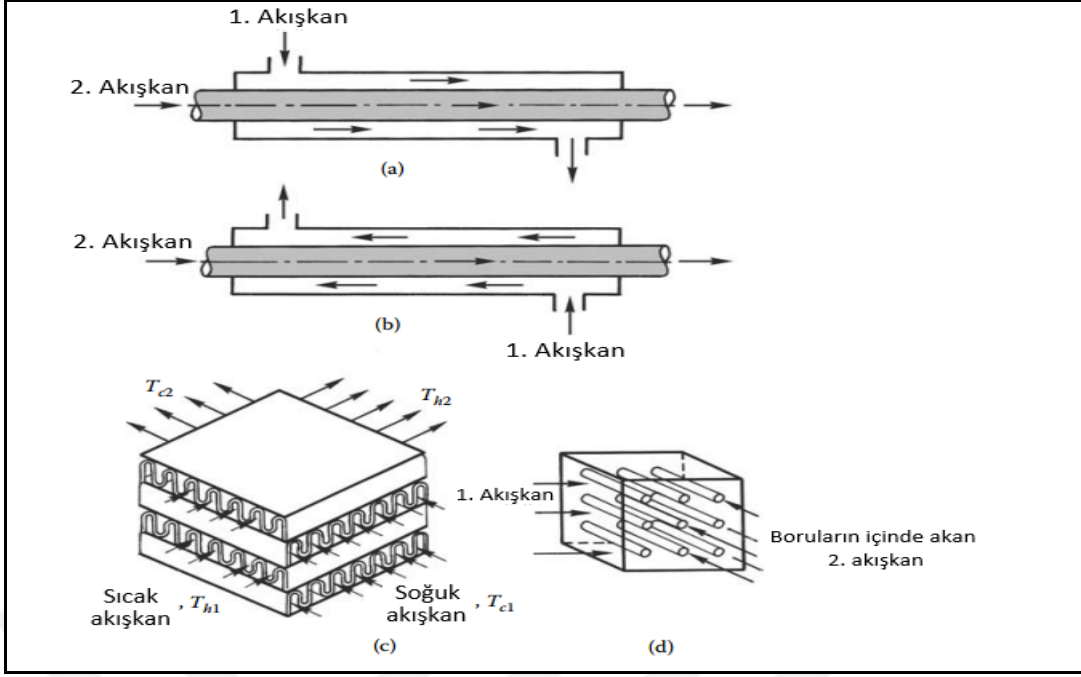


Şekil 2. 5 Yüzeyle (a) ve dolgu maddeli (b) ısı değiştiricilerin çalışma prensibi [34]

Yüzeyle ısı değiştiricileri kendi içerisinde akış şekline göre iki grupta sınıflandırılabilir.

▪ Tek Geçişli Isı Değiştiricileri

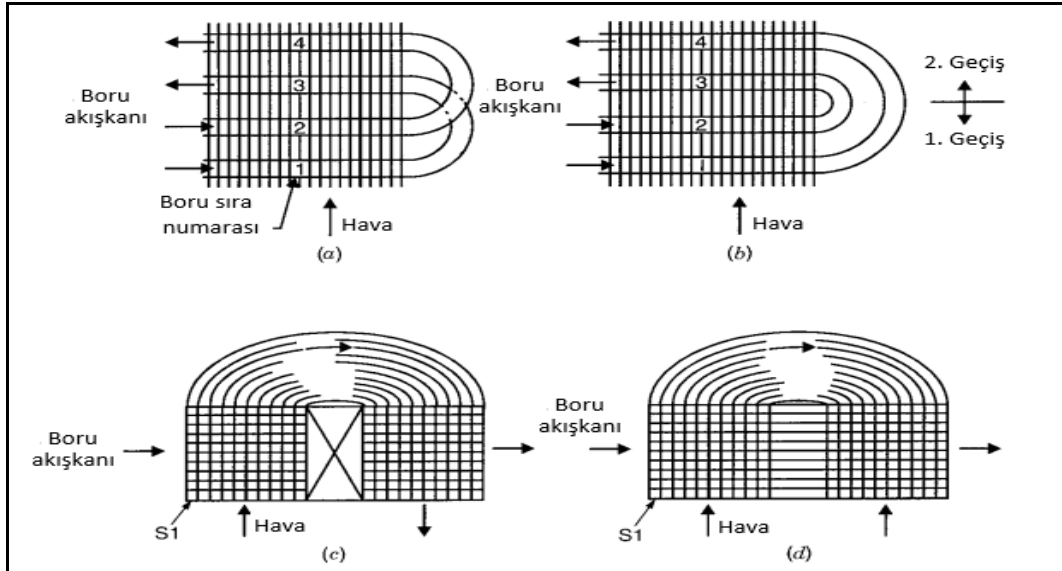
Akışın yönüne göre paralel akışlı, ters akışlı ve çapraz akışlı olarak değişik şekillerde olabilen bu ısı değiştiricilerde temelde bu akışlardan yalnızca birisi gerçekleşir.



Şekil 2. 6 Akış düzenine göre ısı değıştircilerin sınıflandırılması: (a) paralel akışlı; (b) ters akışlı; (c) çapraz akışlı, iki akışkanda karışmayan; (d) çapraz akışlı, 1. akışkan karışan, 2. akışkan karışmayan [34]

▪ Çok Geçişli Isı Değıştircileri

Paralel akışlı, ters akışlı ve çapraz akışlı ısı transferi düzeninin ısı değıştircisi içerisinde seri halde meydana geldiği ısı değıştircilerdir. Isı değıştircinin veriminin iyileştirilmesi açısından geçiş sayısının fazla olması iyi bir durumdur.



Şekil 2. 7 İki akışkanın süreç boyunca karışmadığı iki-geçişli çapraz-paralel akışlı ısı değıştircileri. Geçiş dönüşünde boru akışkanı için: (a) aynı yönlü (b) ters yönlü akış durumu ve sembolik gösterimleri (c), (d) [35]

Farklı akış şekillerinde ısı değiştiricisi içindeki sıcaklık dağılımı da farklı olacağından, tasarımı yapılacak bir ısı değiştiricisinde hangi akış şeklinin daha iyi bir performans göstereceği aşağıda formülleri verilen ortalama logaritmik sıcaklık farkı değeriyle oldukça ilgilidir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı değerinin paralel akışlı ve ters akışlı ısı değiştiricileri için basit şekilde hesaplanabilirken, çok geçişli ve çapraz akışlı ısı değiştiricileri için karmaşık olduğu görülür [33].

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.15)$$

Farklı akış geçişlerinde ΔT_m ortalama sıcaklık farkı birbirinden farklı şekilde belirlenir.

Tek geçişli paralel ve ters akışlı ısı değiştiricileri için;

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.16)$$

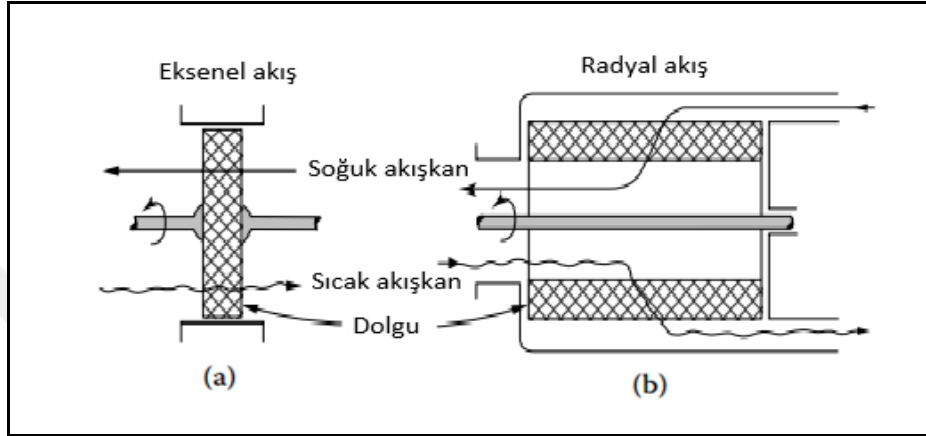
Ters akışlı ısı değiştiriciler için ısı kapasite debilerinin eşit olması ($C_1=C_2$) halinde yukarıdaki eşitlikte $\Delta T_1 = \Delta T_2$ gibi bir durumun oluşması sebebiyle L'Hospital kuralı uygulanır ve $\Delta T_m = \Delta T_1 = \Delta T_2$ şeklinde elde edilebilir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı çok geçişli ve çapraz akışlı ısı değiştiricileri için daha karmaşık bir formülasyonla ifade edilebilir.

$$\Delta T_m = \frac{\sqrt{(t_{1,g} - t_{1,\phi})^2 + (t_{2,\phi} - t_{2,g})^2}}{\ln \left[\frac{(t_{1,g} + t_{1,\phi}) - (t_{2,g} + t_{2,\phi}) + \sqrt{(t_{1,g} - t_{1,\phi})^2 + (t_{2,\phi} - t_{2,g})^2}}{(t_{1,g} + t_{1,\phi}) - (t_{2,g} + t_{2,\phi}) - \sqrt{(t_{1,g} - t_{1,\phi})^2 + (t_{2,\phi} - t_{2,g})^2}} \right]} \quad (2.17)$$

Dolgu Maddeli (Rejeneratif) Isı Değiştiricileri: Bazı ısı değiştiricisi modellerinde ise ısı geçişi doğrudan bir arayüzey aracılığıyla olmaz. Isı önce döner veya sabit dolgu maddeli bir yapının içerisine sıcak akışkandan çekilerek depo edilir, daha sonra depo edilen ısı bu yapıdan soğuk akışkana aktarılır [33]. Bu sistemde akışı önce sağlanan sıcak akışkan dolgu maddesinin enerji depolamasını sağlarken, akışı belirli bir zaman sonra sağlanan soğuk akışkan dolgu maddesinin depoladığı ısıyı çekmektedir. Aşağıda gösterilen dolgu maddeli ısı değiştiricisi modelinde B sıcak akışkan olup dolgu maddesinin enerji

depolamasını sağlarken, A soğuk akışkanı dolgu maddesinden enerji çekerek ısınmaktadır [34].

Dolgu maddeli ısı değiştiricileri kendi içerisinde döner dolgu maddeli ve sabit dolgu maddeli olarak sınıflandırılabilen olup, Şekil 2.5'te döner dolgu maddeli ısı değiştiricilerin kendi alt sınıflarından olan disk tipi ısı değiştiricisi ve tambur tipi ısı değiştiricisi gösterilmiştir.

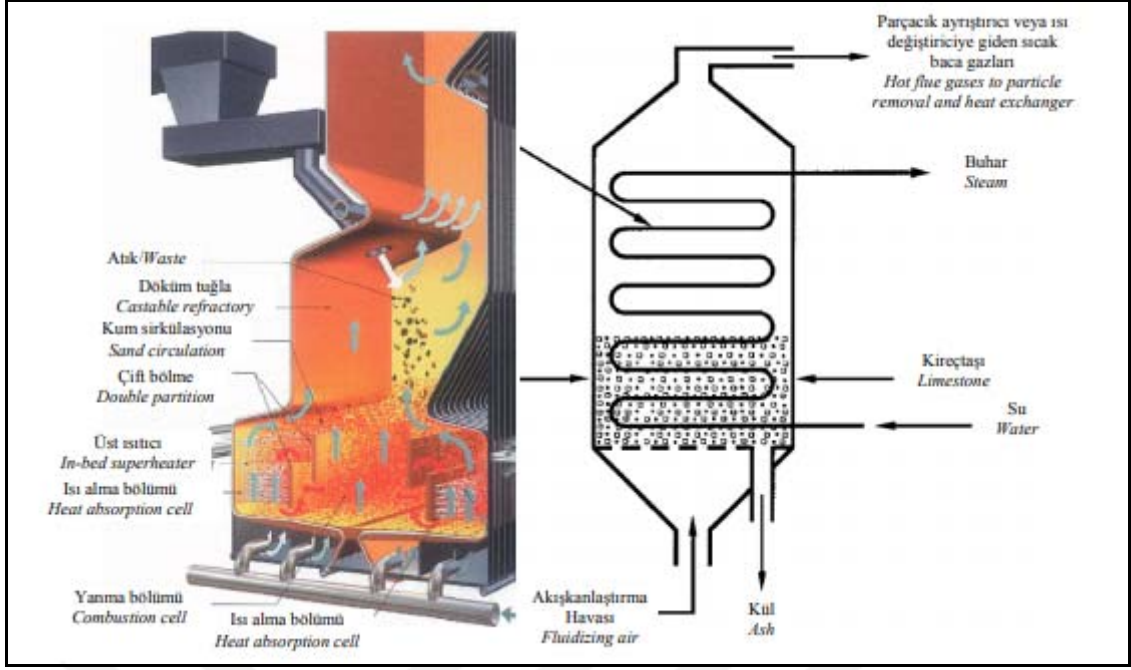


Şekil 2. 8 Disk tipi (a) ve tambur tipi (b) dolgu maddeli ısı değiştiricileri [34]

Dolgu maddeli ısı değiştiricileri kompakt tipte olup yüzey alanı yoğunlukları $6600 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerine kadar çıkabilir.

Akışkan Yataklı Isı Değiştiricileri: Bu tip ısı değiştiricilerde akışkan yatak içerisine sıcaklığı farklı diğer bir akışkanın geçtiği borular yerleştirilir. Akışkan yatak içerisinde bulunan katı taneciklerin akışkana yapışması ile ısı transferinde artış sağlanır ve akışkan yatak içerisinde daha homojen bir sıcaklık dağılımı sağlanmış olur.

Akışkanlaştırmada esas basınçlandırılan akışkanın ürünü etkileyen yer çekimi kuvvetini tolare edecek şekilde katı tanecikler arasından geçirilerek taneciklerin askıda durmasını sağlamaktır. Yaygın olarak kurutma teknolojisinde yararlanılan akışkan yataklı ısı değiştiricilerinden yakma, adsorbsiyonlu soğutma sistemleri, kaplama, yığma ve külleştirme gibi birçok alanda yararlanılmaktadır [36].



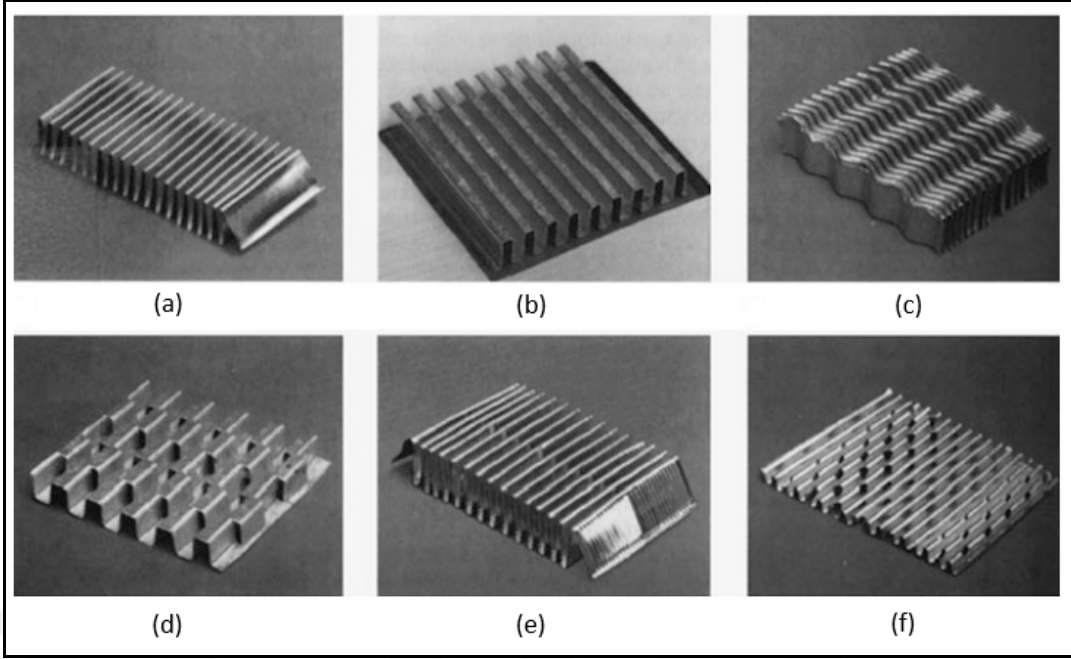
Şekil 2. 9 Akışkan yataklı ısı değiştiricisi [37]

2.2.2 Yüzey Yoğunluğuna (Kompaktlık) Göre

Isı değiştiricilerde önemli problemlerden birisi, ısı transfer katsayısının küçük olduğu durumlarda gerekli ısı gücünün sağlanabilmesidir. Böyle bir durumda ısı transfer yüzey alanının artırılması gerektiği açıktır ancak hacimdeki anormal artışlardan kaçınmak gerekmektedir. Bu amaçla oluşturulan bir kısıt olan yüzey yoğunluğu (β) ısı değiştiricinin iç veya dış yüzeylerinden herhangi birisinin alanının toplam hacme oranı olarak ifade edilir. Buna göre yüzey yoğunluğu $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerinden daha büyük olan ısı değiştiricileri yapısal tasarımına bakılmaksızın kompakt ısı değiştiricileri olarak adlandırılır [38].

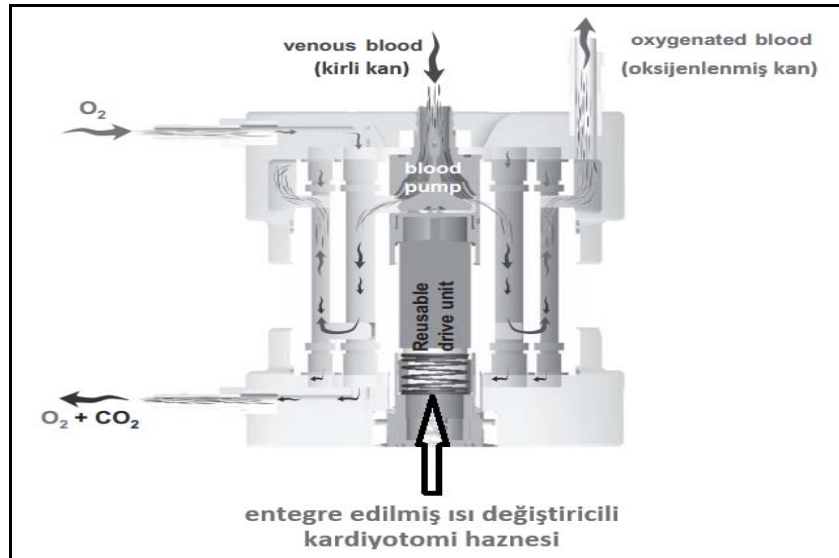
Yüzey yoğunluğuna göre ısı değiştiricileri kendi içerisinde;

- Plakalı ve çerçevesiz,
- Lehimli plakalı,
- Kaynaklı plakalı,
- Plakalı-kanatlı
- Borulu-kanatlı vb. gibi farklı özellikler gösterebilmektedir.



Şekil 2. 10 Kompaktlığı artırıcı bazı kanat profilleri: (a) sade üçgen kanat (b) sade dikdörtgen kanat (c) dalgalı kanat (d) kaydırılmış şerit kanat (e) çok panjurlu kanat (f) oluklu kanat [38]

Otomobil radyatörleri yaklaşık $1100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ yüzey yoğunluğu ile kompakt ısı değiştiriciler için güzel bir örnek oluşturur. Şimdiye kadar üretilen cihazlarda yüzey yoğunluğu ne kadar iyileştirilse de $20000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ yüzey yoğunluğuna sahip bir insan akciğerine ulaşması mümkün olmamıştır.



Şekil 2. 11 Isı değiştirici cihaz entegreli minyatürize edilmiş kalp-akciğer makinesinin prensip şeması [39]

2.2.3 Konstrüksiyon Şekline Göre

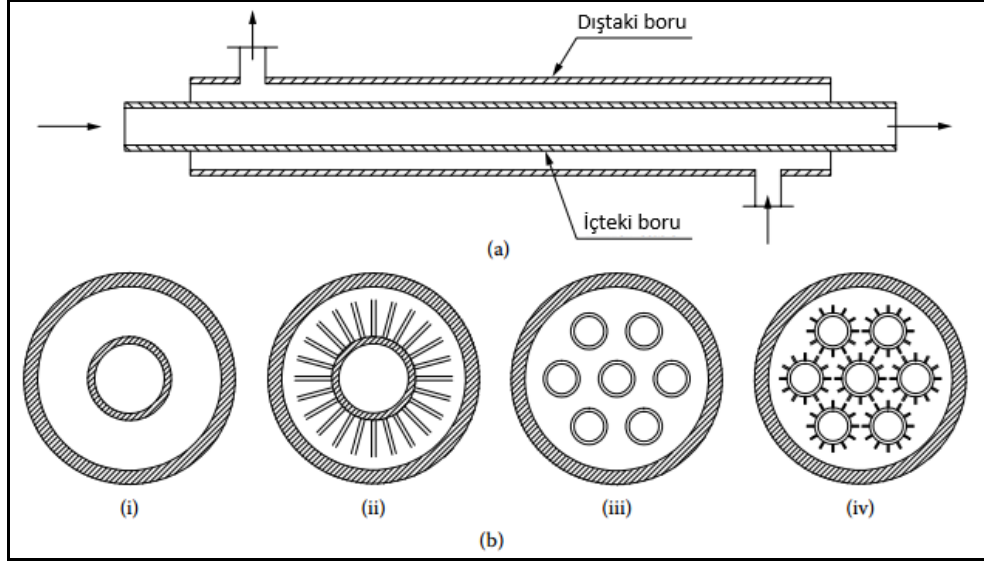
Doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiriciler konstrüksiyon geometrilerine göre sınıflandırılmaktadır. Örneğin; plakalı, plakalı-kanatlı, borulu, borulu-kanatlı şekillerde olabilirler.

2.2.3.1 Borulu Isı Değiştiriciler

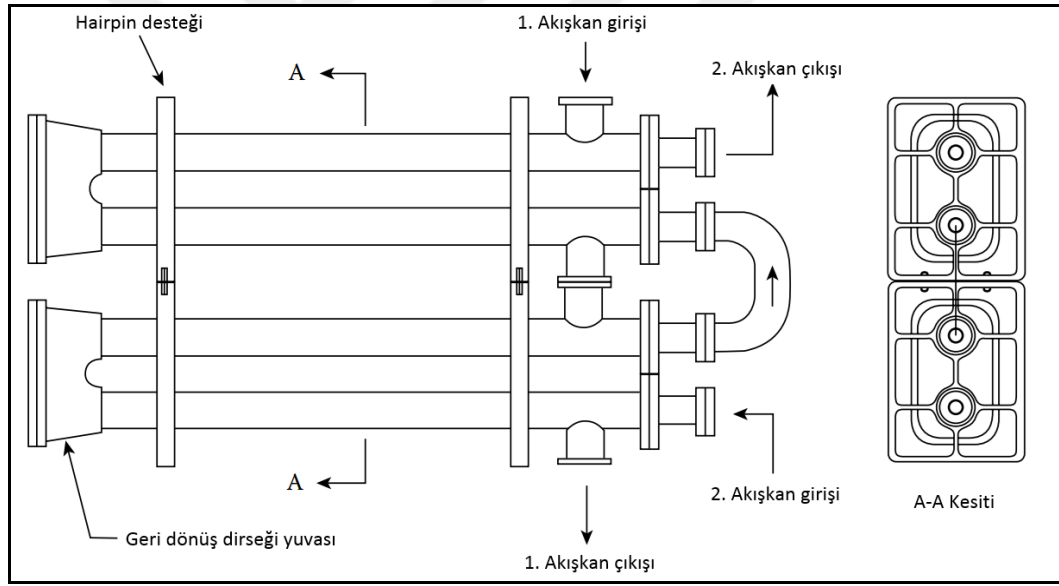
Genellikle dairesel borular kullanılarak oluşturulan bu ısı değiştiricilerde dikdörtgenel veya eliptik geometriler de tercih edilebilmektedir. Bir akışkan iç boru ya da borularda dolaşırken, diğer akışkan boruların dışında dolaşır ve ısı transferi gerçekleşir. Konstrüksiyonunda farklı düzenlemeler yapılabildiği için tasarım esnekliği mevcuttur.

Düz Borulu Isı Değiştiricileri: Genel olarak çift borulu tasarımı mevcut olan bu ısı değiştiricilere pratikte boru demetinden yapılmış halde de rastlanabilir. Isı değiştiriciler içerisinde en basit tasarıma sahip olan çift borulu ısı değiştiriciler iç içe geçmiş iki eşmerkezli borudan oluşur ve genellikle U şeklinde bükümlerle daha az yer kaplayacak şekilde tasarlanır, hairpin ısı değiştiricisi olarak da bilinirler. Seri ve paralel olarak üretilen bu ısı değiştiriciler yüksek sıcaklık ve basınçlar için uygundur. Genellikle düşük ısı güç ihtiyacı olan yerlerde tercih edilirler. Tasarımı ve bakımı kolay olduğu için özellikle kirlenici akışkanların yarattığı sorunların giderilmesi diğer ısı değiştiricilere göre daha rahattır. Akışkanların akışı ters akımlı veya paralel akımlı olarak sağlanabilir [40].

Isı transfer miktarının artırılması amacıyla dış borunun içerisine birden fazla boru konulabileceği gibi dış yüzeyinde kanatçıklar bulunan iç boru da kullanılabilir.



Şekil 2. 12 Çift borulu/hairpin ısı değiştiricisi: (a) Genel şematik gösterim, (b): (i) çift borulu içteki boru sade, (ii) çift borulu içteki boru kanatlı, (iii) birden çok sade i borulu yapı ve (iv) birden çok kanatlı i borulu yapı [40]



Şekil 2. 13 Boruların seri olarak dzenlendiği çift borulu ısı değiştiricisi rneği [34]

Teorik analiz için basit bir model sunan çift borulu ısı değiştiricilerin ısıl ve hidrolik analizleri hesapları kolaylıkla yapılabilir. Bu amaçla “c” alt indisi soğuk akışkanı ve “h” alt indisi sıcak akışkanı temsil etmek üzere, çift borulu bir ısı değiştiricisi için bazı bağıntılar aşağıda verilmiştir [34].

$$Q = (\dot{m} c_p)_c \Delta T_c = (\dot{m} c_p)_h \Delta T_h \quad (2.18)$$

$$\dot{m} = \rho AV \quad (2.19)$$

$$Re = \frac{Vd_h}{\mu / \rho} \quad (2.20)$$

$$d_h = 4 \left\{ \frac{\text{Kesit Alanı}}{\text{Islak Çevre}} \right\} \quad (2.21)$$

Isı transferi hesaplaması için kullanılan hidrolik (eşdeğer) çap, basınç düşümü hesabında kullanılan hidrolik çapla aynı değildir.

Basınç düşümü hesaplamaları için hidrolik çap:

$$d_h = \frac{4A_c}{P_w} \quad (2.22)$$

Isı transferi hesaplamaları için eşdeğer çap:

$$d_e = \frac{4A_c}{P_h} \quad (2.23)$$

Genellikle Re , Pr ve f gibi değişkenlere bağlı olarak değişen ve türbülanslı akışta ve laminar akışta farklı bağıntılar kullanılarak elde edilen Nu sayısı ısı transferi hesabındaki taşınım ile ısı transferinin belirlenmesi için oldukça önemlidir.

Çizelge 2. 2 Pürüzsüz dairesel boru içerisinde laminer zorlanmış taşınım için Nusselt sayısı bağıntıları [34]

Sayı	Bağıntı	Kısıtlamalar ve Açıklamalar
1	$Nu_T = 1.61 (Pe_b d / L)^{1/3}$ $Nu_T = 3.66$	$Pe_b d / L > 10^3$, sabit duvar sıcaklığı $Pe_b d / L < 10^2$, dairesel bir kanal içinde tam gelişmiş akış, sabit duvar sıcaklığı
2	$Nu_T = \left[(3.66)^3 + (1.61)^3 Pe_b d / L \right]^{1/3}$	$0.1 < Pe_b d / L < 10^4$, ilk bağıntıdaki iki şartın çakıştığı ortalama Nusselt sayısı için
3	$Nu_H = 3.66 + \frac{0.19 (Pe_b d / L)^{0.8}}{1 + 0.177 (Pe_b d / L)^{0.467}}$	$0.1 < Pe_b d / L < 10^4$, ısı giriş bölgesi, sabit duvar sıcaklığı
4	$Nu_H = 1.953 (Pe_b d / L)^{1/3}$ $Nu_H = 4.36$	$Pe_b d / L < 10^2$, sabit ısı akısı $0.1 < Pe_b d / L < 10$, dairesel bir kanal içinde tam gelişmiş akış, sabit ısı akısı
5	$Nu_T = 0.664 \frac{1}{(Pr)^{1/6}} (Pe_b d / L)^{1/3}$	$Pe_b d / L > 10^4$, $0.5 < Pr < 500$, eşzamanlı olarak gelişen akış
6	$Nu_T = Nu + \phi \left(\frac{d_o}{D_i} \right) \frac{0.19 (Pe D_h / L)^{0.8}}{1 + 0.177 (Pe D_h / L)^{0.467}}$ $\phi(d_o / D_i) = 1 + 0.14 (d_o / D_i)^{-1.2}$ $\phi(d_o / D_i) = 1 + 0.14 (d_o / D_i)^{0.1}$	Dairesel halka kanal, sabit duvar sıcaklığı, ısı giriş bölgesi Dış duvar yalıtımlı, iç duvar boyunca ısı iletimi İç duvar ve dış duvar boyunca ısı transferi
7	$Nu_T = 1.86 (Re_b Pr_b d / L)^{1/3} (\mu_b / \mu_w)^{0.14}$	$0.48 < Pr_b < 16700$, $4.4 \times 10^{-3} < (\mu_b / \mu_w)^{0.14} < 9.75$, $(Re_b Pr_b d / L)^{1/3} (\mu_b / \mu_w)^{0.14} > 2$, ısı giriş bölgesi, sabit duvar sıcaklığı
8	$Nu_H = 1.86 (Re_b Pr_b d / L)^{1/3} (\mu_b / \mu_w)^{0.152}$	Yağlar için $0.8 \times 10^3 < Re_b < 1.8 \times 10^3$, $1 < (T_w / T_b) < 3$, ısı giriş bölgesi, sabit d. ısı akısı
9	$Nu_H = 1.23 (Re_b Pr_b d / L)^{0.4} (\mu_b / \mu_w)^{1/6}$	$400 < Re_b < 1900$, $170 < Pr_b < 640$, ısı giriş bölgesi, sabit ısı akısı, yağlar için
10	$Nu_H = 1.4 (Re_b Pr_b d / L)^{1/3} (\mu_b / \mu_w)^n$	Isıl giriş bölgesi, ısıtıcı akışkanlar için $n = 0.05$, soğutucu akışkanlar için $n = 1/3$

Not: Aksi belirtilmedikçe akışkan özelliklerinin ortalama akışkan sıcaklığı kullanılarak elde edildiği varsayılmıştır.

Çizelge 2. 3 Dairesel bir boru içerisinde tam gelişmiş türbülanslı zorlanmış taşınım için Nusselt sayısı bağıntıları [34]

Sayı	Bağıntı	Kısıtlamalar ve Açıklamalar
1	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1 + 8.7(f/2)^{1/2} (Pr_b - 1)}$	Pr > 0.5 , üç katmanlı türbülans sınır tabaka modeline dayalı
2	$Nu_b = 0.021 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4}$	Yaygın gazlar için, önerilen Prandtl sayısı ≈ 0.7
3	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1.07 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$	Sabitleri deneysel verilere göre düzenlenmiş üç katmanlı modele bağlı, $0.5 < Pr_b < 2000$, $10^4 < Re_b < 5 \times 10^6$
4	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1.07 + 9 (f/2)^{1/2} (Pr_b - 1) Pr_b^{-1/4}}$	Teorik olarak Webb tarafından bulunan 3 numaralı bağıntı yüksek Pr sayıları için daha uygundur, diğer durumlar için 4 numaralı bağıntı daha uygundur.
5	$Nu_b = 5 + 0.015 Re_b^m Pr_b^n$ $m = 0.88 - 0.24 / (4 + Pr_b)$ $n = 1/3 - 0.5 \exp(0.6 Pr_b)$ $Nu_b = 5 + 0.012 Re_b^{0.87} (Pr_b + 0.29)$	$0.1 < Pr_b < 10^4$, $10^4 < Re_b < 10^6$, sayısal sonuçlara dayalı $Re_b > 10^4$ için 6 numaralı bağıntı ile 10% uyumlu $0.1 < Pr_b < 10^4$, gazlar için sadeleştirilmiş bağıntı
6	$Nu_b = \frac{(f/2) (Re_b - 1000) Pr_b}{1 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$ $f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2}$ $Nu_b = 0.0214(Re_b^{0.8} - 100) Pr_b^{0.4}$ $Nu_b = 0.012(Re_b^{0.87} - 280) Pr_b^{0.4}$	3 nolu eşitliğin deneylere uygun şekilde düzenlenmiş hali, $2300 < Re_b < 10^4$ $0.5 < Pr_b < 2000$, $2300 < Re_b < 5 \times 10^6$ $0.5 < Pr_b < 1.5$ şartı için basitleştirilmiş bağıntı, 4 nolu bağıntı ile -6% ila +4% oranında uyumlu $1.5 < Pr < 500$ şartı için basitleştirilmiş bağıntı, $3 \times 10^3 < Re_b < 10^6$ şartı için 4 numaralı bağıntı ile -10% ila +0% oranında uyumlu
7	$Nu_b = 0.022 Re_b^{0.8} - 280 Pr_b^{0.5}$	Gazlar için düzenlenmiş Dittus-Boelter bağıntısı (Pr $\approx 0.5 - 1.0$); $Re_b \geq 5000$ şartı için 6 nolu eşitlikle 0% ila 4% arasında uyumlu

Probleme uygun olarak belirlenen Nusselt sayısı yardımıyla taşınım katsayısı belirlenir.

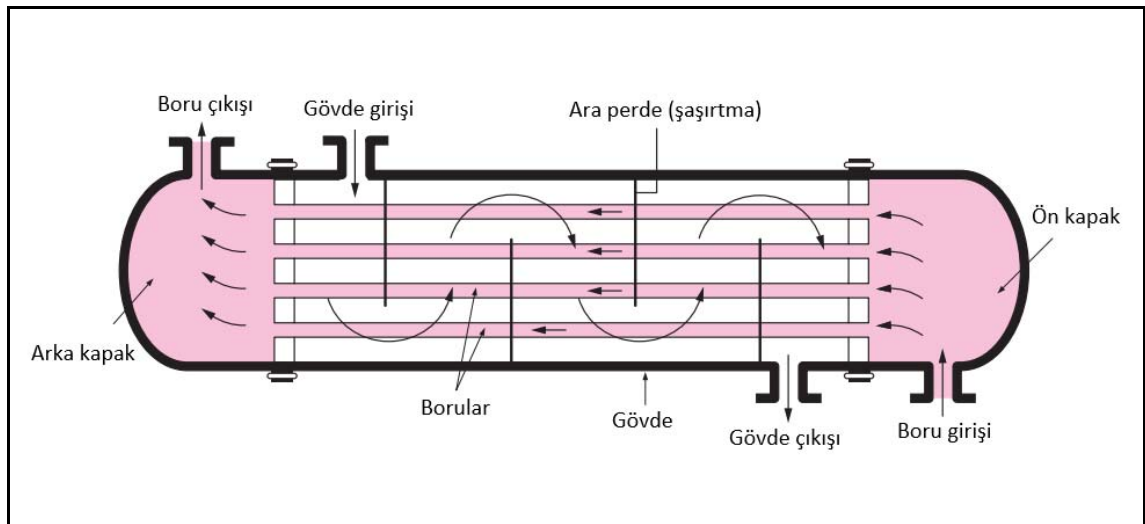
$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (2.24)$$

Çift borulu ısı değıştircisi boru uzunluğunun belirli sınırlar altında kalması gerektiği düşünöldüğünde seri üretimde hacimsel olarak sıkıntı oluşturabilmektedir. Bu durumda paralel olarak üretilir. Bir çift borulu ısı değıştircisinde paralel boru sayısı ve toplam boru sayısı, "n_{ord}" seri boru sayısını göstermek üzere (2.25) ve (2.26) eşitlikleri kullanılarak hesaplanabilir.

$$n_p = \frac{m}{\rho A w} \quad (2.25)$$

$$n_t = n_{ord} n_p \quad (2.26)$$

Gövde Borulu Isı Değıştircileri: Bir gövde ve bu gövdenin içerisinde bulunan birbirine paralel borulardan oluşan bu ısı değıştircilerde akışkanlardan birisi paralel boruların içerisinde akarken diğer akışkan gövde içerisinde akar. Borular dışında, boruların sabitlendiği aynalar ile gövde içerisinde akışın yönünü değiştirerek ısı transferini iyileştiren ve borulara destek sağlayan şaşırtma levhaları gövde borulu ısı değıştircilerin önemli elemanlarındandır.



Şekil 2. 14 Gövde borulu ısı değıştircisi (bir gövde geçişli-bir boru geçişli) [29]

Çok farklı gövde-boru düzenlemesinin yapılabilmesine olanak sağlayan bu ısı değiştiricileri için TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) tarafından oluşturulan standart gövde tipleri ve kafalar Şekil 2.15'de gösterilmiştir.

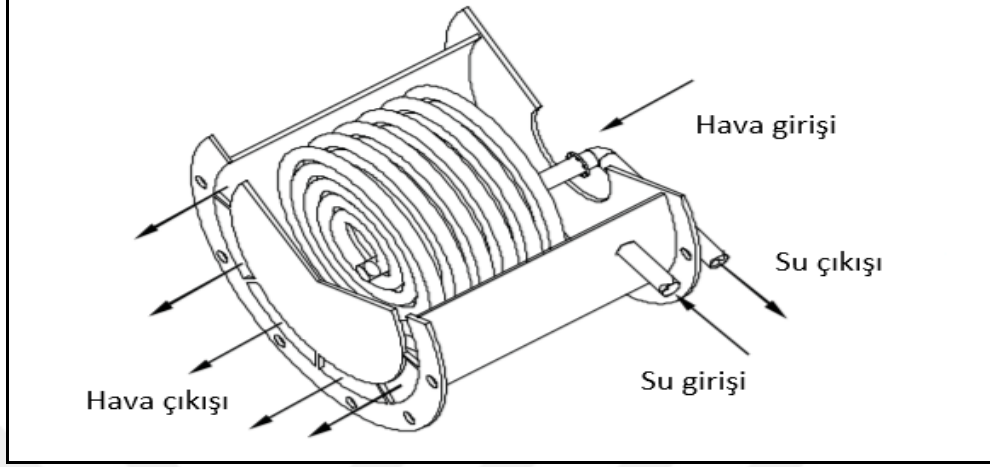
Ön Ayna Sabit Tip <i>Front-end stationary head</i>	Gövde Tipi <i>Shell types</i>	Arka ayna Sabit tip <i>Rear-end head types</i>
A Kanal ve çıkarılabilir kapak <i>Channel and removable cover</i>	E Tek geçiş gövde <i>One-Pass Shell</i>	L Sabit boru yuvası, "A" gibi <i>Fixed tubesheet Like "A" stationary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

Şekil 2. 15 Gövde borulu ısı değiştiricileri için standart gövde tipleri ve ön/arka kafalar [37]

Endüstriyel olarak en çok tercih edilen ısı değiştiricisi modellerinden olan gövde borulu ısı değiştiriciler boyutlarının büyük olması ve ağır olmaları nedeniyle otomotiv ve uzay sanayi için pek tercih edilmezler [29].

Spiral Borulu Isı Değiştiricileri: Bir veya çok sayıda borunun spiral (sarmal) olarak dolanması ve bu yapının da bir depo içerisine yerleştirilmesi ile oluşur. Küçük çaplı boru

yapılarından ve geometrik tasarımdan dolayı boruların iç kısmının temizlenmesi mekanik olarak zordur. Kirletici akışkan kullanılması halinde kimyasal yollarla temizlenmesi gerekebilir, aksi halde ısı değiştircisi performans ve ömrü düşecektir.



şekil 2. 16 Havadan-suya ısı geçişi sağlanan spiral borulu ısı değiştircisi modeli [41]

Soğutma sistemlerinde eş eksenli yoğuşturucu (kondenser) ve buharlaştırıcı (evaporatör) olarak kullanılabilen bu ısı değiştirciler özellikle düşük sıcaklıklarda belli avantajlara sahiptir. Bu avantajlar;

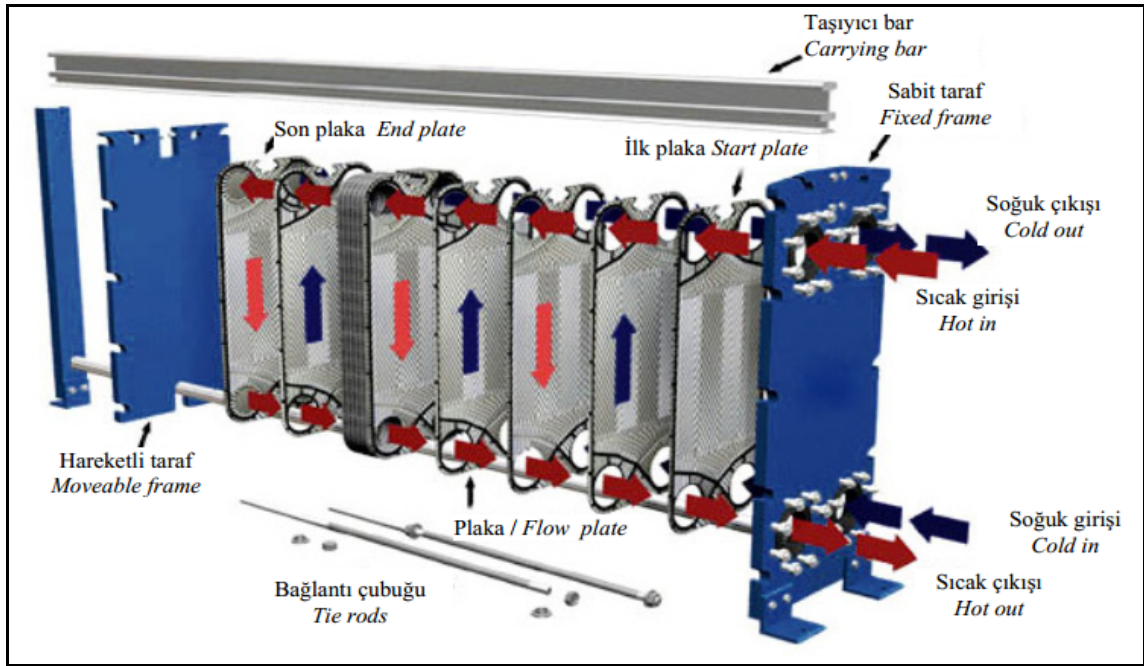
- Eş zamanlı olarak ikiden fazla akış,
- Yüksek işletme basınçları,
- Çok sayıda ısı transfer ünitesi şartlarında alışabilmeleridir.

Özel Gövde Borulu ısı Değiştircileri: Bu tip ısı değiştircileri üretim şekli olarak standart gövde borulu ısı değiştircilere benzemekle birlikte, özel ihtiyaçlar dahilinde imal edildiği için bu şekilde isimlendirilirler. Korumalı gövde borulu, grafit gövde borulu gibi eşitleri vardır. Kullanım aralıkları -60 °C ila 200 °C aralığında olup 15 bar işletme basıncına kadar sıkıntısız çalıştırılabilirler [33].

2.2.3.2 Plakalı ısı Değiştirciler

İsminden de anlaşılacağı üzere genel olarak ince plakalardan imal edilmiştir. ısı geçişi genellikle bu ince plakalar üzerinden sağlanmaktadır. Plakalar ihtiyaca göre düz veya dalgalı olarak tasarlanabilir. Yüksek basınç ve sıcaklıklar için uygun olmayan bu ısı değiştircilerde yüzey yoğunluğu 120 ila 230 m²/m³ aralığında değişebilmektedir.

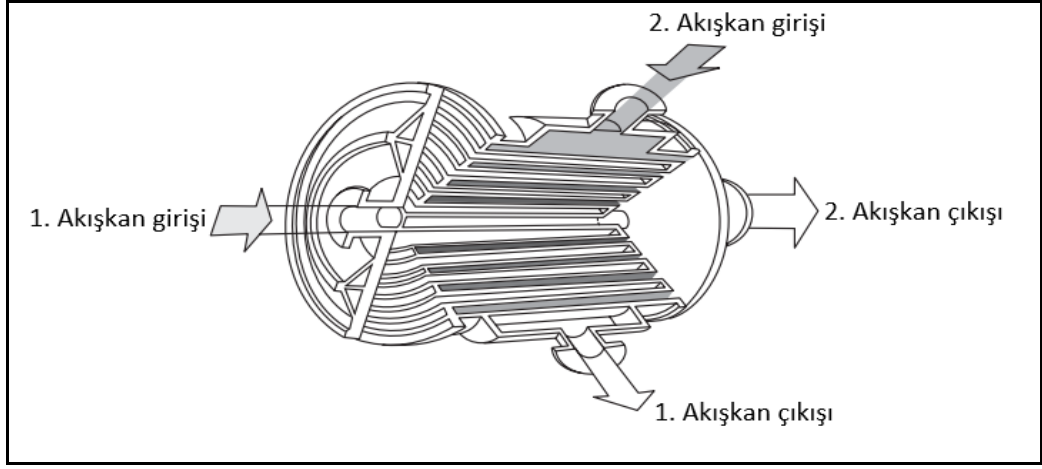
Contalı Plakalı Isı Değişiricileri: Tipik bir contalı plakalı ısı değiştiricisi Şekil 2.13'de gösterilmiş olup ince plaka serilerinden oluşmuş bir yapıdır. Sıcak ve soğuk akışkanlar plakalar arası boşluk boyunca birbirlerine karışmadan akarak ısı transferinin gerçekleşmesini sağlarlar. Akışkanların birbirine karışmamasını ve dışarı sızmasını sağlayan ana elemanlar contalardır. Daha kompakt ve hafif ısı transfer yüzeyi oluşturulabilmesi bu ısı değiştiricilerin avantajlarından. Conta malzemelerinden ve konstrüksiyon detaylarından dolayı sıcaklık ve basınç yönünden kısıtlı bir çalışma aralığında olmaları ise dezavantajlarından [33].



Şekil 2. 17 Contalı plakalı ısı değiştiricisi [37]

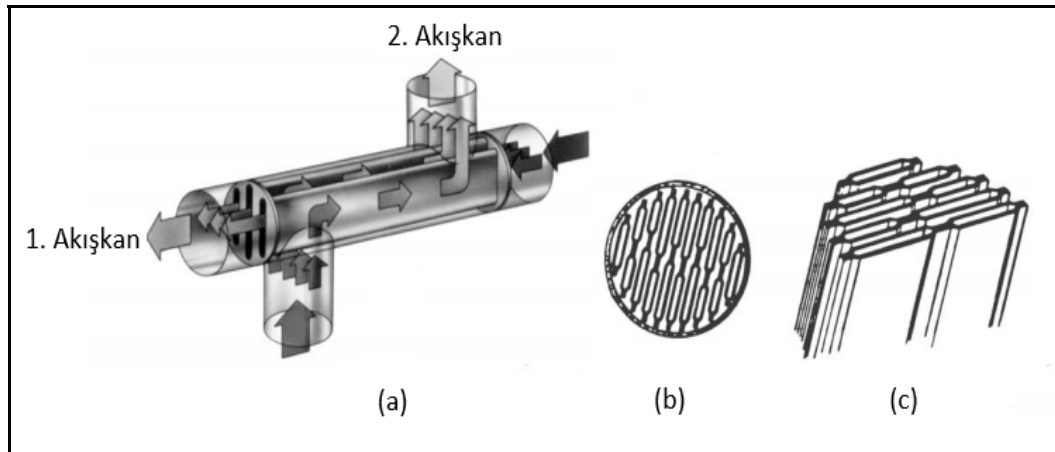
Spiral Plakalı Isı Değiştiricileri: 1930'lardan itibaren kullanılmaya başlanan bu ısı değiştiriciler, asıl olarak kağıt hamuru fabrikasında ısı geri dönüşümünü sağlamak amacıyla İsveç'te geliştirilmiştir. İki uzun, paralel plakanın spiral olarak sarılması ile elde edilir. Spiral plakalı ısı değiştiricilerdeki farklı akış düzenleri: (1) iki akışkan da spiral olarak ters akışlı; (2) bir akışkan spiral diğeri ise çapraz akışlı; (3) bir akışkan spiral diğeri ise karma (çapraz akış ile spiral akışın birlikte gerçekleştiği durum) akışlı. Karbon çeliği ve paslanmaz çelik bu ısı değiştiricilerde yaygın kullanılan malzemelerdir. Spirallerin katman halinde sarmal oluşturması sebebiyle göreceli olarak büyük çapa sahiptirler. 1,8 m maksimum gövde çapı için yüzey alanları en fazla 500 m² değerine kadar

çıkabilmektedir. Viskoz ve kirli akışkanların kullanımına olanak sağlaması avantajlarından. Boyutunun sınırlı olması ise dezavantajlarından [35].



Şekil 2. 18 İki akışkanın spiral ters akışlı olduğu bir spiral plakalı ısı değiştiricisi [35]

Lamelli Isı Değiştiricileri: Bu ısı değiştiricileri verimli ve kompakt olup bir grup paralel, yassılaştırılmış borunun veya lamelin bir gövde içerisine boylamasına yerleştirilmesi ile elde edilir. Gövde boru tipi ısı değiştiricinin farklı bir düzeni olarak düşünülebilir. Şekil 2.15’de kesit görüntüsü verilen lamelli ısı değiştiricisinin gövde tarafındaki ve lamelli yapının içindeki akış alanının birbirine yakın olacak şekilde tasarlandığı görülmektedir. Bu da iki taraftaki akışkan hızının karşılaştırılabileceği anlamına gelmektedir. Ayrıca şaşırtma plakası olmadığından basınç düşümünü minimize etmektedir.

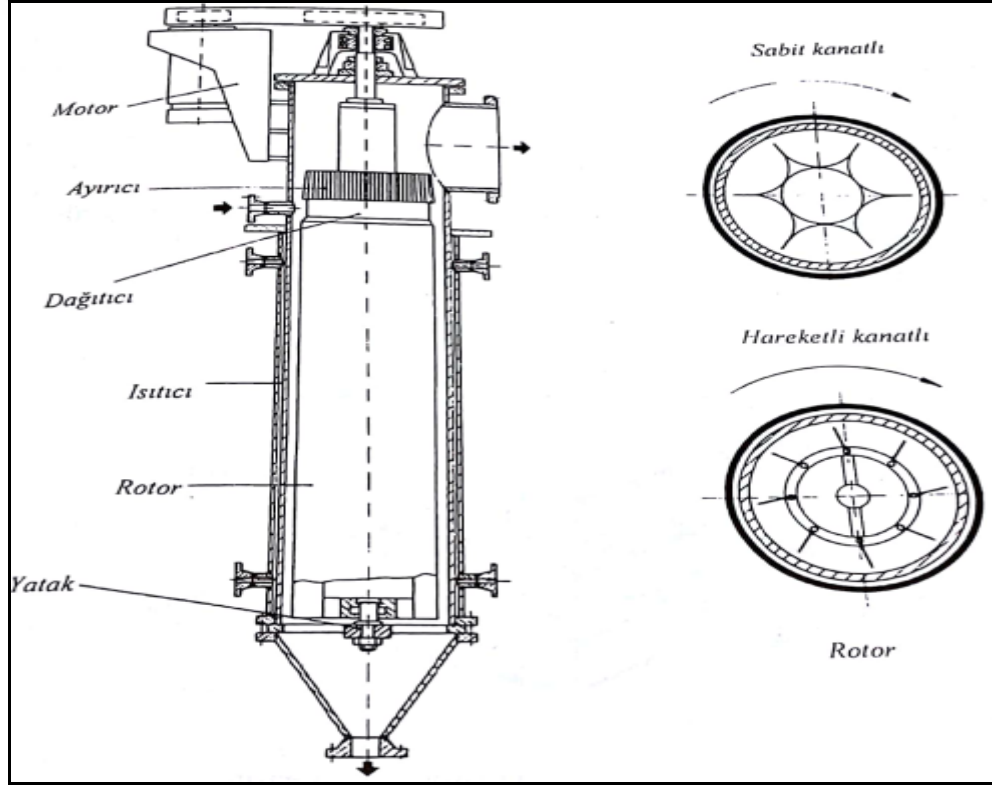


Şekil 2. 19 Lamelli ısı değiştiricisi; (a) genel şematik gösterim, (b) ısı değiştiricisi kesit alanı, (c) lameller [35]

Lamelli ısı değiştiricileri genellikle özel ihtiyaçlar için kullanılırlar. Bu sebeple tasarımları üreticiye bağlı olarak değişebilmektedir. Baca gazları ve yağlar için soğutucu, alkollü

içecek üretiminde ön ısıtıcı olarak kullanılabilir. Akışkan içerisinde yüksek trblanslara ulaşılabilmesi ve yüksek işletme basınçlarında çalışabilmesi en önemli avantajlarındandır [40].

İnce Film Isı Değiştircileri: Yüksek viskoziteye sahip ve sıcaklığa duyarlı malzemelerin ısıtma ve soğutma işlemleri için bu ısı değiştirciler önemli bir uygulama alanına sahiptir. Malzemelerin ısı değiştircisi içerisinde kaldığı srenin kısa olması ve taşınım katsayılarının büyük olması sebebiyle, ince film ısı değiştircileri pratikte çoğunlukla buharlaştırıcı olarak kullanılırlar. Isı değiştircisi st kısmından giren viskoz akışkan, dağıtıcı bir halka içerisinden geçerek sıcak i yüzey üzerinde rotor kanallarının da yardımıyla ince film tabakası haline getirilir. Bu sırada buharlaşan gazlar ısı değiştircinin st tarafından çekilirken, buharlaşmayan kısım ise alt taraftan alınır [33].



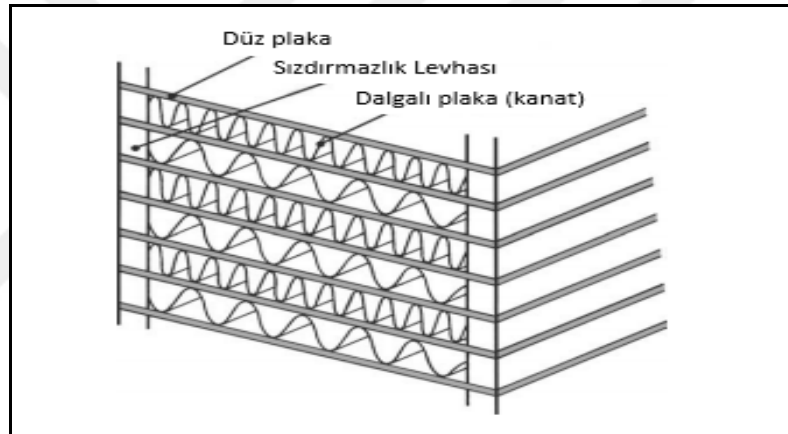
şekil 2. 20 İnce film ısı değiştircisi [33]

2.2.3.3 Genişletilmiş Yüzeyli Isı Değiştirciler

Isı değiştircilerde bazı sıvılar ve gazlar için ısı transfer katsayısının düşük olduğu durumlar olabilir. Bu tür durumlarda ve ısı kapasite değerinin çok yüksek olması için

daha yüksek ısı transfer alanına ihtiyaç duyulur. Bu amaçla ısı transferininin gerçekleştiği ana yüzeye kanatlar eklenerek ısı değiştiricinin yüzey yoğunluğu ve etkinliği artırılır.

Plakalı Kanatlı Isı Değiştiricileri: Genellikle gaz-gaz ısı değişimi uygulamaları için uygundur. Uygulamaların çoğunda (arabalar, uçaklar vb.) kütle ve hacimdeki azalmalar oldukça önemlidir. Hacimde ve kütlede geri kazanım amacıyla kriyojenik, enerji geri dönüşümü, proses endüstrisi gibi alanlarda geniş bir kullanıma sahiptir. Şekil 2.17'de basit konstrüksiyonu verilen bu ısı değiştiricisi modelinde, akışkanlar düz plaka yardımıyla birbirinden ayrılmakta ve dalgalı plakalar arasından da akış sağlanmaktadır. Paralel, ters veya çapraz akımlı durum için farklı biçimlerde retilerler. Yüzey yoğunluları yaklaşık olarak $2000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerinde olan bu ısı değiştiricilerde plaka kalınlığı 0,5-1 mm, kanat kalınlığı ise 0,15-0,75 mm tipik değerlerine sahiptir [34].



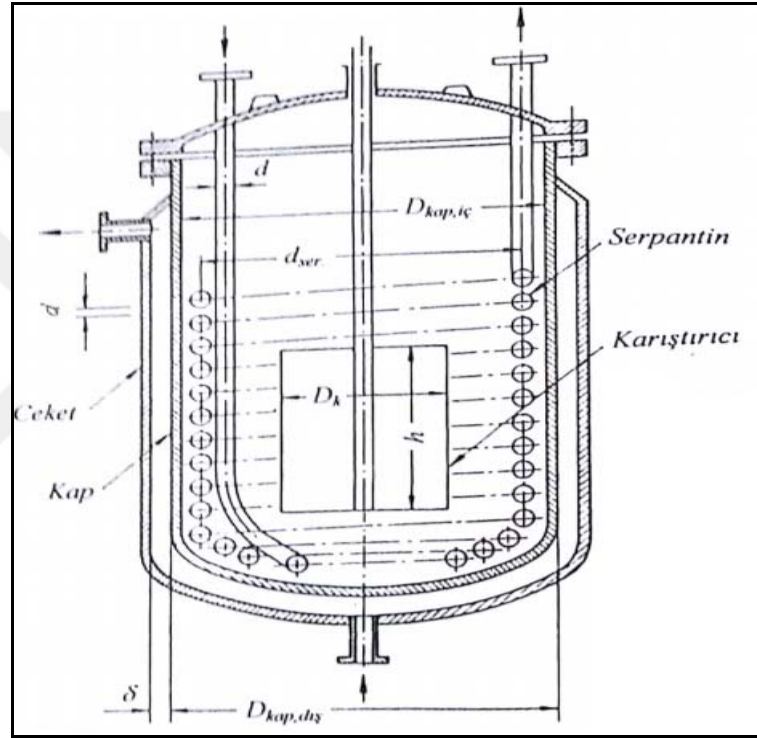
Şekil 2. 21 Plakalı kanatlı ısı değiştiricisinin örnek bir konstrüksiyonu [34]

Borulu Kanatlı Isı Değiştiricileri: Gaz-sıvı ısı değişimi için kullanılırlar. Bu ısı transferi sırasında gaz tarafındaki ısı transfer katsayısının daha düşük olmasından dolayı gaz akışının bulunduğu yüzeye kanatlar eklenerek kompaktlığı artırılır. Boru Őekilleri ihtiyaca göre yassı ve yuvarlatılmış olabilir. Yüksek işletme basınçları için uygundur. Gaz türbinleri, yakıt hücreleri, ısı pompaları gibi birçok uygulama alanına sahiptir.

Rejeneratif Isı Değiştiricileri: Daha önceden bahsi geçen bu ısı değiştiriciler konstrüksiyon tipine göre sınıflandırmanın altında da incelenebilmektedir. Depolama özelliği olan ve matris de denen dolgu maddeleri içeren bu ısı değiştiriciler çok yüksek yüzey yoğunluğuına ulaşmakta olup, ilk yatırım maliyetleri düşük olması bakımından

avantajlıdır. Sadece gaz akışkanlar için uygun olması ise en önemli dezavantajlarından biridir.

Karıştırmalı Kaplar: Özellikle belirli aralıklarla çalışılması gereken ısıtma ve soğutma işlemleri mevcutsa bu cihazların kullanımı gerekli olmaktadır. Sıvıların ısıtılması ve soğutulması, eriyik ve karışımların karıştırılması/sıcaklık dengelemesi, katı parçacıkların süspansiyonu gibi durumlarda karıştırmalı kaplar kullanılır. Akışkanların ısıtma ve soğutma uygulamaları için kabın dış yüzeyindeki ceket veya kabın içine yerleştirilen serpantinler kullanılır [33].



Şekil 2. 22 Ceketli, serpantinli ve düz kanatlı karıştırmalı kap [33]

2.2.4 Isı Geçiş Mekanizmasına Göre

Akışkanların ısı değiştiricisi içerisinde hangi fazlarda hareket ettiklerinin dikkate alındığı sınıflandırmadır. Bir akışkandan diğerine ısı transferi (1) tek fazlı zorlanmış veya doğal taşınım (2) iki fazlı (yoğunlaşma/buharlaşma) zorlanmış veya doğal taşınım (3) taşınım ve ışıının birlikte olduğu 3 farklı şekilde gerçekleşir. Bu mekanizmalardan herhangi biri veya birden fazlası birlikte ısı değiştiricide akışın geçtiği her bölgede görülebilir. Isı değişim mekanizmasına göre ısı değiştiriciler buharlaştırıcılar ve yoğunlaştırıcılar olarak sınıflandırılabilir [40].

Buharlaştırıcılar (Evaporatörler): Her ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemi buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı içeren bir termodinamik çevrime bağlıdır. Buharlaştırıcılar soğutucu akışkan kullanarak (genelde hava veya su) enerjiyi absorbe eder. Absorbe edilen enerji soğutucu akışkanın buharlaşmasını sağlar. Böylece akışkanın termodinamik çevrimde bir sonraki elemana (genelde kompresör veya türbin) uygun fazda girmesi sağlanmış olur.

Yoğuşturucular (Kondenserler): Termodinamik bir çevrimde buharlaştırıcı tarafından absorbe edilen enerji ile sıkıştırma için kullanılan enerjinin sistemden atılmasını sağlayan çevrim elemanıdır. Bu amaçla içerisinden geçen sıcak akışkanın, soğutucu bir akışkan vasıtasıyla (genelde hava veya su) yoğuşmasını sağlar. Böylece akışkanın termodinamik çevrimde bir sonraki elemana (genleşme valfi, pompa vb.) uygun fazda girmesi sağlanmış olur.

2.2.5 Farklı Akışkan Sayısına Göre

Isı değiştircilerinde birçok pratik uygulamada ısı transferinin genellikle iki akışkan arasında olduğu varsayılır. Bununla birlikte havanın ayrıştırılması, hidrojenin saflaştırılması ve sıvılaştırılması, gibi olaylarda ve soğutma tekniği ile kimyasal işlemlerde nadiren de olsa bu ısı değiştircileri ile karşılaşmaktayız. (NH₃+su) eriyiği içeren absorpsiyonlu tesislerde, üçüncü bir nötr gazın kullanımı ile elde edilen ısı enerjinin çalıştırdığı pompasız soğutma makinesi üç akışkanla çalışan ısı değiştircilerinin kullanıldığı bir sistemdir [33].

ISI TRANSFERİ İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİ VE NANOAKIŞKANLAR

Bir sistemin ısı verim açısından daha verimli bir hale gelmesi demek bu sistemin işleyişi için gerekli gücün daha az olması ve enerji etkin bir sistemin yaratılması anlamına gelmektedir. Bu durum ekonomik olarak karlı olmakla birlikte endüstriyel tesislerde tüketilen devasa enerjiler düşünüldüğünde dünyamızın geleceği için de çok önemli bir tasarruftur. Isı değiştiricilerde böyle bir tasarrufun elde edilmesi için yapılması gereken en önemli uygulamalardan birisi ısı transferinin iyileştirilmesidir.

Isı değiştiricilerde enerji etkin bir yapının oluşturulması için ısı transfer katsayısının artırılması esas problemlerdendir. Isı transferinin iyileştirilmesi bazen mevcut sistemden daha iyi bir verim almak için amaçlanırken bazen de ısı değiştiricisi tasarımının değiştirilerek daha küçük bir model oluşturmak için amaçlanabilir. Hangi amaçla olursa olsun faydalı bir durumun ortaya çıkacağı açıktır.

Isı değiştiricilerde uygulama alanına da bağlı olarak sade veya geliştirilmiş/artırılmış ısı transfer yüzeyi tercih edilmektedir. Isı transfer yüzeyinde yapılan iyileştirme oranı (E) artırılmış durumdaki yüzeyin sade tasarım durumundaki yüzeye oranı olarak da bilinmekte olup aynı ısı yük için aşağıdaki gibi formüle edilmiştir [42].

$$Q = hA(T_w - T_f) = (hA)_s(T_w - T_f) \quad (3.1)$$

$$E = \frac{hA}{(hA)_s} \quad (3.2)$$

İyileştirme oranını doğrudan etkileyen hA değerini artırmak için aşağıdaki yöntemler denenebilir:

- Yüzey alanında belirgin bir artış olmaksızın, ısı transfer katsayısını artırmak;

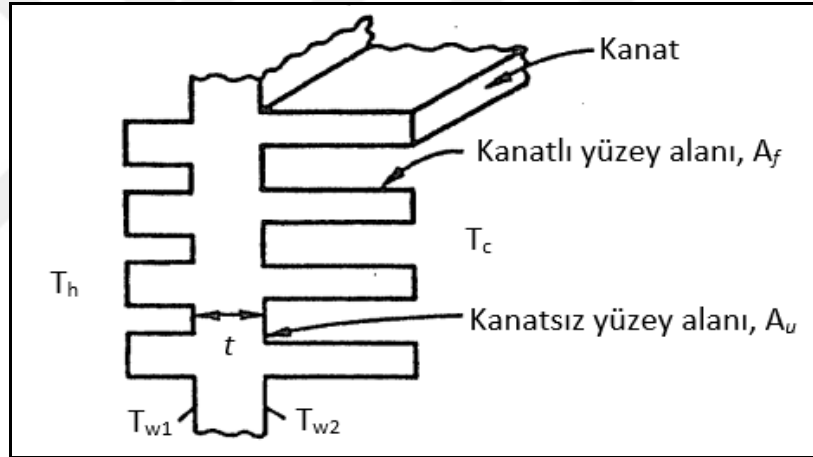
- Isı transfer katsayısında belirgin bir artış olmaksızın, yüzey alanını artırmak;
- Yüzey alanını ve ısı transfer katsayısını birlikte artırmak [42].

İkinci yöntemi göz önüne alalım ve sabit ısı transfer katsayısı durumunda kanatlı bir yüzey kullanılarak ısı transferi iyileştirilmesi yapıldığını varsayalım. Bu durumda kanatlı yüzeyden olan ısı transferi ve toplam verim (3.3) ve (3.4) eşitlikleri yardımıyla hesaplanabilir.

$$Q = \eta h A \Delta T \quad (3.3)$$

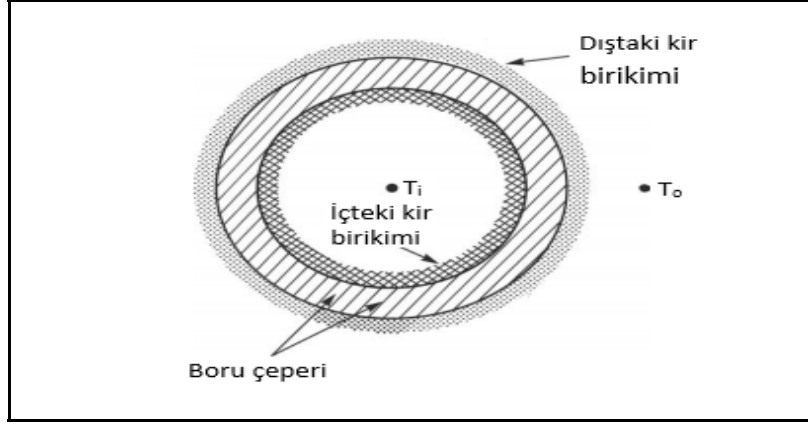
$$\eta = \left[1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)\right] \quad (3.4)$$

Burada η_f kanat verimi, ΔT akışkanla yüzey sıcaklığı arasındaki fark ve A ise kanatlı ve kanatsız yüzey alanları toplamıdır.



Şekil 3. 1 Kanatlı yüzey yapısı [42]

Isı transfer iyileştirmesini etkileyen faktörlerden birisi de ısı dirençtir. Isı değiştiricisinin işletme süresine bağlı olarak değişen kirlilik, ısı direncin yükselmesindeki en önemli etkidir. Bu sebeple kirlenme etkilerinin minimum olacağı veya temizlemenin kolay olacağı ısı değiştiricisi tasarımları yapmak oldukça önemlidir.



Şekil 3. 2 Kirli bir boru yapısı [34]

Bir ısı değiştiricisinin performansı toplam ısı dirençteki düşüőe bağlı olarak artacaktır. Isıl dirençte yapılacak düşüőe bağlı olarak tasarımcılara aőaędaki gibi kolaylıklar sağlanabilir.

- Toplam uzunluk ve giriş sıcaklığı sabitken ısı transfer miktarının artması
- Isıl yük ve toplam uzunluk sabitken akışkanlar arası sıcaklık farkının düşürülmesi
- Isıl yük sabitken pompalama gücünün düşmesi [42].

İki tarafında kirlilik etkisi göz önüne alınan ısı transfer yüzeyleri için ısı direnç aőaędaki gibi yazılabilir.

$$R_t = \frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i A_i} + R_w + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{R_{fo}}{\eta_o A_o} \quad (3.5)$$

Bir ısı değiştiricisinin performansı ısı performans ve hidrolik performansının birlikte ele alınmasıya ifade edilebilir. Bu nedenle ısı transferi iyileştirmesi yaparken hidrolik performans açısından sorunlu bir yapı oluşmaması, ısı değiştiricinin performans artışı açısından dikkat edilmesi gereken bir husustur [43]. Basınç düşümüne bağlı olarak değişen pompalama gücünün düşürülmesi hidrolik performansı iyileştirecektir. Tek fazlı akış durumunda pompalama gücü (3.6) eşitliği yardımıyla bulunabilir.

$$P = \frac{\dot{m} \Delta p}{\eta_p \rho} \quad (3.6)$$

Isı değiştiricilerde, ısı transferi iyileştirmesini yapmak için birçok değişik yöntem olsa da bunlar temelde pasif yöntemler ve aktif yöntemler olarak ikiye ayrılırlar.

3.1 Pasif Yöntemler

Herhangi bir ek enerji kullanımına ihtiyaç duyulmadan yapılan ısı transferi iyileştirmesi pasif yöntemler içinde değerlendirilir. Pasif yöntemlere örnek olarak pürüzlü yüzeyler ve kanal içerisine yerleştirilen iyileştirme elemanları verilebilir [44]. Isı transferi iyileştirmesinde en çok tercih edilen yöntemdir ve yüzlerce çeşidi olmasının rağmen en yaygın kullanılan pasif yöntemler aşağıdaki gibi sıralanabilir [45].

Yüzey Kaplama: Yüzeye metalik veya metalik olmayan kaplama yapılır. Temel olarak kaynama ve yoğuşmada iyileşme sağlayan bu yöntemde kuru kaplama yapılması halinde damla teşekküllü yoğuşma sağlanırken gözenekli kaplama yapılması halinde ise kabarcıklı kaynamada iyileşme oluşmaktadır.

Pürüzlü Yüzey Oluşturma: Bu yöntemde yüzeyin kendisinde veya yüzeye bitişik bir elemanla yapılacak olan pürüzlü bir yapı tek fazlı bir akış için yüzey alanını artırmaktan ziyade yüzeye yakın yerdeki sınır tabaka bölgesini kararsızlaştırarak ısı transferi iyileştirmesi sağlamaktadır.

Artırılmış Yüzeyler: Pasif yöntemler arasında en çok kullanılan yöntemlerdendir. Düz kanat kullanımı sadece ısı transfer alanında belirgin iyileştirme sağlarken, özel olarak şekillendirilmiş artırılmış yüzeylerin kullanımı hem ısı taşınım katsayısında hem de ısı transfer alanında iyileştirme sağlar.

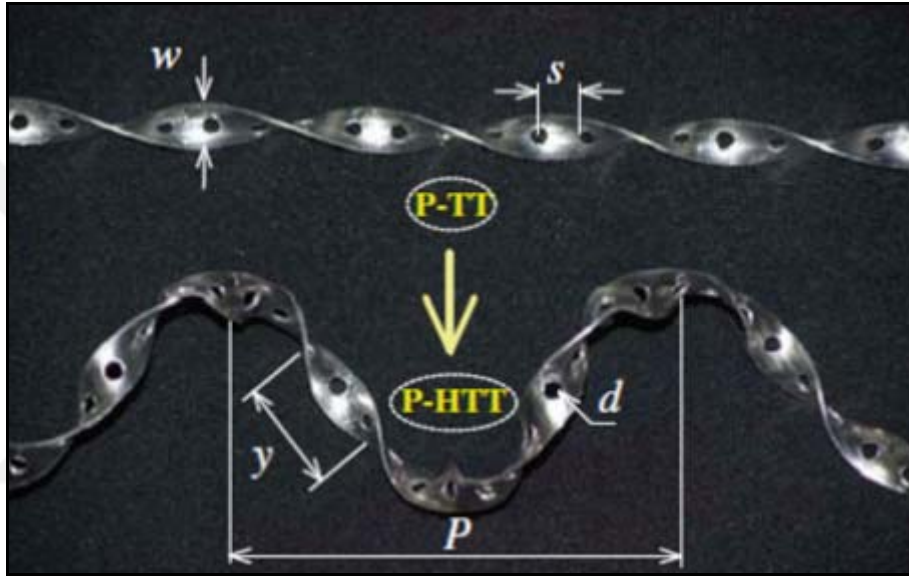
Sökülüp Takılabilir Türbülatoörler: Tek fazlı veya iki fazlı akışlarda kullanılabilen bu yöntemde kanala yerleştirilen türbülatoörler sayesinde dolaylı yoldan ısıtılmış yüzeydeki ısı transferi artırılır.

Dönümlü Akış Cihazları: Çeşitli geometrik düzenlemeler yapılarak veya türbülatoörler kullanılarak dönümlü (girdaplı) akış ya da ikincil bir akış yaratılarak ısı transferinde iyileştirme sağlanır.

Sarmal Boru Yapıları (Sargılı Tüpler): Yüzey yoğunluğu fazla olan ısı değiştiricileri için uygundur. Sarmal borular ikincil akışları ve vorteksleri üretir ve bu da daha yüksek bir ısı transfer katsayısı elde sağlar. Tek fazın dışında çoğu kaynama rejiminde de iyileştirmeler sağlar.

Yüzey Gerilim Cihazları: Bu yöntemde, sıvı filminin tahliyesi veya nakli kullanılan cihazlar yardımıyla oluşturulan yüzey gerilim kuvvetlerinden yararlanılarak yapılır. Özel oluklu şekillerin kullanıldığı bu yöntemde film yoğuşması sırasındaki taşınım katsayısı ile yoğuşan film kalınlığı ters orantılıdır.

Katkı Maddesi Eklenmesi: Sıvılarda kullanılan katkı maddeleri tek fazlı akışta katı parçacıkları veya gaz kabarcıklarından oluşurken, kazan sistemlerinde işaretleyici sıvı katkı maddelerinden oluşmaktadır. Gazlarda ise sıvı zerrecikleri, katı parçacıkları veya seyreltik fazda gaz-katı süspansiyonu kullanılabilir.



Şekil 3.3 Pasif ısı transferi iyileştirmesinde kullanılan delikli helisel bükümlü şerit yapı [43]

Mevcut çalışmada pasif teniklerden olan nanoakışkanlar kullanılarak ısı transferi iyileştirmesi detaylı incelendiğinden nanoakışkanlar alt başlık içerisinde aktarılmıştır.

3.1.1 Nanoakışkanlar

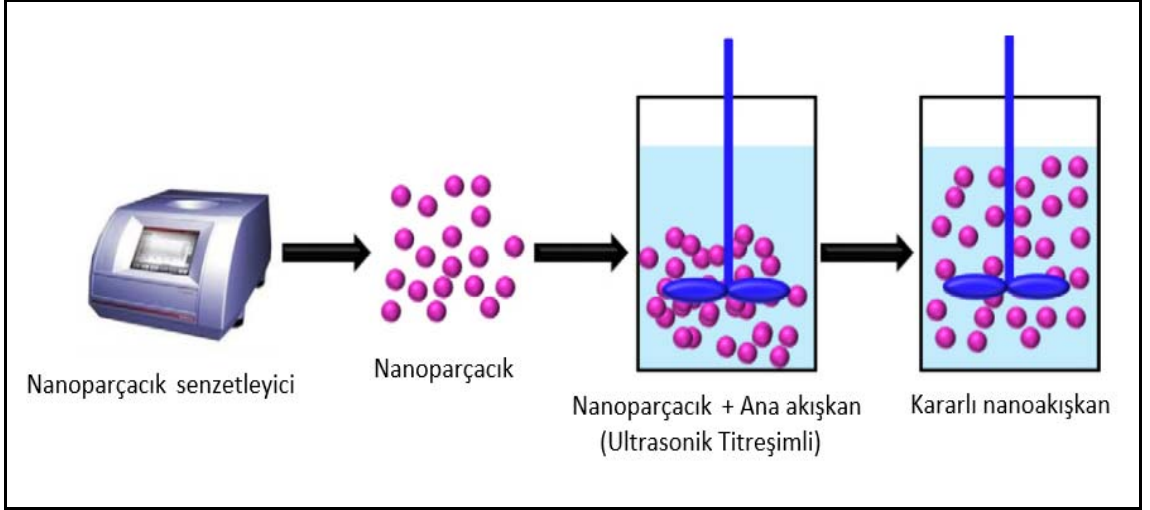
Nano ölçekli malzemeler dünyadaki yaşamın başlangıcından itibaren mevcuttu. İnsanlar eski zamanlardan itibaren nanoyapıları veya nanoparçacıkları çeşitli amaçlar için kullanmışlardır. Günümüzde ise nanoteknoloji olarak bilinen ve malzemenin moleküler seviyede yapısını değiştirerek yeni malzemeler üretilmesini amaçlayan bilim kapsamında teknolojik gerekliliklere bağlı olarak doğada mevcut olmasalar bile sentezlenebilmektedir [46].

Birçok endüstriyel süreç için en önemli problem ısı transferidir. Kullanılan akışkanların ısı iletkenliklerinin düşük olması ısı transferini kısıtlayıcı bir faktördür. Bu sebeple yüzümlü aşkın bir süredir bilim insanları ve mühendisler bu kısıtı aşmak için akışkanların içine milimetrik -veya mikrometrik- ölçülerde parçacıklar eklemeyi denemişlerdir. Ancak büyük boyutlu parçacıkların akışkan içerisinde çökmesi istenmeyen bir durum oluşturmuştur. Bu nedenle hem akışkan özelliğinin kaybolmaması hem de çökelmenin önlenmesi açısından daha küçük boyutlu nano parçacıkların üretilmesine ağırlık verilmiştir [47].

3.1.1.1 Nanoakışkanların Üretimi

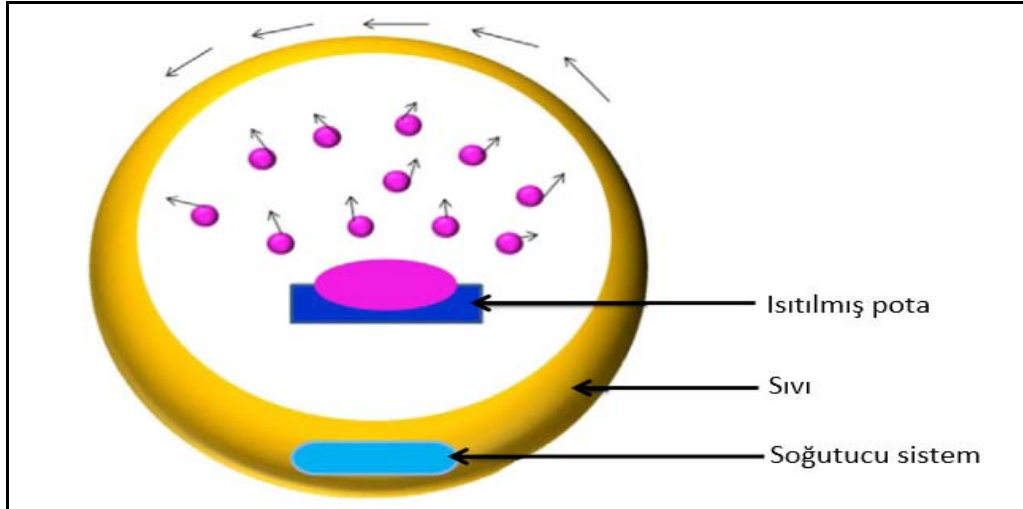
Nanoakışkanların uygulama alanlarının çokluğu sebebiyle hazırlanışları da birbirinden farklılık gösterir. Nanoakışkan üretim yöntemleri genel olarak üç grupta toplanabilir.

İki Adım Yöntemi: Nanoakışkanların üretimi için en yaygın kullanılan yöntemdir. Nanoparçacıklar önce kimyasal veya fiziksel işlemlerden geçirilerek kuru toz halinde üretilir. Daha sonra hazırlanan nanoparçacık referans akışkan içine süspansiyon edilir. Yüzey alanı büyüklüğü ve yüzey aktivitesi nedeniyle nanoparçacıklar topaklanma eğilimindedir ve yüzey aktif maddeler (surfaktantlar) kullanılarak nanoakışkanın stabilitesi artırılmalıdır. Ancak yüksek sıcaklık uygulamalarında yüzey aktif maddeleri kullanımı da sorun oluşturur. Stabilite sorunu çözülmesi zor bir durum olduğundan tek adım yöntemini de içeren başka yöntemler geliştirilmiştir. Bununla birlikte, dezavantajlarına rağmen kuru halde nano parçacık üretim teknikleri endüstriyel süreçlerde halihazırda mevcut olduğundan nanoakışkanların hazırlanmasında en ekonomik yöntemdir [48].



Şekil 3. 4 İki adımlı nanoakışkan üretim yönteminin şematik gösterimi [49]

Tek Adım Yöntemi: Adından da anlaşılacağı üzere tek adımda nanoakışkan üretimi olan bu yöntemle daha kararlı bir nanoakışkan eldesi sağlanmaktadır. Nano parçacık ile nano akışkanın üretimi eş zamanlı olarak gerçekleşir. Nanoparçacıklar fiziksel buhar biriktirme tekniklerinden biriyle veya bir sıvı kimyasal metotla direkt olarak üretilir. Bu yöntem sayesinde parçacık çökelmeleri oldukça azalmaktadır. Ancak endüstriyel üretim açısından üretimi zor olan çok ufak boyutlu nano parçacık üretimi gerektirdiğinden uygulama alanı kısıtlıdır.



Şekil 3. 5 Tek adımlı nanoakışkan üretim yönteminin şematik gösterimi [49]

Diğer Yöntemler: Bu iki yöntem dışında nanoakışkanların üretilmesi için farklı bazı prosedürler de izlenmiştir. Kerosen esaslı Fe_3O_4 nanoakışkanının üretilmesi için kullanılan faz transfer yöntemi, su esaslı CuO nanoakışkanının üretilmesi için kullanılan

-ultrasonik ve mikrodalga ışınlama yardımıyla- öncü maddeli (prekursör) dönüştürme yöntemi bu yöntemlere örnektir [48].

3.1.1.2 Nanoakışkan Türleri

Nanoakışkanların hazırlanması için gerekli temel akışkan sayısı ve uygulama alanları çok çeşitli olduğundan sınıflandırmaları parçacıklara göre yapılır. Seramik, saf metalik, alaşım veya karbon bazlı nanoakışkanlar mevcuttur.

Seramik Nanoakışkanlar: Üretimi kolay ve kimyasal kararlılık açısından uygun olan seramiklerin parçacık olarak kullanıldığı nanoakışkanlardır. Oksitli, oksitsiz ve bu iki yapının birleşimi (oksitli-oksitsiz) şekilde kendi içerisinde alt gruplara ayrılabilir.

Saf Metalik Nanoakışkanlar: Saf metalik parçacıkların kullanıldığı bu nanoakışkanlar daha az çalışmada kullanılmıştır. Bununla birlikte aynı akışkana metal parçacıkların katıldığı zaman aynı metalin oksit yapısının katıldığı durumdan daha iyi bir ısı iletkenlik oluşturduğu göz ardı edilmemelidir.

Alaşım Nanoakışkanları: Metallerin başka metallerle alaşım oluşturması sonucu elde edilen yeni yapılar hem kullanım açısından hem de ısı özellikleri açısından daha istenilen uygulamaya göre ayarlanabilir. Bu durum alaşımların nanoakışkanlar içerisinde parçacık olarak kullanılmasını teşvik etmektedir.

Karbon Bazlı Nanoakışkanlar: Bazı karbon esaslı nanoparçacıklar kendilerine özgü çok yüksek ısı iletkenlikleri ve metallere kıyasla daha düşük yoğunlukları sebebiyle nanoakışkanlar içerisinde kullanım açısından oldukça avantajlıdır. Fullerenler, karbon nanotüpler (SWNTs-Tek Katmanlı Nanotüpler), çok katmanlı nanotüpler (MWNTs) gibi yapıların kullanıldığı karbon esaslı nanoakışkanlar mevcuttur. Karbon nanotüpler metal veya metal oksit parçacıklarlar karşılaştırıldığında çok yüksek ısı iletim katsayısına sahiptirler. Örneğin tek katmanlı karbon nanotüpün, çift katmanlı karbon nanotüpün ve çok katmanlı karbon nanotüpün ısı iletkenlikleri sırasıyla $6000 \text{ W m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, $3986 \text{ W m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ve $3000 \text{ W m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ değerindedir [50].

3.1.1.3 Nanoakışkanların Kullanımında Karşılaşılan Problemler

Nanoakışkanlar konusunda birçok çalışma yapılmasına karşın karakteristikleri, performansları ve hareketleri konusunda tartışmalar bugün de devam etmektedir. Bunun nedeni literatürde yeterli deneysel tutarlılığın bulunmamasıdır. Bununla birlikte nanoakışkanlar ile çalışırken dikkat edilmesi gereken birkaç önemli hususun olduğu ortak bir kanıdır.

Parçacık Şekli ve Büyüklüğü: Saf akışkana katılacak parçacıkların termofiziksel özellikleri ne kadar iyi olursa olsun belirli bir boyutun üzerindeki parçacıklar hem akışkanlığı bozmaya başladığı hem de çökelmeler oluşturduğu için ısı transferi iyileştirmesi sağlamayabilir. Genel olarak parçacık boyutunun küçük olduğu durumda daha iyi ısı iletkenlik olduğu bilinse de literatürde yapılan bazı çalışmalar parçacık boyutu büyüdüğü zaman nanoakışkanların daha iyi ısı iletkenlik oluşturabileceğini göstermiştir. Bu nedenle akışkana katılacak olan parçacıkların büyüklüğünün en iyi nanoakışkan yapısını verecek şekilde seçilmesi önemlidir. Bunun yanı sıra parçacığın şeklinin farklı olması akışkanla temas edilen yüzey alanının da farklı olması anlamına geldiğinden dolayı dikkat edilmesi gereken bir başka husustur [49].

Parçacık Derişimi: Akışkana ilave edilen nanoparçacıkların derişimleri özellikle sayısal çalışmalarda dikkate alınması gereken bir durumdur. Çünkü incelenen nanoakışkanın ısı iletkenlik, yoğunluk, özgül ısı ve viskozite gibi değerlerinin hesaplanmasında oluşturulan teorik bağıntılar genel olarak parçacık derişimlerine göre oluşturulmuştur. Oluşturulan bağıntılar belirli derişimler için ve belirli koşullarda deneylerle doğrulandığı için hangi derişimde -veya derişim aralığında- çalışılacağı da dikkatle seçilmelidir.

Nanoakışkanların Kararlılığı: Bir nanoakışkanın üretilişi sırasında parçacıklar arasındaki güçlü van der Waals etkileşimi nedeniyle oluşan topaklanma ve parçacıkların akışkan içerisine çökmesi temel sorunlardandır. Bu nedenle nanoakışkanın kararlı hale getirilmesi gerekmektedir. Nanoparçacığın şekli, kimyasal yapısı ve kullanılan ana akışkanın kimyasal yapısı nanoakışkanın kararlılığını önemli ölçüde etkiler. Nanoakışkanların kararlılığını artırmak için elektriksel, fiziksel ve kimyasal birkaç yöntem vardır [50].

– Nanoparçacıkların yüzey yükünü pH değerini kontrol ederek ayarlamak

- Yüzey aktif maddeler katarak yüzeyi düzenlemek
- Ultrasonik titreşim kullanmak

Isı Transfer Bileşenlerinin Bozulması: Nanoakışkanların içerisindeki ısı transfer bileşenlerinin erozyon veya korozyon gibi farklı nedenlerle bozulması önemli bir problemdir. Bu problem nanoakışkan içeren sistemlerin geleneksel soğutucuların kullanıldığı sistemlere kıyasla daha çok bakım gerektirmesi gibi sonuçlar doğurmaktadır [51].

Nanoakışkanların Oluşturacağı Sağlık, Güvenlik ve Çevre Sorunları: Birçok teknolojik alanda nanoparçacık kullanımının önemli derecede faydaları olduğu bilinmesine rağmen geniş kapsamlı kullanımı halinde oluşacak sağlıksal ve çevresel riskler hala daha tam olarak bilinmemektedir. Nanoparçacıkların insan vücuduna akciğerler dışında deri aracılığıyla girmesi de kuvvetle muhtemel bir durumdur. Bu sebeple nanoakışkanların üretimi ve kullanımı sırasında birçok sağlık sorununun oluşacağı açıktır. Literatürdeki bazı çalışmalar nanoparçacıkların daha kolay taşınımından dolayı büyük boyutlu parçacıklara oranla insan sağlığı için daha tehlikeli olduğunu göstermiştir [51].

Nanoakışkanların Maliyeti: Şimdiye kadar nanoakışkanların laboratuvar ölçekli üretimi kısıtlıydı. Daha çok deneysel çalışmalar için de olsa ufak boyutlu nanoparçacıkların üretimi günümüzde mevcuttur. Ancak daha verimli bir sistem için gerekli ufak boyutlu nanoparçacıkların endüstriyel süreçlerle eldesinin henüz çok mümkün olmaması ve yüksek maliyetler -yakın gelecekte de olsa- nanoakışkanların geniş kapsamlı kullanımını sınırlandırmaktadır.

Nanoakışkanlar konusunda çalışırken dikkat edilmesi gereken hususlar ve nanoakışkan performansını etkileyen değişkenler çeşitlendirilebilir. Literatür incelenerek bu değişkenler hakkında daha detaylı bilgi elde edinilebilir.

3.1.1.4 Nanoakışkanların Kullanım Alanları

Yeni nesil ısı transfer akışkanları olarak görülebilecek olan nanoakışkanlar, saf akışkanlara göre ısı transferini iyileştirmede farklı olanaklar sağladığından kullanım alanları oldukça geniştir. Farklı alanlardaki nanoakışkan kullanımları aşağıdaki gibi özetlenebilir [48]:

Isı Transferi Uygulamaları: Endüstriyel soğutma, akıllı akışkanlar, nükleer sistem soğutması, binaların ısıtılması ve kirliliğin azaltılması

Otomotiv Uygulamaları: Nanoakışkanın soğutkan olarak kullanımı, nanoakışkanın yakıtlarda kullanımı, fren ve diğer taşıtsal nanoakışkan kullanımı

Elektronik Uygulamaları: Mikroçiplerin soğutulması, mikro ölçülü sıvımsı (flüidik) uygulamalar

Biyomedikal Uygulamalar: Nanoilaç dağıtımı, kanser tedavileri, nanoakışkan temizleyiciler

Enerji Uygulamaları: Enerji depolanması, solar Absorpsiyon

Mekanik Uygulamaları: Sürtünmenin düşürülmesi, manyetik sızdırmazlık

Diğer Uygulamalar: Mikro reaktörlerin güçlendirilmesi, nanoakışkan tabanlı mikrobiyal yakıt pili vb.

3.1.2 Aktif Yöntemler

Elektrik alan, yüzey-akışkan titreşimi, vakum vb. gibi dışardan ek güç verilmesi gereken etkiler ile yapılan ısı transferi iyileştirmesi aktif yöntemler içinde değerlendirilir [43]. Yaygın kullanılan aktif yöntemler aşağıdaki gibi sıralanabilir [45].

Yüzey titreşimi: Özellikle tek faz ısı transferini iyileştirmede kullanılır. Alçak veya yüksek frekans ile yüzey titreşimi oluşturulur.

Akışkan titreşimi: Akışkan kütlelerinin kütlesi ve büyüklüğü düşünüldüğünde yüzey titreşimine göre çoğu durumda daha pratiktir.

Elektrostatik alanlar: Yalıtkan akışkanlarda çeşitli şekillerde kullanılan doğru akım veya alternatif akım, genel olarak ısı transfer yüzeyine yakın bölgede daha çok sıvının karışması yoluyla iyileştirme sağlar.

Enjeksiyon: Sıvı akışında gözenekli ısı transfer yüzeyine gaz enjekte edilmesi ya da ısı transfer alanında aynı sıvının akışa karşı enjekte edilmesi yoluyla iyileştirme sağlanır.

Emme: İki fazlı akışta gözenekli ısı transfer bölgesinden sıvı uzaklaştırma yoluyla uygulanır. Kabarcık, buhar nakli veya film kaynamasında kullanılabilir.

Jet akış: Tek fazlı akışkanın yüzeye normal ya da eğimli olarak zorlanmasıyla sağlanır. Isı transferi iyileştirmesi amacıyla birden fazla jet akışı kullanılabilir.

3.1.3 Birleşik (Karma) Yöntemler

Pasif veya aktif yöntemlerden iki ya da daha fazlasının bir arada kullanılması ile elde edilen yöntemlerdir. Isı transferinde çok yüksek iyileştirmeler sağlanması gerektiğinde ve pasif, aktif yöntemler tek başına kullanıldığında bu iyileştirme sağlanamıyorsa birleşik yöntemler kullanılabilir.



TEORİK OPTİMİZASYON MODELİ

İki eş merkezli boru içinde akan akışkanlar arasında ısı transferinin gerçekleştiği çift borulu ısı değiştiriciler, ısı değiştiricileri arasında en basit tasarıma sahiptirler. Tasarımı, işletmesi ve temizliği görece kolay olsa da yüksek ısı yüklerin gerektiği bazı endüstriyel uygulamalarda bu ısı değiştiricileri gerekli verimi sağlayamayabilirler. Bu problemin üstesinden gelmek için yapılabilecek başlıca çözümlerden biri ısı transfer hacminde bir değişiklik oluşturmamasına karşın ısı transfer alanını artırarak ısı değiştiricisinin kapasitesini artırmaya yarayan kanatlar eklenmesidir. Bunun yanı sıra termofiziksel özellikleri akışkanlara kıyasla çok iyi olan nanoparçacıklar eklenerek de bu problem giderilebilir. Bu amaçla mevcut çalışmada öncelikle çift borulu bir ısı değiştiricisi modelinin her iki borusu da sade olarak tasarlandı. Ardından üretimsel geometrik kısıtlamalar da düşünülerek içteki borunun dış yüzeyine kanatlar eklendiği durum göz önüne alındı. Son olarak tasarlanan ısı değiştiricisi modelinin halka tarafında farklı nanoakışkanlar kullanılarak ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkileri gözlemlendi. Geliştirilen matematiksel ifadeler yardımıyla kanatlı ve kanatsız tasarım durumunda her bir nanoakışkan kullanımı için yatırım, işletme ve toplam maliyetler karşılaştırılarak halka tarafı optimum hızı belirlendi ve en uygun ısı değiştiricisi seçimi yapıldı.

4.1 Problemin Tanımı

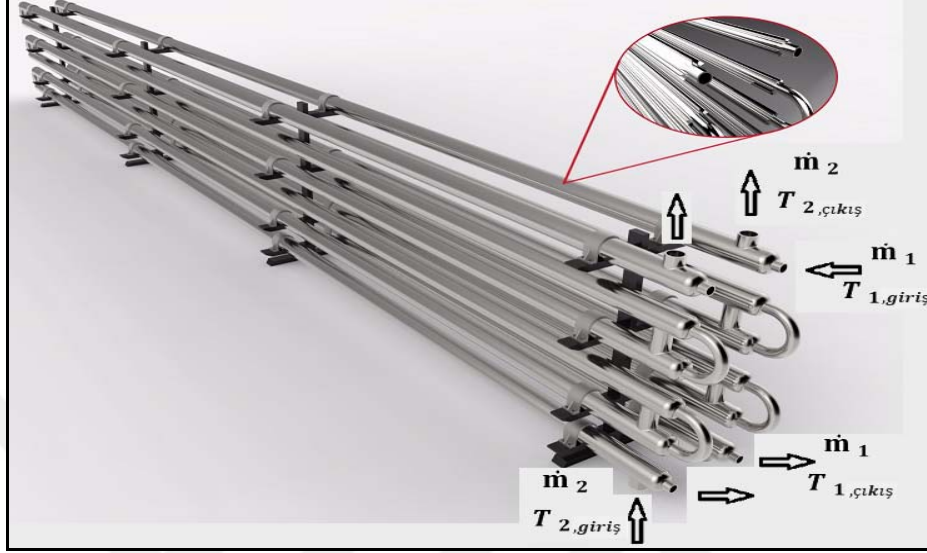
Sayısal çalışma şematik gösterimi Şekil 4.1'de verilen ters akışlı bir çift borulu ısı değiştiricisi için yapıldı. Isı değiştiricisi borularında ısı iletkenliği $52 \text{ Wm}^{-1}\text{C}^{-1}$ olan AISI-SAE 1020 (düşük karbonlu çelik) kullanıldı. İç çap ve dış çaplar sırasıyla 23/26 mm ve

54/60 mm olarak tasarlandı. Saf haldeki ve sıvı durumda Ti, TiO₂, Cu, CuO, Al, Al₂O₃ nanoparçacıkları, karbon nanotüp (MWCNT) ve grafen nano tabakaları eklenmiş haldeki motor yağının deniz suyu kullanılarak soğutulması incelendi. Soğutulacak motor yağının giriş-çıkış sıcaklıkları sırasıyla 65-55 °C ve ısı değiştiricisinden geçtikten sonra ısınan deniz suyunun giriş-çıkış sıcaklıkları sırasıyla 20-30 °C olarak alındı. Aynı ısı kapasitede ısı değiştiricisi tasarımına göre optimizasyon yapıldığından tüm analizlerde iç boruda akan akışkanın kütleli debisi sabit ve $\dot{m} = 2 \text{ kg s}^{-1}$ olarak alındı. Kanatların geometrik değişkenleri Genceli [33], Kakaç [34] ve Taborek [52]'in çalışmaları esas alınarak belirlendi. Uygun kanat sayısı ve kanat yüksekliği içteki borunun dış çapı ile dıştaki borunun iç çapı göz önüne alınarak belirlendi. Kanat kalınlığı pratik uygulamalar da düşünülerek genelde kullanılan kaynak edilebilir karbon çeliğine göre belirlendi [33], [52].

Çizelge 4. 1 İçteki borusunun dış yüzeyinde kanatlar bulunan bir çift borulu ısı değiştiricisinin konstrüktif değerleri [33]

Dış boru dış çapı [mm]	İç boru dış çapı, [mm]	İç boru et kalınlığı [mm]	Kanat yüksekliği [mm]	Maks. kanat sayısı	Net akış alanı [mm ²]	Hidrolik çap, d _h , [mm]	$\frac{A_k}{A_d}$	$\frac{A_d}{A_i}$	Birim boyda ısı geçiş alanı [m ² /m]
Standart basınçlar için									
60	25,4	2,77	11,1	20	1445	8,41	0,85	8,40	0,53
89	25,4	2,77	23,8	20	3826	12,0	0,92	16,5	1,04
89	48,3	3,69	12,7	36	2510	7,65	0,86	8,3	1,07
102	48,3	3,68	19,05	36	3916	8,66	0,90	11,86	3,05
102	60,3	3,91	12,7	40	3039	8,18	0,84	7,31	1,53
114	48,3	3,68	25,4	36	2548	9,63	0,92	15,42	1,98
114	60,3	3,91	19,05	40	2652	9,14	0,89	10,39	1,72
114	73,0	5,16	12,7	48	3452	7,80	0,84	7,35	1,45
Yüksek basınçlar için									
60	25,4	2,77	9,53	20	1258	8,47	0,83	7,39	0,46
89	48,3	5,08	11,1	36	2050	6,93	0,84	7,95	0,95
102	48,3	5,08	15,9	36	3368	8,64	0,88	10,82	1,29
102	60,3	5,54	11,1	40	2447	7,29	0,82	6,97	1,08
114	48,3	5,08	12,2	36	4851	9,42	0,91	14,64	1,75
114	60,3	5,54	15,9	40	3947	8,99	0,87	9,43	1,46
114	73,0	7,01	9,53	48	2787	7,70	0,80	6,17	1,14

Bu kısıtlara göre seçilen kanat değişkenleri: kanat yüksekliği 11 mm olarak, kanat kalınlığı 0,9 mm olarak -0,899 mm kaynak edilebilir çelik veya alaşımlar için (Çizelge 4.1)-, kanat sayısı 11 olarak alındı. Bunun yanı sıra firkete boyu 5 m ve halkadaki boru sayısı 1 adet olacak şekilde hesaplar yapıldı.



Şekil 4. 1 İncelenen çift borulu ısı değıştiricisi modellerinden bir örnek

Yapılan tasarımda içteki ve dıştaki boru ile kanatların geometrik uzunlukları değışmemekle birlikte farklı nanoakışkanların kullanımı farklı seri ve paralel boru sayılarının oluşmasına sebep olacağından ısı değıştiricisi modelinin de her durumda değışeceği dikkate alınmalıdır.

4.1 Nanoakışkan Özelliklerinin Belirlenmesi

Nanoakışkanların özellikleri belirlenirken en önemli hususlardan birisi parçacıkların boyutları ve derişimleridir. Milimetrik ve mikrometrik ölçülerdeki parçacıkların dahil edildiği akışkan içerisinde hızlıca çökeldiği, akış kanallarını tıkadığı ve aşındırdığı bilinen bir durumdur. Bununla birlikte boyutları çok ufak olan parçacıklar (<100 nm) kolayca akışkanlaşma sağlayacaklarından, bu parçacıklar saf akışkana katıldıkları zaman neredeyse tamamen akışkan davranışına benzer bir hareket gösterirler. Bu nedenle bu şekilde hazırlanan nanoakışkanlar yeni termofiziksel özelliklere sahip saf akışkan gibi ele alınabilirler [53]. Oluşan yeni akışkan yapının özelliklerinin belirlenmesi ise ayrı bir durumdur. Her ne kadar çok ufak boyutlu parçacıklar akışkan davranışını bozmayacak bir yapı oluştursa da, belirli bir derişimden sonra bu durum değışebilmektedir.

Literatürde yapılan bazı çalışmalarda kullanılan nanoparçacık türleri, derişimleri ve ısı transferi iyileşmesindeki ana faktör olan akışkanların ısı iletkenliklerindeki iyileşmeler Çizelge 4.2’de görülmektedir.

Çizelge 4. 2 Nanoakışkanlar ile ısı transferi iyileştirmelerine yönelik bazı çalışmaların sonuçları [49]

Nanoparçacık / Boyut(nm)	Taban Akışkanı	% Derişim(ϕ)	k_{nf}/k_{bf}	% İyileştirme
Al ₂ O ₃	Su	4,3	1,32	32
γ -Al ₂ O ₃	Su+ Etilen glikol	1,4	1,04	4
CuO	Etilen glikol	4	1,2	20
CuO / <50 nm	Su	0,01	1,27	27
Cu / 100	Şanzıman yağı	1,5	1,12	12
Cu / 100	Su	2,5	1,23	23
CNT / ID: 5-10, OD:20-50	Motor yağı	2	1,3	30
Fe / 98 nm	Su	0,01	1,05	5
Fe ₃ O ₄ / 15	Kerosen	1	1,32	32
TiO ₂	Su	1	1,08	8
Grafen	Etilen glikol	0,2	1,119	11,9

Yapılan çalışma deneysel olmadığından ve parçacık çökelmelerinin ısı değiştiricisinin performansı üzerine etkisi gözlemlenemeyeceğinden yüksek derişimlerdeki nanoakışkan uygulamalarının sayısal çalışması uygun olmayacaktır. Ayrıca termofiziksel özellikleri iyi olan nanoparçacıkların düşük derişimlerde bile ısı iletkenliklerde önemli bir değişiklik yapabileceği dikkate alınmalıdır (Çizelge 4.2). Sonuç olarak mevcut çalışmada motor yağına ilave edilen nanoparçacıkların hacimsel derişimleri tüm durumlar için sabit ve (ϕ) 1% olarak alınmıştır. Aynı derişimde ilave edilen farklı nanoparçacıklar farklı termofiziksel özellikte akışkan yapıları oluşturacaktır ve her bir durum için nanoakışkanın bu özelliklerinin belirlenmesi gereklidir. Bu özelliklerden biri olan ısı iletim katsayısı nanoakışkanlar için (k_{nf}) Green Kubo bağıntısı esas alınarak geliştirilen ve daha önceden yapılan deneysel ve sayısal çalışmalarla uyum sağladığı belirlenen (4.1)’deki bağıntıdan hesaplanmıştır [54]. Deneysel çalışmaların

mümkün olmadığı durumlarda sayısal bir çözüm öneren bu çalışmada etilen glikol esaslı ve yaklaşık olarak 0,1% ile 0,5% derişimleri aralığında değişen Cu ve AlO nanoparçacıkları dahil edilmiş nanoakışkanlar incelenmiştir. Deneysel çalışmaların doğrulanması gibi bir durum söz konusu olduğunda bu bağıntının kararlı hal paralel plaka metoduna uygun olarak geliştirildiği dikkate alınmalıdır.

$$k_{nf} = k_{pa}\varphi + (1 - \varphi)\rho_f \quad (4.1)$$

Pak ve Cho [55] yaptıkları çalışma sonucunda hacimsel derişimi bulurken kütle derişiminden faydalanmışlardır ve nanoakışkanın yoğunluğunu (kütle yoğunluğu) belirlemişlerdir. 1% ile 10% arasındaki farklı hacimsel derişimler kullanılarak Al₂O₃ ve TiO₂ nanoparçacıkları içeren nanoakışkanların incelendiği bu çalışmadaki model esas alınarak nanoakışkanların yoğunlukları belirlenebilir;

$$\rho_{nf} = \rho_{pa}\varphi + (1 - \varphi)\rho_f \quad (4.2)$$

Nanoakışkanların dinamik viskozitesi daha önce yapılmış çalışmalarda hacimsel derişimin bir fonksiyonu olarak elde edilmiştir. 1% ile 5% arasındaki hacimsel derişimlerde farklı nanoakışkanların incelendiği bu çalışmalarda daha önce deneysel verilerden elde edilen değişkenler en küçük kareler eğrisi uydurularak formüle edilmiş ve elde edilen bu bağıntı (4.3)'te verilmiştir [56], [57].

$$\mu_{nf} = \mu_f(306\varphi^2 - 19\varphi + 1) \quad (4.3)$$

Son olarak $c_{p,nf}$ değişkeninin belirlenebilir bir özellik olduğu literatürde aktarılmıştır. Sentezlenmiş nanoparçacık-akışkan karışımı için iki fazlı ve tek fazlı durumun karşılaştırıldığı bir çalışmada 100 nm'den küçük boyuttaki nanoakışkanlar için tek faz kabulü durumunda daha iyi sonuçların alındığı gözlemlenmiştir. Xuan ve Roetzel tarafından yapılan bu çalışmada ilgilenilen nanoakışkanın özgül ısı değerinin hesaplanması için aşağıdaki bağıntı önerilmiştir [53].

$$\rho_{nf}c_{p,nf} = (1 - \varphi)\rho_f c_{p,f} + \varphi\rho_{pa}c_{p,pa} \quad (4.4)$$

Belirtilen bağıntılar eşliğinde incelenen nanoakışkanların termofiziksel özellikleri her bir durum için belirlendi. Isı değiştiricisinde kullanılan saf akışkanların ve nanoparçacıkların özellikleri Çizelge 4.3'de aktarıldı.

Çizelge 4. 3 Isı değiştiricisi akışkanları ve nanoparçacıkları için ısı iletkenlik, yoğunluk, özgül ısı ve dinamik viskozite değerleri

Saf Akışkanlar				
	k [W m⁻¹°C⁻¹]	ρ [kg m⁻³]	c_p [kJ kg⁻¹°C⁻¹]	μ [Pa·s]
Deniz Suyu	0,639	1013,4	4,004	0,000964
Motor Yağı	0,1442	825,27	1,902	0,075
Nanoparçacıklar				
	k [W m⁻¹°C⁻¹]	ρ [kg m⁻³]	c_p [kJ kg⁻¹°C⁻¹]	μ [Pa·s]
Ti	21,5	4500	0,53	-
TiO₂	8,4	4175	0,692	-
Cu	401	8933	0,385	-
CuO	20	6500	0,5356	-
Al	237	2702	0,903	-
Al₂O₃	46	3700	0,88	-
Karbon Nanotüp	3000	2600	0,75	-
Grafen	5000	2200	0,79	-

Bu tez kapsamında incelenen ısı değiştiricisi modelinde nanoakışkanların performans ve maliyet değerleri üzerinde etkisi incelenirken nanoakışkan özelliklerinin belirlenmesinde kullanılan bu denklemlerin hepsinin birer yaklaşım olduğu 100% doğrulukta olamayacağı göz önüne alınmalıdır.

4.2 Isı Transferi Analizi

Çift borulu bir ısı değiştiricisinde içteki borunun dış yüzeyinin kanatsız modellendiği durum için ısı transfer analizi daha önceki çalışmalarda yapılmıştır [58]. Mevcut çalışmada kanatsız tasarımın ısı transfer hesaplamaları bu model esas alınarak yapıldı. Kanatlı durumda ısı transfer alanında, hidrolik çapta oluşan ve ısı değiştiricisi performansını etkileyen değişikliklerin de etkisi göz önünde bulundurularak çözüm yapılması gerektiği açıktır. Bu durumda mevcut çalışmada kanatlı tasarımın ısı transfer analizi ise bu değişkenlerin etkisinin incelendiği çalışmalar (Genceli [33] ve Kakaç [34]) esas alınarak yapıldı.

4.2.1 İç Taraf Akışkanı İçin

İki akışkan arasındaki ısı transferi enerji denge eşitliği yardımıyla (4.5)'den bulunur.

$$Q = \dot{m}_1 c_{p,1} (T_{1,\zeta} - T_{1,g}) = \dot{m}_2 c_{p,2} (T_{2,\zeta} - T_{2,g}) \quad (4.5)$$

Burada 1 alt indisi iç boruda akan deniz suyunu, 2 alt indisi ise halka tarafındaki akışkanı temsil etmektedir.

Paralel boru sayısı (4.6) eşitliği yardımıyla, iç borudaki akış hızı ve Reynolds sayısı ise sırasıyla (4.7) ve (4.8) eşitlikleri yardımıyla hesaplanabilir.

$$n_p = \frac{\dot{m}_1}{\frac{\pi d_{1,i}^2}{4} w_1 \rho_1} \quad (4.6)$$

$$w_1 = \frac{\dot{m}_1}{\frac{\pi d_{1,i}^2}{4} n_p \rho_1} \quad (4.7)$$

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{1,i}}{\mu_1 / \rho_1} \quad (4.8)$$

İçteki borudaki akış $4000 < Re < 150000$ aralığında değişmekte olup hem geçiş hem de türbülans bölgesindedir. Buna göre sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı için zorlanmış taşınım bağıntıları kullanılabilir [34], [59].

$$f_1 = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (4.9)$$

$$Nu_1 = \frac{(f_1 / 2) Re_1 Pr_1}{1.07 + 12.7 (f_1 / 2)^{1/2} (Pr_1^{2/3} - 1)} \quad (4.10)$$

(4.10) eşitliğinin aşağıdaki gibi düzenlenmiş halinin kullanılması deneysel verilere daha uygun sonuçlar elde edilmesini sağlayacaktır.

$$Nu_1 = \frac{(f_1 / 2) (Re_1 - 1000) Pr_1}{1 + 12.7 (f_1 / 2)^{1/2} (Pr_1^{2/3} - 1)} \quad (4.11)$$

İç taraf akışkanı için taşınım ısı transfer katsayısı (4.11) yardımıyla hesaplanabilir.

$$h_1 = Nu_1 \frac{k_1}{d_{1,i}} \quad (4.12)$$

4.2.2 Halka Tarafı Akışkanı İçin

Kesit alanı, basınç düşümü için ıslak çevre, basınç düşümü için hidrolik çap, halka tarafındaki akış hızı ve Reynolds numarası aşağıdaki eşitlikler yardımıyla elde edilebilir.

$$A_c = \frac{\pi}{4} (d_{1,i}^2 - d_{1,o}^2 N_t) - (\delta H_f N_f N_t) \quad (4.13)$$

$$P_w = \pi (d_{2,i} - d_{1,o} N_t) + 2H_f N_f N_t \quad (4.14)$$

$$d_{2,h} = \frac{4A_c}{P_w} \quad (4.15)$$

$$w_2 = \frac{m_2}{A_c n_p \rho_2} \quad (4.16)$$

$$Re_2 = \frac{w_2 d_{2,h}}{\mu_2 / \rho_2} \quad (4.17)$$

Laminer akış gözlenen ve $5 < Re < 1000$ aralığında olan halka tarafı için Nusselt sayısı aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$Nu_2 = 1.86 \left(Re_1 - Pr_1 \frac{d_{2,h}}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_2}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.18)$$

Burada duvar sıcaklığındaki akışkanın viskozite değeri ve duvar sıcaklığı (4.19) ve (4.20) eşitliklerindeki gibi türetilir.

$$T_w = \frac{1}{2} \left(\frac{T_{2,i} + T_{2,o}}{2} + \frac{T_{1,i} + T_{1,o}}{2} \right) \quad (4.19)$$

$$\frac{\mu}{\mu_w} = \left(\frac{T}{T_w} \right)^{-1.6} \quad (4.20)$$

Halka tarafı için taşınım ısı transfer katsayısı (h_2) ısı tranferi için ıslak çevre (P_h) ve eşdeğer yarıçap ($d_{2,e}$) kullanılarak belirlenebilir.

$$P_h = \pi d_{1,o} N_t + 2H_f N_f N_t \quad (4.21)$$

$$h_2 = Nu_2 \frac{k_2}{d_{2,e}} \quad (4.22)$$

İç taraf ısı transfer alanı (A_i), halka tarafının kanatsız durumdaki ısı transfer alanı (A_u), kanatların ısı transfer alanı (A_f), kanat değişkeni (m), kanat verimi (η_f), ve toplam yüzey verimi (η_o), aşağıdaki eşitlikler yardımıyla belirlenebilir.

$$A_i = 2\pi d_{1,i} L \quad (4.23)$$

$$A_u = 2N_t(\pi d_{1,o} L - \delta N_f L) \quad (4.24)$$

$$A_f = 2N_t N_f L (2H_f + \delta) \quad (4.25)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_2}{\delta k_2}} \quad (4.26)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mH_f)}{mH_f} \quad (4.27)$$

$$\eta_o = \left[1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A_i} \right] \quad (4.28)$$

Tüm veriler eşliğinde ısı değiştiricisi için toplam ısı transfer katsayısı temiz durumda ve kirli durumda sırasıyla (4.29) ve (4.30) eşitlikleri yardımıyla bulunabilir.

$$U_{o,c} = \frac{1}{\frac{A_i}{A_i h_1} + \frac{A_i \ln(d_{1,o}/d_{1,i})}{2\pi k \cdot 2L} + \frac{1}{\eta_o h_2}} \quad (4.29)$$

$$U_{o,f} = \frac{1}{\frac{A_i}{A_i h_1} + \frac{A_i}{A_i} R_{f,i} + \frac{A_i \ln(d_{1,o}/d_{1,i})}{2\pi k \cdot 2L} + \frac{R_{f,o}}{\eta_o} + \frac{1}{\eta_o h_2}} \quad (4.30)$$

Isı değiştiricinin temizlik açısından ne kadar iyi durumda olduğunu gösteren temizlik faktörü (4.31) yardımıyla belirlenebilir. $CF = 1$ olması ısı değiştiricisinin tamamen temiz olduğunu gösterir. $CF < 1$ olması durumunda ise kirliliğin etkisini dikkate almak gerekecektir. (İç taraf için $R_{f,i} = 0,000088$, dış taraf için $R_{f,o} = 0,000176$)

$$CF = \frac{U_{o,f}}{U_{o,c}} \quad (4.31)$$

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı ters akışlı ısı değiştiricisi için aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.32)$$

Akışkanların ilk durumdaki ve son durumdaki sıcaklıkları arasındaki değer sıcak akışkan için de soğuk akışkan için de aynı olduğu için $\Delta T_{lm} = \frac{0}{0}$ gibi bir belirsizlikle karşılaşılır.

Bu durumda L'Hospital kuralı uygulanır ve $\Delta T_{lm} = \Delta T_{1,in} - \Delta T_{2,out} = \Delta T_{1,out} - \Delta T_{2,in}$ olacak şekilde bir ortalama logaritmik sıcaklık farkı elde edilir.

Isı değiştiricisinin toplam ısıtma yüzeyi (4.33) eşitliği, toplam boru sayısı ise (4.34) eşitliği yardımıyla bulunabilir.

$$A_o = \frac{Q}{U_o \Delta T_{lm}} \quad (4.33)$$

$$n = n_{ord} n_p = \frac{A_o}{\pi d_{1,o} L} \quad (4.34)$$

4.3 Basınç Düşümü Analizi

Kanatsız ısı değiştiricisi modeli için Dalkılıç vd. [58] çalışmasındaki model esas alınmıştır. Buna karşılık kanatlı ısı değiştiricisi modelinde ise daha önce yapılan çalışmalar (Genceli [33] ve Kakaç [34]) birlikte alınarak düzenlenen aşağıdaki işlemler uygulanmıştır.

4.3.1 İç Taraf Akışkanı İçin

İçteki boru için basınç düşümü (4.33) eşitliği yardımıyla hesaplanabilir.

$$\Delta p_1 = n_{ord} \left[f_1 \frac{L}{d_{1,i}} \left(\frac{\mu}{\mu_{1,o}} \right)^{-s} + 2.5 \right] \frac{\rho_1 w_1^2}{2} \quad (4.35)$$

Burada s katsayısı laminer akışlar için 0,25 olarak ve türbülanslı akışlar için 0,14 olarak alınmalıdır [33].

Sürtünme katsayısı Reynolds sayısının farklı değerlerinde farklı formüllerle elde edilmektedir. $Re < 4000$, $4000 < Re < 20000$ ve $Re > 20000$ değerleri için sürtünme katsayısı sırasıyla (4.36), (4.37) ve (4.38) yardımıyla hesaplanabilir [33].

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (4.36)$$

$$f = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}} \quad (4.37)$$

$$f = \frac{0.184}{\text{Re}^{0.2}} \quad (4.38)$$

4.3.2 Halka Taraf Akışkanı İçin

Halka tarafı basınç düşümü (4.39) eşitliği yardımıyla hesaplanabilir.

$$\Delta p_2 = n_{ord} \left[f_1 \frac{L}{d_{2,h}} \left(\frac{\mu}{\mu_{2,o}} \right)^{-s} + 2.5 \right] \frac{\rho_2 w_2^2}{2} \quad (4.39)$$

Burada s katsayısı laminer akışlar için 0,25 olarak ve türbülanslı akışlar için 0,14 olarak alınmalıdır.

4.4 Maliyet Analizi

Maliyet analizi yapılırken akışın iç boruda ve halka boruda ihtiyaç duyduğu pompalama gücü, elektrik maliyeti, ısı değiştiricisi borularının maliyeti ve nanoparçacıkların maliyeti dikkate alınmıştır. Tek fazlı akış kabulü ile pompalama gücü aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$P = \frac{\dot{m} \Delta p}{\eta_p \rho} \quad (4.40)$$

Burada pompa verimi içteki boru için ve halka tarafı için tüm hesaplamalarda 80% olarak kabul edilmiştir.

Yıllık yatırım maliyeti, işletme maliyeti ve toplam maliyet sırasıyla (4.41), (4.42) ve (4.43) eşitlikleri yardımıyla bulunabilir. İşletme süresi (θ_y) 10 yıl ve 6000 saat (θ_h) olarak seçildi. Bu eşitliklerde bir borunun maliyeti 500 \$ (C) ve elektrik maliyeti 0.15 \$/kWh olarak alındı. Belirli hacimsel derişim için maliyetleri hesaplanan nanoparçacıklar [60] Çizelge 4.4'de verilmiştir. Ayrıca bu çizelgede bulunmayan ancak çalışmada incelenen Ti ve Grafen için boyutlar 100 nm değerinden küçük olacak şekilde maliyetler US Research Nanomaterials*'dan [61] sırasıyla 2,2 \$/g ve 9,85 \$/g olarak alındı.

$$C_1 = n \frac{1}{\theta_y} C_{tb} + C_{pa} \quad (4.41)$$

$$C_2 = \theta_h (P_1 + P_2) C_{el} \quad (4.42)$$

$$C_t = C_1 + C_2 \quad (4.42)$$

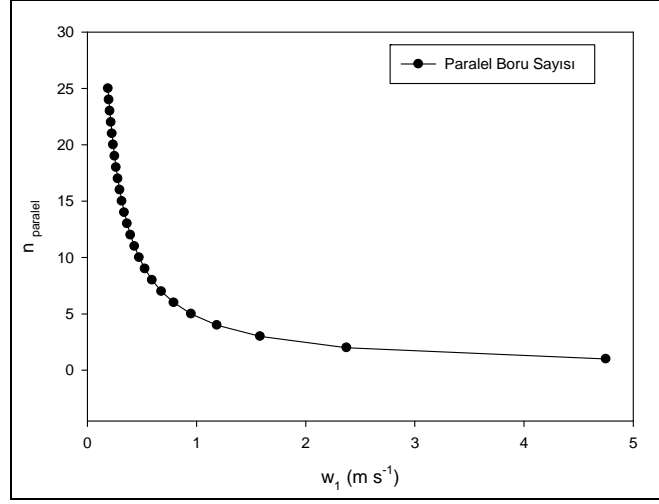
Çizelge 4. 4 Isı değiştiricisi nanoakışkanlarının maliyet karakteristikleri [60,61]

Nanoparçacık türü	Nanoparçacık maliyeti (\$/g)	4 L nanoakışkan maliyeti, $\varphi=0.02$
Ti*	2,2	-
TiO ₂	0,8	\$270
Cu	5,0	\$3560
CuO	0,75	\$380
Al	3,8	\$820
Al ₂ O ₃	0,7	\$180
CNT	9,3-125	\$1000-\$14000
Grafen*	9,85	-

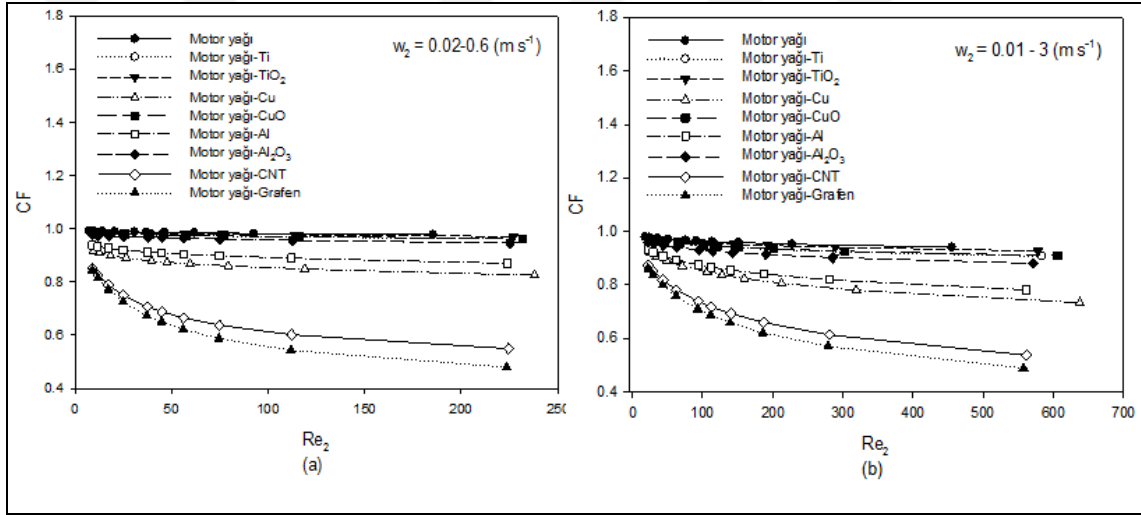
ELDE EDİLEN BULGULARIN SUNUMU

Yapılan çalışma sonucunda elde edilen bulgular grafikler oluşturularak sunuldu ve incelenen değişkenlerin ısı değiştiricisi performansı üzerine etkileri çalışmanın genel çıktısını yansıtan detaylı karakteristik çizelgeler yardımıyla aktarıldı. Oluşturulan grafikler ve tablolardan her bir akışkan çifti kullanımı için kanatlı tasarım halinde kanatsız tasarıma göre ısı transferinde ve maliyette bariz olarak iyileştirme olduğu grafikler ve çizelgelerden görüldü. Ayrıca kirliliğin etkisinin basınç düşümünü artıracığı ve ısı transferi ile maliyete olumsuz yansıtacağı her bir durumda görüldü. Bununla birlikte kullanılan nanoakışkanların termofiziksel özellikleri saf akışkana göre çok iyi olmasına karşın -ısı transferinde iyileştirme oluşturmasına karşın- nanoakışkanların maliyetlerinin etkisi göz önüne alındığında ısı değiştiricinin maliyetinde her zaman iyileştirme yapmayacağı gözlemlendi. Buna göre hangi nanoparçacığın kullanımının mevcut çalışma için daha iyi olacağı tartışıldı. Sonuç olarak kanatlı ve kanatsız ısı değiştiricisi modelleri için her bir durumda hız ve maliyet analizleri yapıldı. Oluşturulan grafikler ve tablolar detaylı bir şekilde yorumlandı.

İç borudaki akışkan hızına bağlı olarak değişen paralel boru sayısı Şekil 5.1'de verilmiştir. (4.6) eşitliği ile doğrulanabilen paralel boru sayısının hıza bağlı olarak azalmasının nedeni iç taraf akışkanı olan deniz suyu hep aynı sınır şartlarında ısı değiştiricisinde bulunması, ısı değiştiricisinin ısı kapasitesinin ve iç borudaki kütleli debinin sabit olmasıdır. Bu nedenle bu grafik incelenen bütün durumlar için geçerlidir. Bu grafik maliyet ve hız açısından optimize edeceğimiz sistemin -bulunan toplam boru sayılarına göre- kaplayacağı hacmin bir göstergesi niteliğindedir.



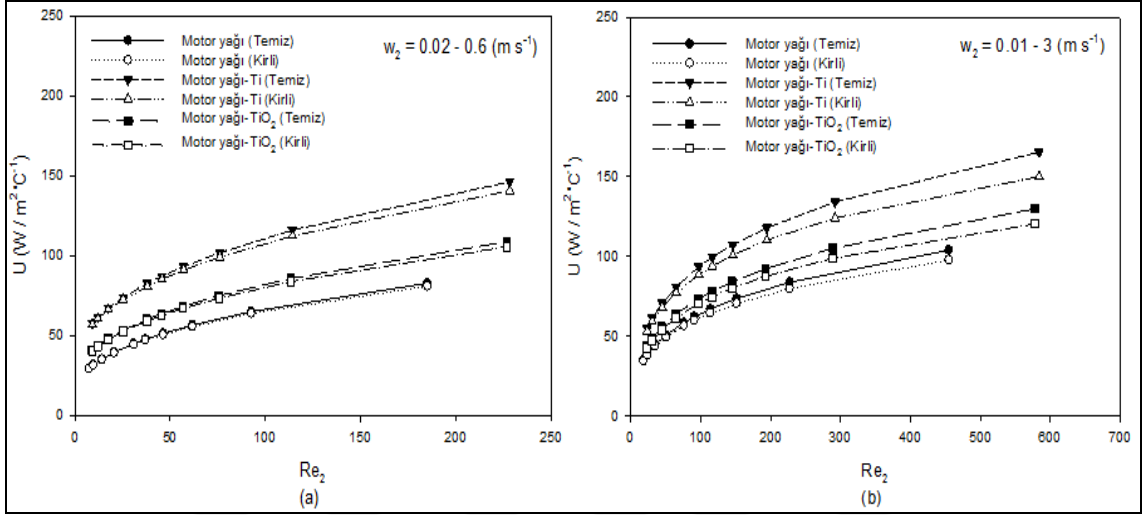
Şekil 5. 1 İç borudaki akışkan hızına göre çift borulu ısı değıştiricisi modelindeki paralel boru sayısı



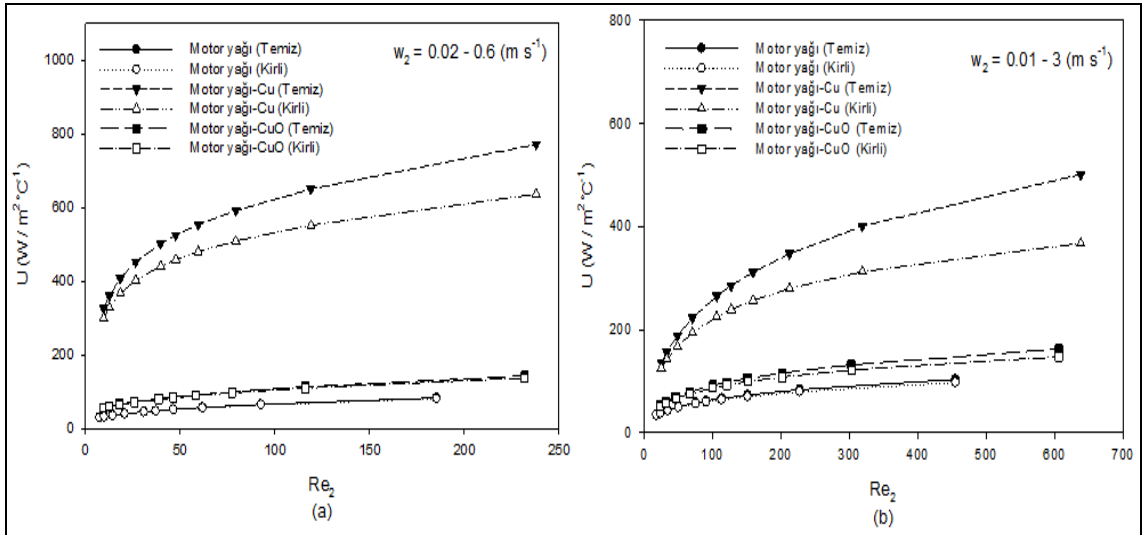
Şekil 5. 2 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı ve nanoakışkan karışımları için temizlik faktörü

Şekil 5.2'de incelenen ısı değıştiricisinin kanatlı ve kanatsız tasarım durumunda Reynolds sayısına bağı olarak değışen temizlik faktörü grafiklendirilmiştir. Kanatsız tasarım durumunda hız değeri $0,02 m s^{-1} < w_2 < 0,6 m s^{-1}$ aralığında değışirken kanatlı tasarım durumunda $0,01 m s^{-1} < w_2 < 3 m s^{-1}$ olmaktadır ve sırasıyla $5 < Re < 230$ ile $5 < Re < 650$ aralığında değışen akış koşulları oluşmuştur. Grafiklerden temizlik faktörünün Reynolds sayısına bağı olarak azaldığı gözlemlenmektedir, bu da akış hızının artması durumunda boru çeperlerinde kirlilik etkisinin yoğunlaşacağı sonucunu vermektedir. Motor yağı-grafen ve motor yağı-CNT nanoakışkan yapıları diğerkarışımlara göre daha düşük temizlik faktörü (CF) oluşturmuştur. Örnek olarak motor

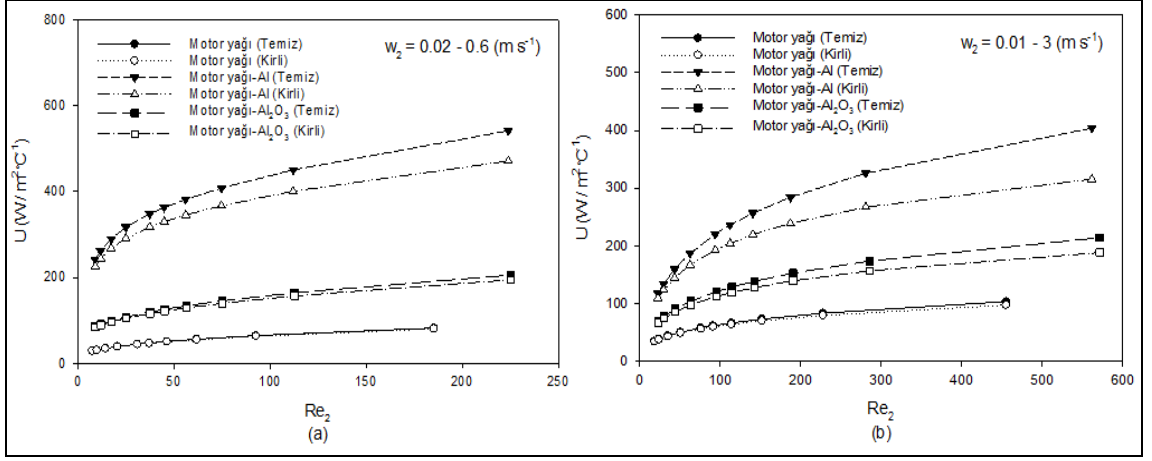
yağı-grafen karışımı kullanıldığında CF değerinin yaklaşık olarak $Re=200$ koşulunda kanatsız tasarım için 0,5 kanatlı tasarım için ise 0,6 civarında olduğu görülmektedir. Bu da grafen kullanılan nanoakışkan karışımı için kanatsız durumda kirliliğin etkisinin daha belirgin olduğunu gösterir. Kullanılan ısı transfer akışkanları için grafiklerden okunan CF değerine göre kirliliğin etkisinin her bir durum için ne kadar belirgin olduğu yorumlanabilir.



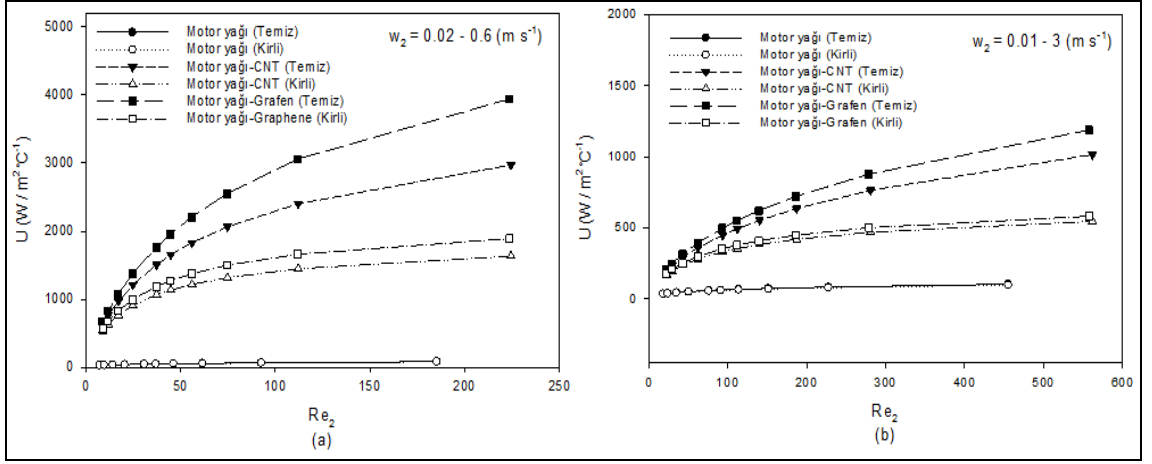
Şekil 5. 3 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-titanyum esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı toplam ısı transfer katsayıları



Şekil 5. 4 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-bakır esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı toplam ısı transfer katsayıları

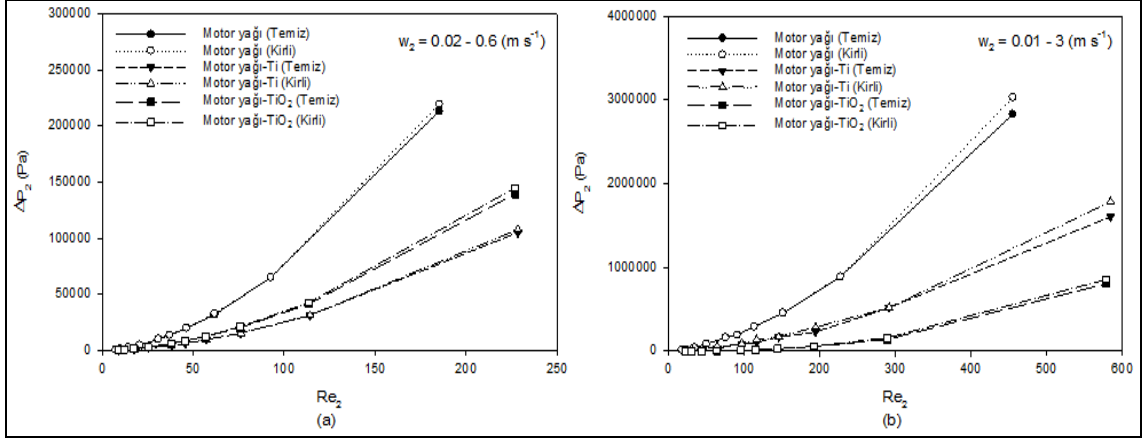


Şekil 5. 5 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-alüminyum esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı toplam ısı transfer katsayıları

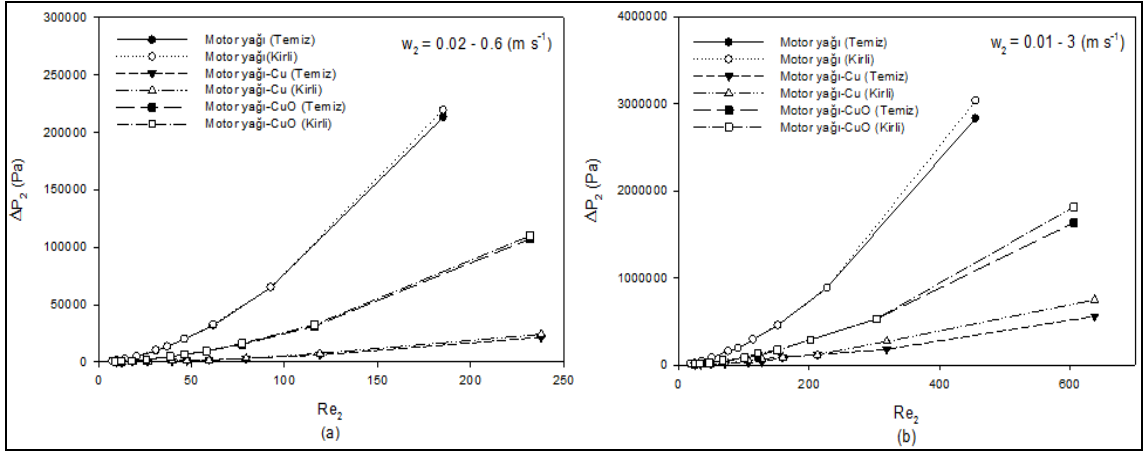


Şekil 5. 6 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-CNT/grafen esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı toplam ısı transfer katsayıları

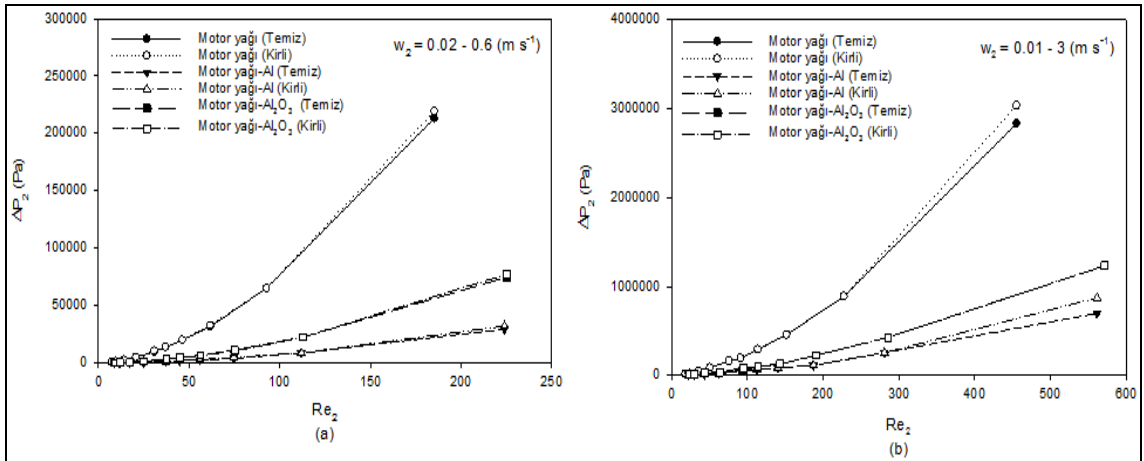
Toplam ısı transfer katsayısının Reynolds sayısına bağlı olarak kullanılan farklı nanoakışkanlar için kanatlı ve kanatsız durumdaki değerleri detaylı şekilde aktarılmıştır (Şekil 5.3, Şekil 5.4, Şekil 5.5, Şekil 5.6). Beklendiği şekilde tüm durumlarda toplam ısı transfer katsayısı Reynolds sayısındaki artışa bağlı olarak artmıştır. Motor yağı-grafen nanoakışkanı için kanatsız tasarım durumunda elde edilen $3943 \text{ W m}^{-2}\text{C}^{-1}$ değeri gözlemlenen en yüksek değerdir. Beklendiği gibi bütün akışkan kullanımlarında ısı transfer katsayısı temiz durumda kirliliğin etkisinin dikkate alındığı duruma göre daha yüksek çıkmıştır. Bunun yanı sıra sabit Reynolds sayısı ve ısı kapasitede çoğu durumda kanatsız tasarımın daha yüksek U değerleri oluşturduğu görülmektedir. Kanatlar eklenmesine rağmen böyle bir durum oluşmasının nedeni kanatlı tasarım durumunda ısı değiştiricisinde kirliliğin etkisinin daha baskın olmasıdır.



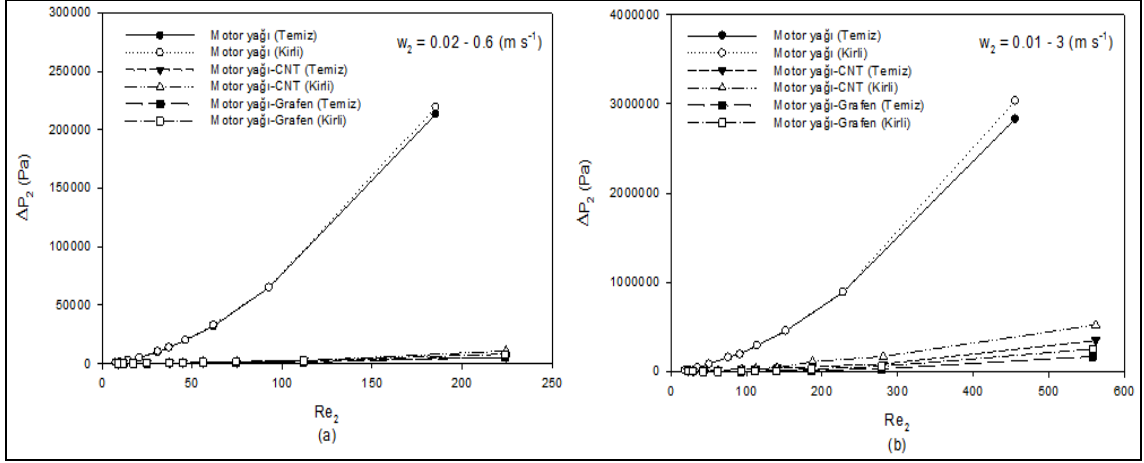
Şekil 5. 7 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-titanyum esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı halka tarafı basınç düşümleri



Şekil 5. 8 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-bakır esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı halka tarafı basınç düşümleri

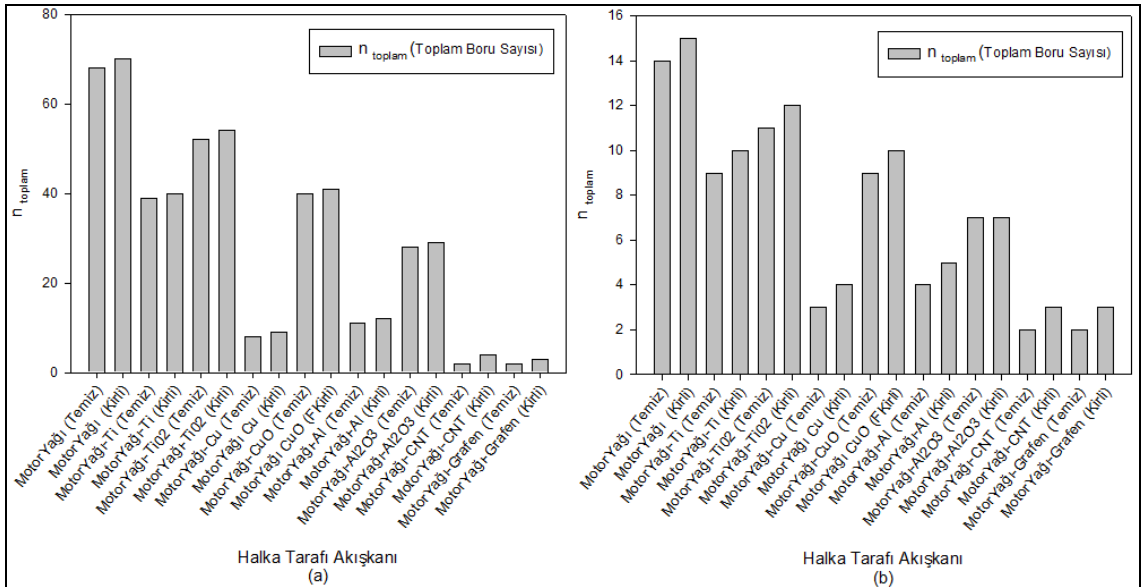


Şekil 5. 9 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-alüminyum esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı halka tarafı basınç düşümleri



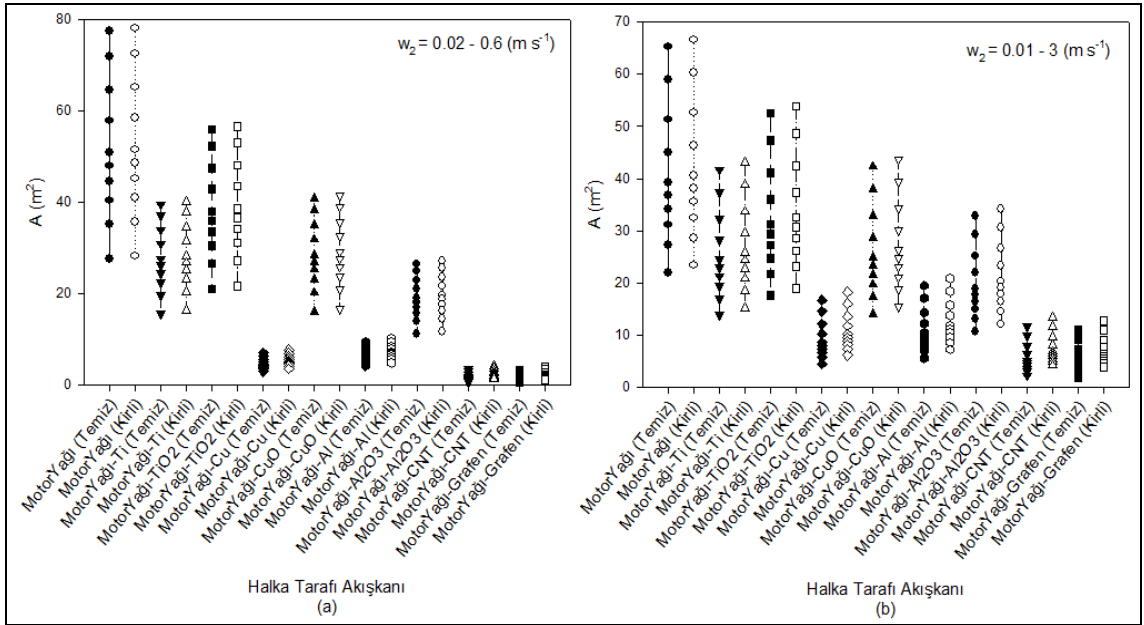
Şekil 5. 10 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-CNT/grafen esaslı nanoparçacık karışımlarının Reynolds sayısına bağlı halka tarafı basınç düşümleri

İncelenen nanoakışkanlar için Reynolds sayısına bağlı olarak basınç düşümündeki değişimi grafiklendirilmiştir (Şekil 5.7, Şekil 5.8, Şekil 5.9, Şekil 5.10). Tüm durumlar için Reynolds sayısındaki artışa bağlı olarak basınç düşümünün de arttığı gözlemlenmektedir. Kanatlı ve kanatsız tasarımların ikisi için de motor yağının saf olarak kullanıldığı ısı değiştiricisi modelinde basınç düşümü çok belirgin olarak daha yüksektir. Bunun nedeni nanoakışkan kullanımının aynı ısı yük için toplam boru sayısını oldukça düşürmesidir. Tüm tasarımlar içerisinde Motor yağı-grafen nanoakışkanının kullanıldığı durumun en düşük basınç düşümünü oluşturduğu grafiklerden çıkarılabilir.



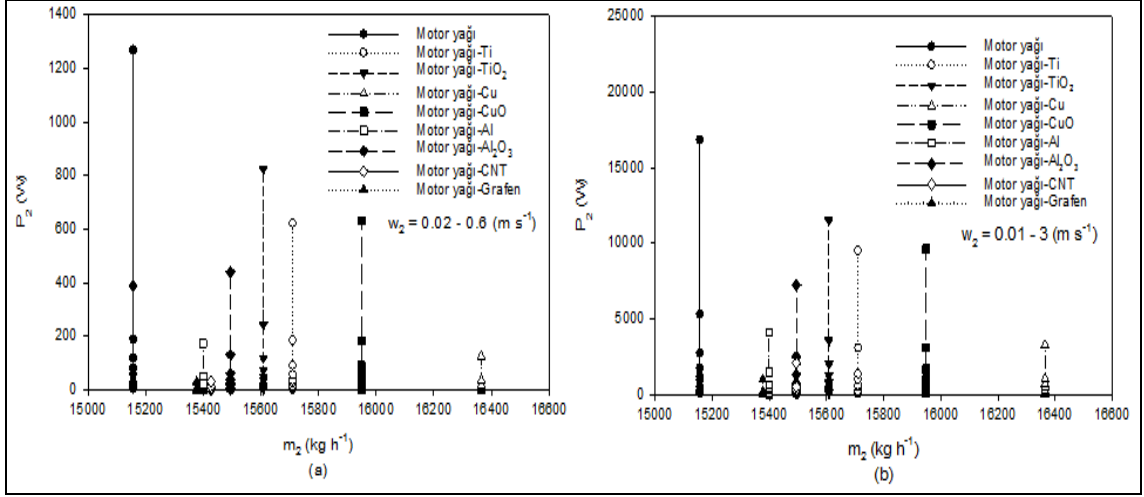
Şekil 5. 11 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) durumunda farklı halka tarafı akışkanları için hesaplanan minimum toplam boru sayısı

Şekil 5.11 saf akışkana termofiziksel özellikleri kendisinden daha iyi olan nanoparçacıklar katıldığı zaman ısı kapasite sabit olmak üzere ısı değitiricisi boyutlarında küçülmeler sağlanabildiğini ortaya çıkarmaktadır. Buna göre bir yıllık toplam maliyet esas alınarak optimize edilmiş hız değerleri için toplam boru sayısı kanatlı ve kanatsız tasarımlar için sırasıyla grafiklendirilmiştir. Grafiklerden nanoakışkan türüne göre farklı oranlarda olsa da kirliliğin her bir durumda toplam boru sayısını artırdığı açıkça görülmektedir. CNT ve Grafen nanoparçacıklarının kullanıldığı ısı değitiricisi tasarımında toplam boru sayısının 2'ye kadar düştüğü önemli bir durum ortaya çıkmıştır.



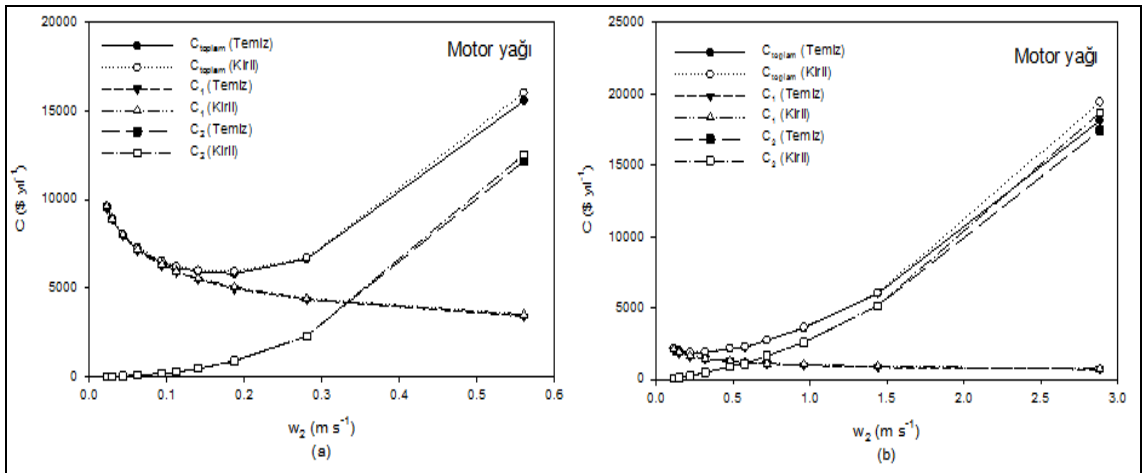
Şekil 5. 12 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) durumunda farklı halka tarafı akışkanları için hesaplanan toplam ısı transfer alanı

Şekil 5.12'de sabit 80 kW sabit ısı kapasite için gerekli yüzey alanının grafiklendirilmiş hali verilmiştir. Buradan akışkan hızı dolayısıyla debi arttığı zaman toplam yüzey alanının azaldığı ve genel itibariyle kanatlı tasarım durumunda daha düşük ısı transfer alanına ihtiyaç duyulduğu belirlenebilir. En yüksek ısı transfer alanları saf motor yağı ve motor yağı-TiO₂ kullanımında elde edilirken, en düşük toplam ısı transfer alanları ise motor yağı-CNT ve Motor yağı-grafen gibi yüksek ısı iletim katsayılı nanoparçacıkların kullanıldığı durumlarda elde edilmiştir.

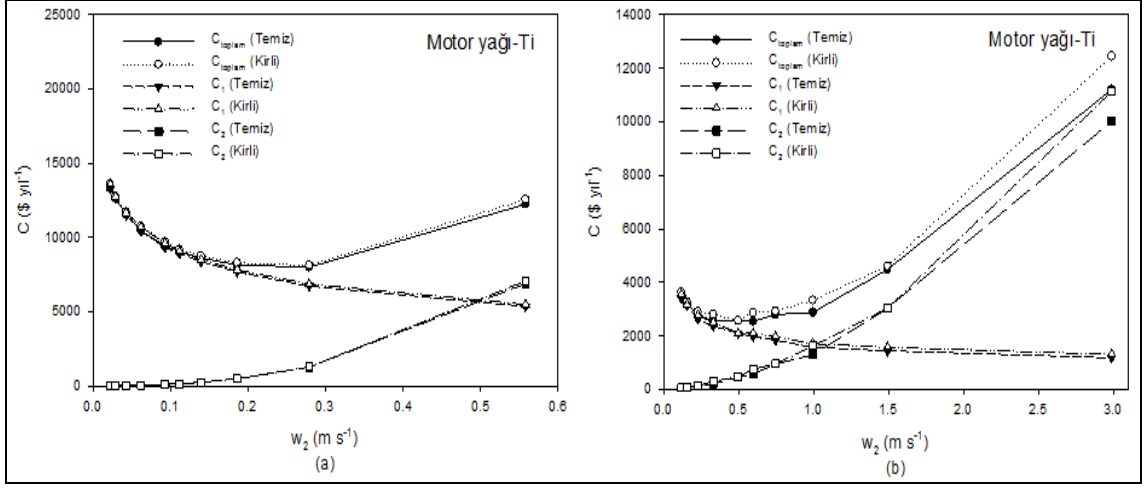


Şekil 5. 13 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için halka tarafı kütleli debisine bağlı pompalama güçleri

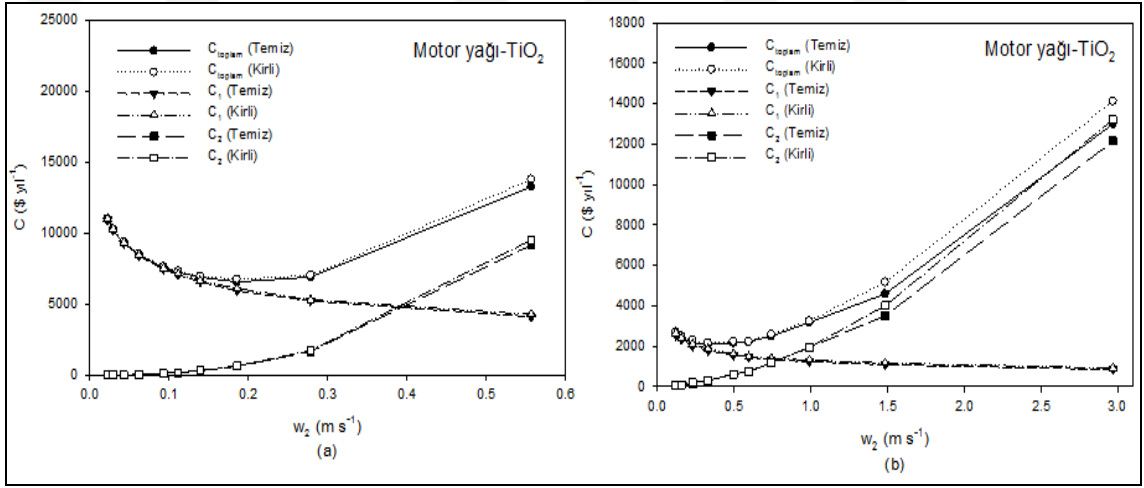
Şekil 5.13’de ısı değıştiricisinde akışı sağlamak için gerekli olan pompalama gücünün saf motor yağı ve motor yağının nanoparçacık içeren karışımlarının her birinin kullanılması durumundaki değışimin halka tarafı kütleli debisine bağlı olarak grafiklendirilmiş halidir. Beklendiğı gibi en yüksek pompalama gücü saf motor yağı kullanımında olmuştur. Diğer durumlarda daha az pompalama gücü oluşmasının ana etkeni yüksek ısıl iletkenlikli nanoparçacık kullanılarak boru sayısında sağlanan düşüştür. Her bir durum için kirliliğın etkisi ve kanatlı tasarımda kesitte oluşan daralma da göz önüne alındığında ufak değışimler haricinde grafikler beklenen eğilimdedir. Motor yağına nanoparçacık eklenmesinin pompalama gücünü değışik şekillerde etkilediğı belirtilen grafikten görülebilir.



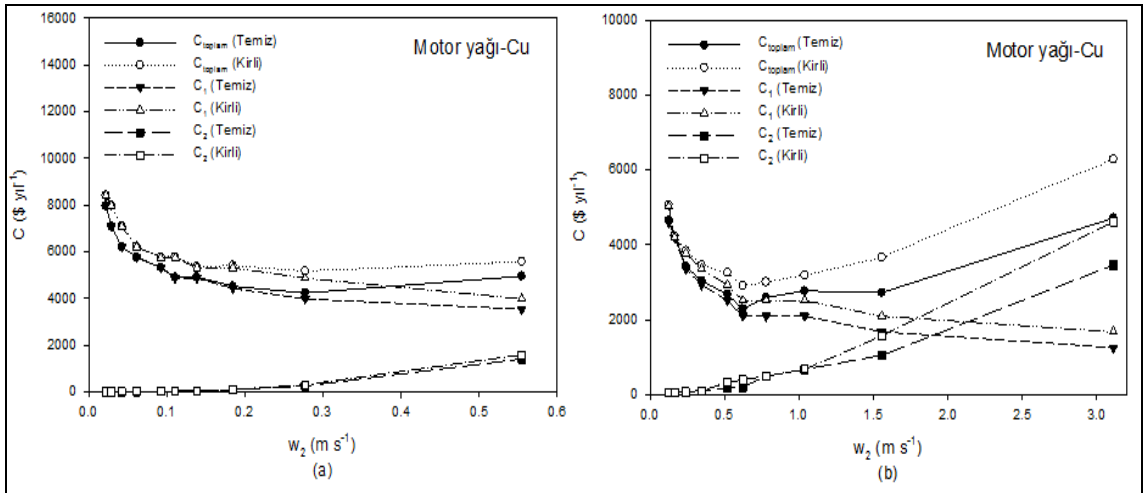
Şekil 5. 14 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri



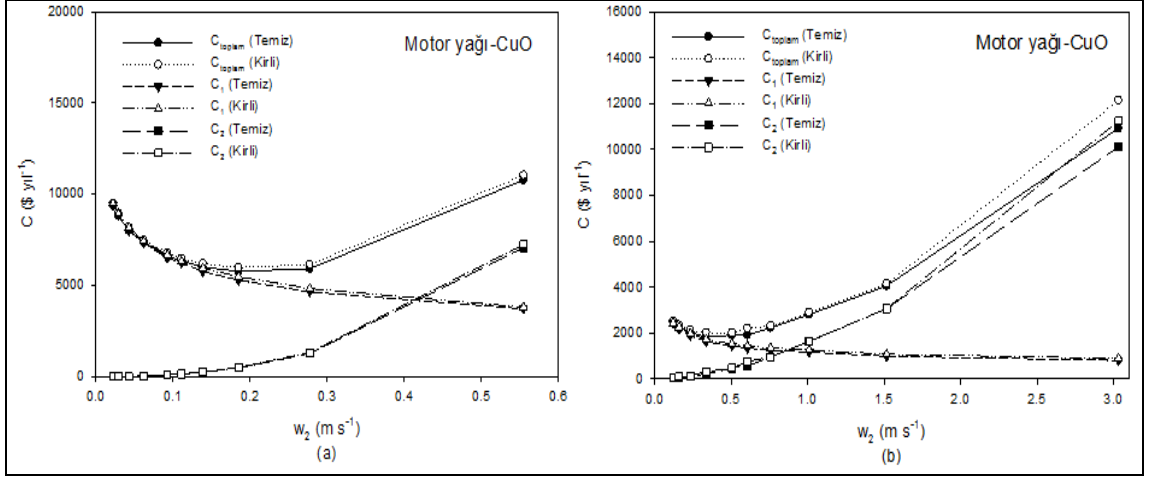
Şekil 5. 15 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-Ti kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değiştiricisi maliyetleri



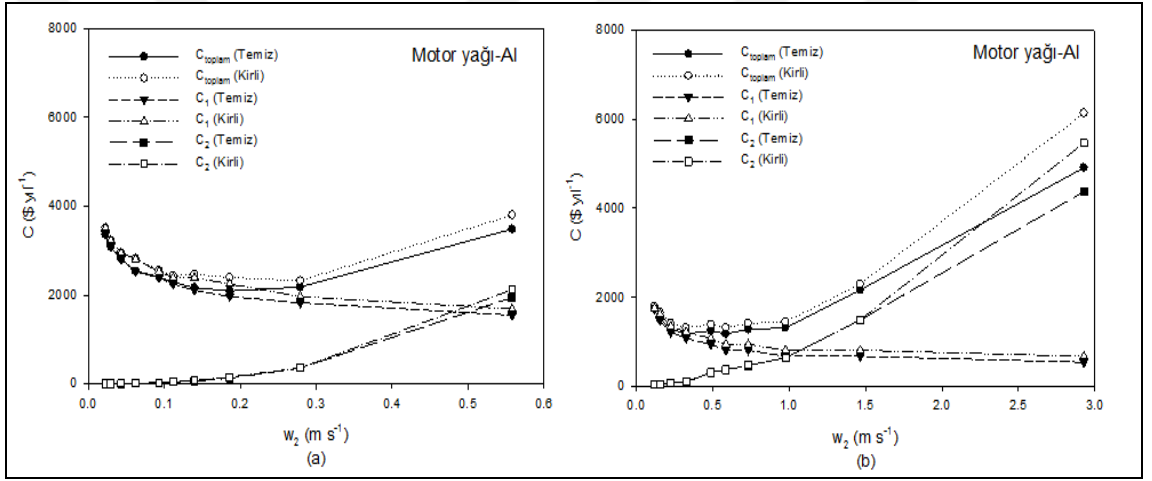
Şekil 5. 16 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-TiO₂ kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değiştiricisi maliyetleri



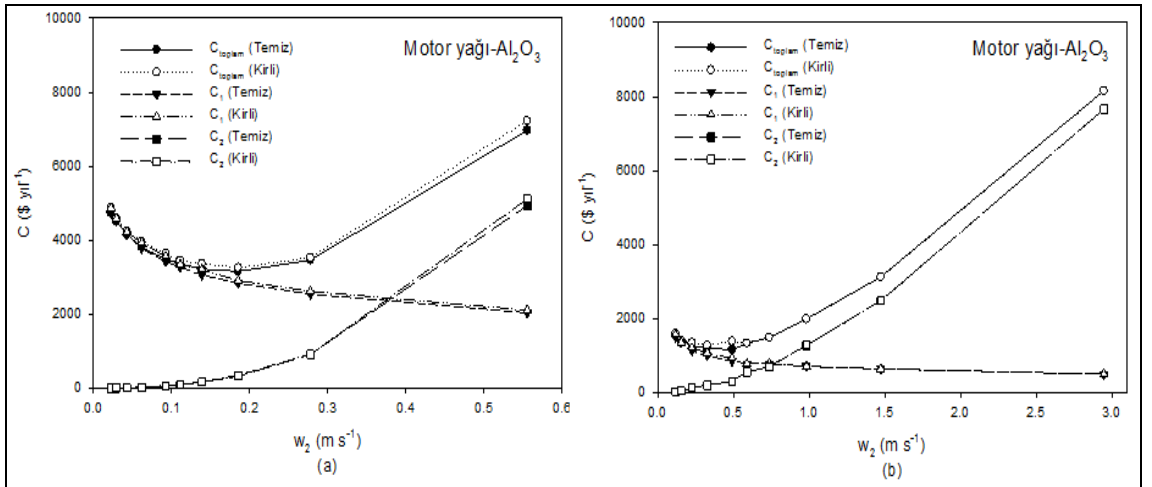
Şekil 5. 17 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-Cu kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değiştiricisi maliyetleri



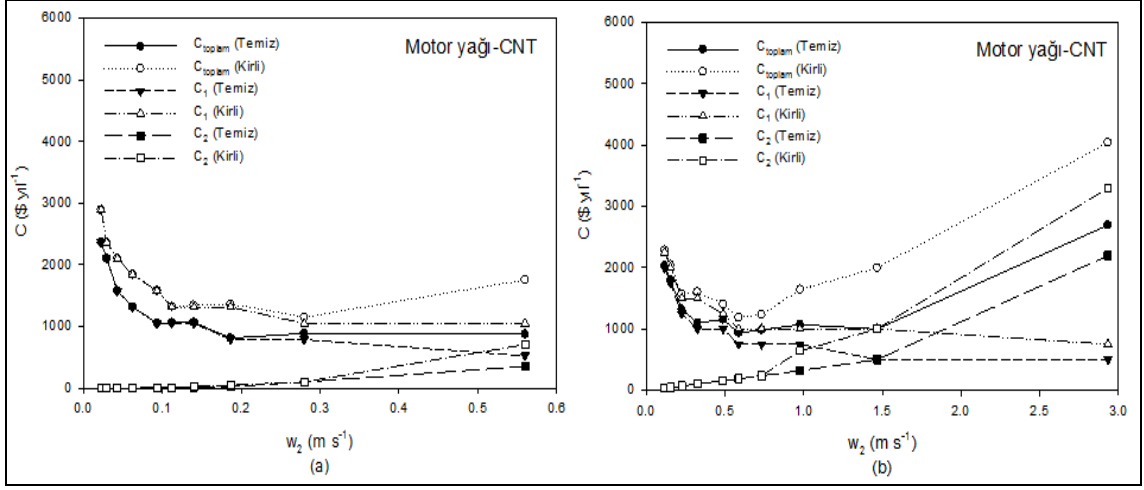
Şekil 5. 18 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-CuO kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri



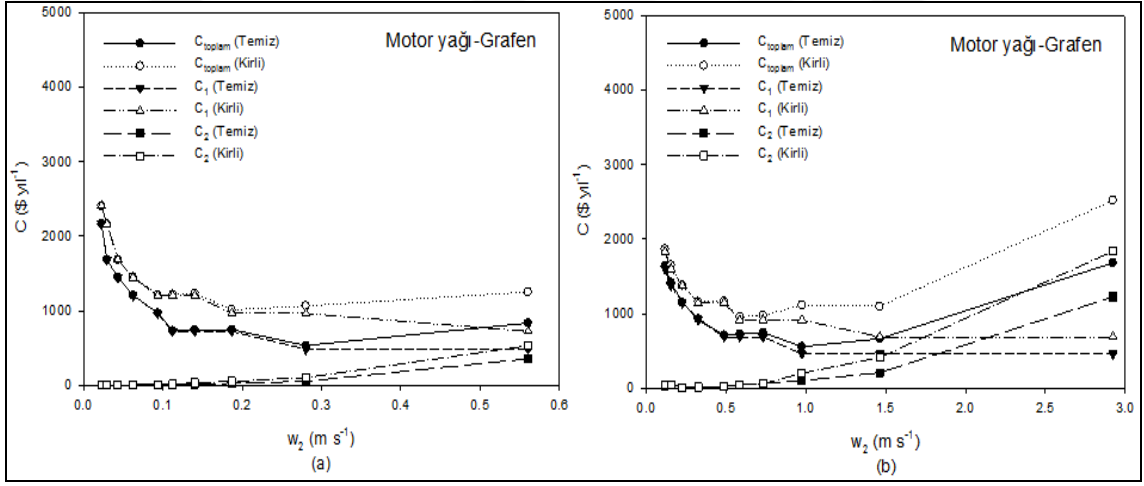
Şekil 5. 19 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-Al kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri



Şekil 5. 20 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı- Al_2O_3 kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştiricisi maliyetleri



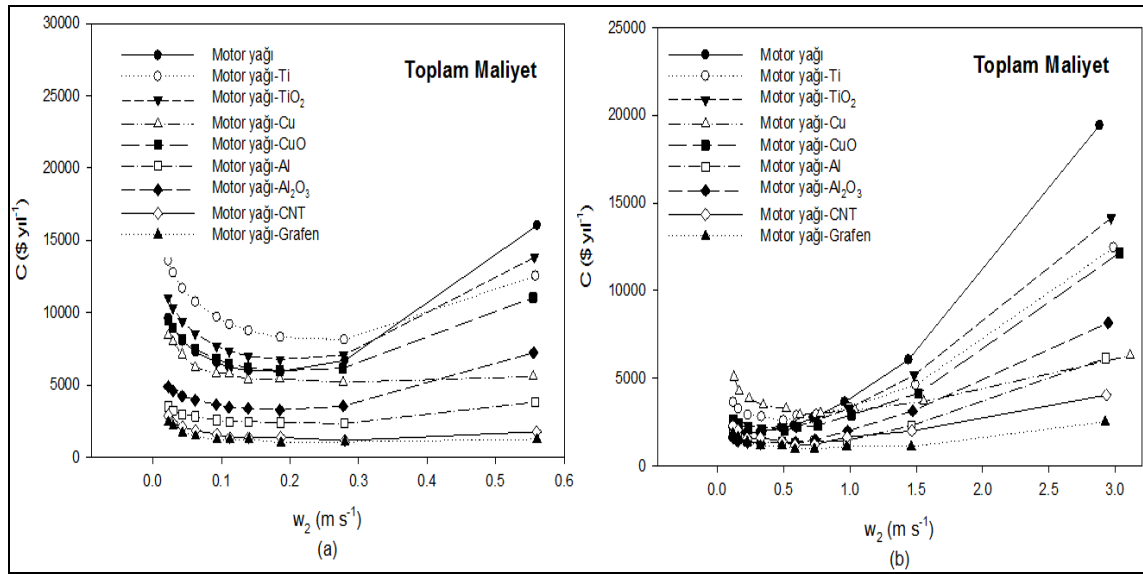
Şekil 5. 21 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-CNT kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştircisi maliyetleri



Şekil 5. 22 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için motor yağı-grafen kullanımında halka tarafı hızına bağlı ısı değıştircisi maliyetleri

Yıllık yatırım maliyeti (C_1), işletme maliyeti (C_2) ve toplam maliyet (C_{toplam}) kanatlı ve kanatsız tasarım durumunda tüm halka tarafı akışkanları için sırasıyla grafiklendirilmiştir (Şekil 5.14, Şekil 5.15, Şekil 5.16, Şekil 5.17, Şekil 5.18, Şekil 5.19, Şekil 5.20, Şekil 5.21, Şekil 5.22). Bütün durumların hıza göre maliyet gösteriminin yapıldığı bu şekillerde her bir nanoakışkan için optimum hız ve maliyet değerleri görülebilmektedir. Sade tasarım durumunda temizlik faktörünün maliyeti belirgin bir şekilde etkilemediği gözlemlenmiştir. Motor yağının saf olarak ve CuO, TiO₂ gibi nanoparçacıklarla kullanımı durumunda tasarım için fazla boru sayısı gerektiğinden yatırım maliyeti de yüksek değerlerdedir. Al₂O₃ kullanımı halinde ise daha düşük ısı değıştircisi boyutları gerektiğinden yatırım maliyeti sade tasarıma göre önemli ölçüde

düşecektir. İncelenen tüm sade tasarım durumlarında halka tarafı için optimum işletme hızının yaklaşık olarak $0,15 \text{ m s}^{-1} \sim 0,3 \text{ m s}^{-1}$ aralığında olduğu görülmektedir. Kanatlı tasarım için düşük CF faktörü dolayısıyla da ısı değiştiricisinde oluşacak yüksek kirlenme etkisi sade tasarıma göre maliyeti daha çok artırmıştır. İncelenen tüm kanatlı tasarım durumlarında halka tarafı için optimum işletme hızının yaklaşık olarak $0,25 \text{ m s}^{-1} \sim 0,65 \text{ m s}^{-1}$ aralığında olduğu görülmektedir. Her iki tasarım halinde de sisteme nanoparçacık eklenmesi yatırım maliyetini oldukça düşürmüştür.



Şekil 5.23 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için tüm durumlarda halka tarafı hızına bağlı ısı değiştiricisi maliyetleri

Şekil 5.23'de, incelenen ısı değiştiricisindeki tüm halka tarafı akışkanları için kirliliğin etkisinin hesaba katıldığı durumda toplam maliyetlerin hızla bağlı değişimi sunulmuştur. Sade ısı değiştiricisi modelinde nanoparçacık eklenmesi maliyetleri genellikle düşürecektir. Sade ısı değiştiricisi modelinde ise nanoakışkan türüne bağlı değişimle birlikte yaklaşık olarak $0,25 \text{ m s}^{-1}$ ile $0,65 \text{ m s}^{-1}$ aralığında değişkenlik göstermektedir. Saf halde motor yağı kullanımı için optimum hız $0,29 \text{ m s}^{-1}$ değerinde iken Cu nanoparçacığının kullanıldığı karışımın kullanımı için optimum hız $0,62 \text{ m s}^{-1}$ değerindedir.

Yapılan incelemeler sonucunda her bir nanoakışkan kullanımında optimum hız hesaplandı. Optimum hızda motor yağı-Ti nanoakışkanı maliyeti en az düşüren halka

tarafı akışkanlarından biri iken yüksek ısıl iletkenliğe sahip karbon türevi CNT maliyeti en çok düşüren halka tarafı akışkanlarındandır. Çizelge 5.1 ve Çizelge 5.2’de bu nanoakışkanlar için hıza bağlı olarak maliyet karakteristikleri görülebilir. Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4’de ise yapılan çalışma için bütün akışkanlarda optimum çalışma karakteristikleri sunulmuştur.

Çizelge 5. 1 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için kirliliğin etkisinin dikkate alındığı durumda motor yağı-Ti nanoakışkanı kullanımında halka tarafı hızlarına ($m s^{-1}$) göre değişen toplam ısı değiştiricisi maliyetleri ($\$ yıl^{-1}$)

(a)				
Akışkan	w_2	C_1	C_2	C_{toplam}
Ti	0,022	13571	3	13574
	0,029	12748	6	12754
	0,043	11652	16	11668
	0,062	10692	37	10729
	0,093	9595	96	9691
	0,112	9047	147	9194
	0,140	8499	245	8744
	0,186	7813	476	8289
	0,279	6854	1273	8127
	0,558	5483	7062	12545
(b)				
Akışkan	w_2	C_1	C_2	C_{toplam}
Ti	0,115	3555	72	3627
	0,151	3160	96	3256
	0,221	2765	141	2906
	0,318	2502	309	2811
	0,478	2107	470	2577
	0,575	2107	757	2864
	0,717	1975	958	2933
	0,957	1712	1628	3340
	1,435	1580	3037	4617
	2,875	1317	11135	12452

Çizelge 5. 2 Kanatsız tasarım (a) ve kanatlı tasarım (b) için kirliliğin etkisinin dikkate alındığı durumda motor yağı-CNT nanoakışkanı kullanımında halka tarafı hızlarına ($m s^{-1}$) göre değişen toplam ısı değıştiricisi maliyetleri ($\$ yıl^{-1}$)

(a)				
Akışkan	w_2	C_1	C_2	C_{toplam}
CNT	0,022	2889	1	2890
	0,029	2364	1	2365
	0,043	2101	2	2103
	0,062	1838	4	1842
	0,093	1576	8	1584
	0,112	1313	10	1323
	0,140	1313	30	1343
	0,187	1313	50	1363
	0,280	1050	101	1151
	0,560	1050	706	1756
(b)				
Akışkan	w_2	C_1	C_2	C_{toplam}
CNT	0,115	2245	35	2280
	0,151	1996	47	2043
	0,221	1497	69	1566
	0,320	1497	101	1598
	0,480	1247	154	1401
	0,575	998	186	1184
	0,719	998	235	1233
	0,959	998	641	1639
	1,438	998	996	1994
	2,877	748	3289	4037

Çizelge 5. 3 Kanatsız tasarım halinde (kirliliğin etkisi de dahil edildiğinde) karakteristik optimizasyon verileri

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	η_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
Motor yağı	0,19	61,75	11,14	55,73	41,05	3	101	317,32	32,91	978,50	5050	880	5930
Motor yağı-Ti	0,28	114,21	9,27	112,35	20,37	2	50	498,00	31,42	1414,55	6854	1273	8127
Motor yağı-TiO ₂	0,19	75,65	9,42	73,38	31,18	3	77	242,65	21,19	723,73	6112	652	6764
Motor yağı-Cu	0,28	118,97	4,97	551,11	4,15	2	11	119,52	7,52	339,07	4872	305	5177
Motor yağı-CuO	0,19	77,29	8,28	98,26	23,77	3	59	186,66	16,26	556,14	5480	501	5981
Motor yağı-Al	0,28	111,95	5,47	400,91	5,71	2	14	139,44	8,78	395,97	1964	357	2321
Motor yağı-Al ₂ O ₃	0,19	75,10	7,02	140,16	16,32	3	40	130,66	11,38	389,38	2911	351	3262
Motor yağı-CNT	0,28	112,15	3,99	1446,06	1,58	2	4	39,84	2,52	113,22	1050	101	1151
Motor yağı- Grafen	0,19	74,53	3,83	1498,22	1,53	3	4	18,67	1,64	55,80	963	50	1013

Çizelge 5. 4 Kanatlı tasarım halinde (kirliliğin etkisi de dahil edildiğinde) karakteristik optimizasyon verileri

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	η_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
Motor yağı	0,29	45,52	8,19	47,60	48,07	10	30	3,14	58,21	353,74	1500	319	1819
Motor yağı-Ti	0,48	97,37	6,95	88,52	25,85	6	16	7,96	84,99	522,75	2107	470	2577
Motor yağı-TiO ₂	0,37	72,30	7,35	63,81	35,86	8	23	4,71	63,16	384,41	1784	346	2130
Motor yağı-Cu	0,62	127,56	3,32	239,25	9,57	5	6	7,20	71,04	435,73	2512	392	2904
Motor yağı-CuO	0,28	55,08	5,81	70,93	32,26	11	20	1,76	31,24	188,06	1805	169	1974
Motor yağı-Al	0,58	112,29	3,84	204,70	11,18	5	7	7,20	66,75	412,76	943	372	1315
Motor yağı-Al ₂ O ₃	0,37	71,40	5,30	102,32	22,37	8	14	3,14	41,80	253,92	1000	228	1228
Motor yağı-CNT	0,58	112,36	1,68	354,22	6,46	5	5	3,60	33,50	207,31	998	186	1184
Motor yağı- Grafen	0,58	111,51	1,41	377,84	6,06	5	5	3,60	33,32	206,91	915	187	1102

SONUÇ VE ÖNERİLER

Mevcut çalışmada bir çift borulu ısı değiştiricisi için maliyet analizi, işletme ve yatırım için detaylı olarak yapıldı. Bu amaçla ısı değiştiricisinin iç borusunda deniz suyu akışı için sınır koşulları sürekli sabit alınırken, halka tarafında motor yağı esaslı 1% hacimsel derişimde Ti, TiO₂, Cu, CuO, Al, Al₂O₃, CNT nanoparçacıkları ilave edilmiş nanoakışkanlar incelendi. Nanoakışkanların özellikleri daha önce deneysel çalışmalarla doğrulanmış bağıntılar yardımıyla bulundu. Nanoakışkanın sıcaklık değişikliğinin düşük düzeyde olması ve her bir nanoparçacığın özelliklerinin akışın sıcaklık koşullarından daha düşük sıcaklıktaki normal şartları için elde edilmesi sebebiyle bu bağıntılar sıcaklıktan bağımsız olarak seçildi. Parçacıkların ısı değiştiricisi içinde çökmesi incelenmemesine karşın iç boruda ve dış boruda seçilen belirli kirlenme katsayıları ile nanoakışkan kullanımı durumunda oluşabilecek kirlenmenin performans ve maliyet üzerine etkileri değerlendirildi. Bütün ısıl hesapların yanı sıra tasarımcıların ve sanayinin ihtiyaç duyduğu maliyet analizi detaylı olarak yapıldı. Optimum maliyetin elde edildiği halka tarafı hızı her nanoakışkan için belirlendi. Bu koşullarda ısı değiştiricisi performans karakteristikleri kanatlı ve kanatsız durumlar için detaylı tablolar oluşturularak sunuldu. Çalışmanın ana çıktıları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. Sabit ısıl kapasitede incelenen saf motor yağı ve motor yağı esaslı nanoakışkanların tümü için yatırım ve işletme maliyetlerine bağlı olarak optimum bir hız değeri belirlenmiştir.
2. Yüksek ısıl iletkenlik ve düşük maliyete sahip nanoparçacıkların kullanıldığı nanoakışkanların en düşük toplam maliyeti meydana getireceği bulunmuştur.

Buna örnek olarak mevcut çalışmada grafen ve CNT nanoparçacıkları içeren nanoakışkanlar diğerlerine kıyasla daha iyi sonuçlar sunmuştur. Aynı şekilde Ti ve TiO₂ nanoparçacıkları düşük ısıl iletkenlikleri ve ısıl iletkenliğe oranla sahip oldukları yüksek maliyetleri sebebiyle en kötü sonuçları oluşturmuşlardır.

3. Düşük ısıl iletkenlik değerlerine sahip nanoparçacıklar aynı kapasiteyi sağlamak için çift borulu ısı değiştiricisinde daha büyük bir yüzey alanına ihtiyaç duymaktadır. Buradan hareketle TiO₂, Ti, CuO ve Al₂O₃ içeren nanoakışkanlı ısı değiştiricisi tasarımı Cu, Al, CNT ve grafen içeren tasarıma oranla daha büyük toplam ısı transfer yüzey alanına sahiptir.
4. Çift borulu ısı değiştiricisinin kanatlı tasarımı daha yüksek basınç kayıpları oluşturmasına rağmen kanatsız tasarıma göre daha az toplam boru sayısına sahip olması nedeniyle daha düşük maliyet değerlerine sahiptir.
5. Temizlik faktörünün ısı transferi ve basınç düşümü üzerine olan etkisi yüksek ısıl iletkenliğe sahip nanoparçacıkların kullanıldığı ısı değiştiricisi modellerinde kolaylıkla farkedilmektedir.
6. Tüm durumlar için kirlenmenin etkisinin göz önüne alınması halinde basınç düşümü ve maliyet artarken ısı transferinin azaldığı gözlemlenmiştir. Bu durumun ısı değiştiricisinin gerçek işletme koşullarına daha gerçekçi bir yaklaşım sağladığı bilinmelidir.
7. Son olarak sabit ısıl yükte ısıl analiz ve maliyet analizi için toplam boru sayısı, pompalama gücü ve yüzey alanı farklı akışkanlar için bulunmuştur. Bulunan sonuçlar dikkate alınarak, maliyet analizine bağlı olarak hangi akışkanın belirlenen prosese en uygun veriyi oluşturduğu belirlenmiştir.
8. İncelenen tasarımların pratik kullanımlara uygunluğu ve test edilebilirliği sebebiyle özellikle tasarımcıların mevcut çalışmadan istifade etmeleri beklenmektedir.
9. Maliyet ve ısı transferi grafiklerinin birlikte değerlendirilmesi sonucunda CNT ve grafen gibi nanoparçacıkların kullanıldığı nanoakışkanların mevcut çalışmadaki ekonomik avantajından dolayı ısı transfer akışkanı olarak kullanılabileceği

belirlenmiştir. Ti ve TiO₂ gibi nanoparçacıkların kullanıldığı nanoakışkanların ise mevcut çalışma için ısı transfer akışkanı olarak kullanılamayacağı tespit edilmiştir. Bununla birlikte hangi nanoakışkanın ısı transferi akışkanı olarak seçileceğinin, hangisinin ise seçilemeyeceğinin nanoparçacık derişimine, incelenen modele ve çalışma koşulları gibi etkenlere bağılı olarak değişiklik gösterdiği bilinmektedir.



- [1] Dizaji, H. S., Jafarmadar, S., ve Mobadersani, F., (2015). "Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics for new arrangements of corrugated tubes in a double pipe heat exchanger", *International Journal of Thermal Sciences*, 96:211-220.
- [2] Hasanpour, A., Farhadi, M., ve Sedighi, K., (2016). "Experimental heat transfer and pressure drop study on typical, perforated, V-cut and U-cut twisted tapes in a helically corrugated heat exchanger", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 71:126-136.
- [3] Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M., ve Ganji, D. D., (2016). "Experimental study on turbulent flow and heat transfer in an air to water heat exchanger using perforated circular-ring", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 70:185-195.
- [4] Sheikholeslami, M., ve Ganji, D. D., (2016). Heat transfer improvement in a double pipe heat exchanger by means of perforated turbulators", *Energy Conversion and Management*, 127:112-123.
- [5] Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M., ve Ganji, D. D., (2016). "Effect of discontinuous helical turbulators on heat transfer characteristics of double pipe water to air heat exchanger", *Energy Conversion and Management*, 118:75-87.
- [6] Hasan, B. O., Jwair, E. A., ve Craig, R. A. (2017)., "The effect of heat transfer enhancement on the crystallization fouling in a double pipe heat exchanger", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 86:272-280.
- [7] Cavazzuti, M., Agnani, E., ve Corticelli, M. A., (2015). "Optimization of a finned concentric pipes heat exchanger for industrial recuperative burners" *Applied Thermal Engineering*, 84:110-117.
- [8] Han, H. Z., Li, B. X., Wu, H., ve Shao, W., (2015). "Multi-objective shape optimization of double pipe heat exchanger with inner corrugated tube using RSM method", *International Journal of Thermal Sciences*, 90:173-186.
- [9] Iqbal, Z., Syed, K. S., ve Ishaq, M. (2015)., "Fin design for conjugate heat transfer optimization in double pipe", *International Journal of Thermal Sciences*, 94:242-258.

- [10] Syed, K. S., Ishaq, M., Iqbal, Z., ve Hassan, A., (2015). "Numerical study of an innovative design of a finned double-pipe heat exchanger with variable fin-tip thickness", *Energy Conversion and Management*, 98:69-80.
- [11] Gorman, J. M., Krautbauer, K. R., ve Sparrow, E. M., (2016). "Thermal and fluid flow first-principles numerical design of an enhanced double pipe heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, 107:194-206.
- [12] Hashemian, M., Jafarmadar, S., ve Dizaji, H. S. (2016)., "A comprehensive numerical study on multi-criteria design analyses in a novel form (conical) of double pipe heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, 102:1228-1237.
- [13] Shirvan, K. M., Ellahi, R., Mirzakhani, S., ve Mamourian, M., (2016). "Enhancement of heat transfer and heat exchanger effectiveness in a double pipe heat exchanger filled with porous media: numerical simulation and sensitivity analysis of turbulent fluid flow", *Applied Thermal Engineering*, 109:761-774.
- [14] Ahmad, W., Syed, K. S., Ishaq, M., Hassan, A., ve Iqbal, Z., (2017). "Numerical study of conjugate heat transfer in a double-pipe with exponential fins using DGFEM", *Applied Thermal Engineering*, 111:1184-1201.
- [15] Dastmalchi, M., Sheikhzadeh, G. A., ve Arefmanesh, A., (2017). "Optimization of micro-finned tubes in double-pipe heat exchangers using particle swarm algorithm", *Applied Thermal Engineering*, 119:1-9.
- [16] Vaezi S., Karbalaee S., M., ve Hanafizadeh P., (2017). "Effect of aspect ratio on heat transfer enhancement in alternating oval double pipe heat exchangers", *Applied Thermal Engineering*, 125:1164-1172.
- [17] Chavda, N. K., (2015). "Effect of Nanofluid on Heat Transfer Characteristics of Double Pipe Heat Exchanger: Part-II: Effect Of Copper Oxide Nanofluid", *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 4(4):688-697.
- [18] Prasad, P. D., Gupta, A. V. S. S. K. S., ve Deepak, K., (2015). "Investigation of trapezoidal-cut twisted tape insert in a double pipe U-tube heat exchanger using Al₂O₃/water nanofluid", *Procedia Materials Science*, 10:50-63.
- [19] Kumar, M., Yadav, V. K., Verma, B., ve Srivastava, K. K., (2015). "Experimental study of convective heat transfer in miniature double tube hair-pin heat exchanger", *Procedia Technology*, 24:669-676.
- [20] Sarafraz, M. M., ve Hormozi, F. (2015). "Intensification of forced convection heat transfer using biological nanofluid in a double-pipe heat exchanger", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 66:279-289.
- [21] El-Maghlany, W. M., Hanafy, A. A., Hassan, A. A., ve El-Magid, M. A., (2016). "Experimental study of Cu–water nanofluid heat transfer and pressure drop in a horizontal double-tube heat exchanger", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 78:100-111.
- [22] Goodarzi, M., Kherbeet, A. S., Afrand, M., Sadeghinezhad, E., Mehrali, M., Zahedi, P., Wongwises, S., ve Dahari, M., (2016). "Investigation of heat

- transfer performance and friction factor of a counter-flow double-pipe heat exchanger using nitrogen-doped, graphene-based nanofluids”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 76:16-23.
- [23] Pourahmad, S., ve Pesteei, S. M., (2016). “Effectiveness-NTU analyses in a double tube heat exchanger equipped with wavy strip considering various angles”, *Energy Conversion and Management*, 123:462-469.
- [24] Sundar, S. L., Bhramara, P., Ravi Kumar, T. N., Singh, K. M., ve Sousa, M. C. A., (2017). “Experimental heat transfer, friction factor and effectiveness analysis of FE_3O_4 nanofluid flow in a horizontal plain tube with return bend and wire coil inserts”, *Internal Journal of Heat and Mass Transfer*, 109:440-453.
- [25] Mousavi, S. V., Sheikholeslami, M., ve Gerdroodbary, M. B., (2016). “The Influence of magnetic field on heat transfer of magnetic nanofluid in a sinusoidal double pipe heat exchanger”, *Chemical Engineering Research and Design*, 113:112-124.
- [26] Saeedan, M., Nazar, A. R. S., Abbasi, Y., ve Karimi, R., (2016). “CFD Investigation and neural network modeling of heat transfer and pressure drop of nanofluids in double pipe helically baffled heat exchanger with a 3-D finned tube”, *Applied Thermal Engineering*, 100:721-729.
- [27] Alhusseney, A., Turan, A., ve Nasser, A., (2017). “Rotating metal foam structures for performance enhancement of double-pipe heat exchangers”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 105:124-139.
- [28] Sumathi, B. A. L., ve Vijay, K., (2017). “Cfd Analysis on Double Pipe Hair-Pin Heat Exchanger with Different Nano Fluids”, *IJTR*, 5(3):6471-6476.
- [29] Çengel, Y. A., (2011). *Isı ve Kütle Transferi, Üçüncü Basım, Güven Bilimsel, İzmir.*
- [30] Incropera, F. P., ve DeWitt, D.P., (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Seventh Edition, Wiley, New York.*
- [31] Jiji, M. L., (2006). *Heat Convection, Springer, New York.*
- [32] Çengel, Y. A., ve Cimbala, M. J., (2015). *Akışkanlar Mekaniği, Üçüncü Basım, Palme Yayıncılık, Ankara.*
- [33] Genceli, O. F., (2017). *Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.*
- [34] Kakac, S., Liu, H., ve Pramaunjaroenkij, A., (2012). *Heat exchangers selection, rating, and thermal design, Third Edition, CRC Press, New York.*
- [35] Ramesh, K., Shash, P., Dusan, P., ve Sekulic, P., (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons. Inc, New Jersey.*
- [36] Çalhan, R., Kaya, D., Tulger, G., ve Eyidoğan, M., (2012). “Organik Gübre Kurutma Teknolojileri: Akışkan Yataklı Kurutucular”, *Mühendis ve Makina*, 53(634):22-33.
- [37] Kaçar, N. E., ve Erbay, B. L., (2013). “Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış”, *Mühendis ve Makina*, 54(644):14-43.

- [38] Zohuri, B., (2017). Compact Heat Exchangers: Selection, Application, Design and Evaluation, Springer, Switzerland.
- [39] Arens, J., Schnoering, H., Pfennig, M., Mager, I., Vazquez-Jimenez, F. J., Shmitz-Rode, T., ve Steinseifer, U., (2010). "The Aachen MiniHLM- A Miniaturized Heart-Lung Machine for Neonates With an Integrated Rotary Blood Pump", International Center for Artificial Organs and Transplantation and Wiley Periodicals Inc., 34(9):707-713.
- [40] Thulukkanam, K., (2013). Heat Exchangers Design Handbook, Second Edition, CRC Press, New York.
- [41] Naphon, P., ve Wongwises, S., (2005). "A study of the heat transfer characteristics of a compact spiral coil heat exchanger under wet-surface conditions", Experimental Thermal and Fluid Science, 29:511-521.
- [42] Kakac, S., Bergles, A. E., Mayinger, F., ve Yüncü, H., (1998). Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Kluwer Academic Press, London.
- [43] Saha, K. S., Tiwari, M., Sunden, B., ve Wu, Z., (2016). Advances in Heat Transfer Enhancement, Springer, Switzerland.
- [44] Aslan, E., Çolpan, İ., Engin, M., Taymaz, İ., İslamoğlu, Y., Parmaksızoğlu, C. İ., Karabaş, G., ve Özçelik, G., (2017). "Dalgalı yüzeyli ısı değiştirici kanaalarında hız ve sıcaklık alanlarının RANS tabanlı türbülans modelleri ile sayısal incelenmesi ve deneysel doğrulaması", TESKON 2017 Simülasyon ve simülasyon tabanlı ürün geliştirme sempozyumu, 13:959-976.
- [45] Keleşoğlu, B., (2010). Yön Değiştiren Kanal Akışlarında Isı Transferinin İncelenmesi, Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [46] Pande, M., ve Bhaskarwar, N. A., (2016). Nanoparticles: Preparation and Characterization, Momentum Press, New York.
- [47] Das, K. S., Choi, S. U. S., Yu W., ve Pradeep T., (2008). Nanofluids: Science and Technology, John Wiley & Sons. Inc, New Jersey.
- [48] Chand, R., (2017). Nanofluids Technologies and Thermal Convection Techniques, IGI Global, Hershey.
- [49] Angayarkanni, A., ve Philip, J., (2015). "Review on Thermal Properties of Nanofluids: Recent Developments", Advances in Colloid and Interface Science, (225):146-176.
- [50] Goharshadi, K. E., Ahmadzadeh, H., Samie, S., ve Hadadian, M., (2013). "Nanofluids for Heat Transfer Enhancement-A Review", Physical Chemistry Research, 1(1):1-33.
- [51] Bianco, V., Manca O., Nardini, S., ve Vafai K., (2015). Heat Transfer Enhancement with Nanofluids, CRC Press, New York.
- [52] Taborek, J., (1997). "Double-pipe and multitube heat exchangers with plain and longitudinal Finned Tubes", Heat Transfer Engineering, 2:34-45.

- [53] Xuan, Y., ve Roetzel, W., (2000). "Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43:3701-3707.
- [54] Bhattacharya, P., Saha, K. S., Yadav, A., Phelani, E.P., ve Prasher, S. R., (2004). "Brownian dynamics simulation to determine the effective thermal conductivity of nanofluids", *Journal of Applied Physics*, 95:6492-6494.
- [55] Pak, C. B., ve Cho, I. Y., (1998). "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles", *A Journal of Thermal Energy Generation, Transport, Storage, and Conversion, Experimental Heat Transfer*, 11:151-170.
- [56] Wang, X., Xu, X., ve Choi, S. U. S., (1999). "Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture", *Journal Thermophysics and Heat Transfer*, 13:474-480.
- [57] Maiga, B. E. S., Nguyen, T. C., Galanis, N., ve Roy, G., (2003). "Heat Transfer Behaviours of nanofluids in a uniformly heated tube", *Superlattices and Microstructures*, 35:543-557.
- [58] Dalkılıç, A. S., Açıkgöz, Ö., Gümüş, M.A., ve Wongwises, S., (2016). "Determination of Optimum Velocity for Various Nanofluids Flowing in a Double-Pipe Heat Exchanger", *Heat Transfer Engineering an International Journal*, 38:11-25.
- [59] Petukhov., B. S., (1970). "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties", *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6, Hartnett, J. P. and Irvine, T. V., Eds., Academic Press, New York, 504.
- [60] Michaelides., E. E., (2014). *Nanofluidics, Thermodynamic and Transport Properties*, Springer, New Work.
- [61] US Research Nanomaterials, Inc., *Nanopowders*, <http://www.us-nano.com>, 20 Nisan 2018

TÜM TASARIMLAR İÇİN DETAYLI TABLOLAR

Yapılan tez çalışması sonucunda elde edilen bulgular kanatlı ve kanatsız tasarım durumlarında ısı değiştiricisinde kullanılan her bir akışkan için pratikte üretilebilirlik de düşünöldüğünde **kirliliğin etkisi dikkate alınarak** ve belirli halka tarafı hızları gözetilerek detaylı olarak tablo haline getirilmiştir.

Çizelge A. 1 Kanatsız tasarım halinde motor yağı için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	η_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI	0,02	7,41	5,97	29,31	77,43	25	192	1,59	0,89	9,25	9600	8	9608
	0,03	9,75	6,3	31,52	71,96	19	178	3,27	1,48	16,83	8900	15	8915
	0,04	14,25	7,07	35,06	64,62	13	160	8,44	2,82	37,56	8000	34	8034
	0,06	20,58	7,85	39,12	57,85	9	144	20,26	5,03	79,86	7200	72	7272
	0,09	30,87	8,89	44,40	50,90	6	127	58,32	10,44	205,92	6350	185	6535
	0,11	37,05	9,43	47,08	47,96	5	129	86,36	13,72	294,59	5950	265	6215
	0,14	46,31	10,13	50,65	44,55	4	111	152,74	20,13	376,79	5550	447	5997
	0,19	61,75	11,14	55,73	41,05	3	101	317,32	32,91	978,50	5050	880	5930
	0,28	92,63	12,78	63,89	35,18	2	88	876,48	65,16	2549,64	4400	2295	6695
	0,56	185,25	16,23	80,94	27,64	1	70	5114,55	219,52	13922,34	3500	12530	16030

Çizelge A. 2 Kanatsız tasarım halinde motor yağı-Ti için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	η_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI-Tİ	0,02	9,14	4,91	56,98	40,15	25	99	0,79	0,38	4,18	13571	3	13574
	0,03	12,02	5,16	60,53	37,80	19	93	1,63	0,62	7,69	12748	6	12754
	0,04	17,57	5,56	66,14	34,59	13	85	4,54	1,27	18,74	11652	16	11668
	0,06	25,38	6,05	72,52	31,55	9	78	11,40	2,37	42,17	10692	37	10729
	0,09	38,07	6,71	80,86	28,30	6	70	31,81	4,79	106,83	9595	96	9691
	0,11	45,68	7,05	85,13	26,88	5	66	50,38	6,74	164,15	9047	147	9194
	0,14	57,11	7,50	90,83	25,19	4	62	87,28	9,70	272,71	8499	245	8744
	0,19	76,14	8,17	99,02	23,11	3	57	177,32	15,54	529,45	7813	476	8289
	0,28	114,21	9,27	112,35	20,37	2	50	498,00	31,42	1414,55	6854	1273	8127
	0,56	228,43	11,64	140,59	16,27	1	40	2922,60	107,72	7847,62	5483	7062	12545

Çizelge A. 3 Kanatsız tasarım halinde motor yağı-TiO₂ için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w ₂ [ms ⁻¹]	Re ₂	Nu ₂	U _o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A _o [m ²]	n _p	n	Δ p ₁ [kPa]	Δ p ₂ [kPa]	P [W]	C ₁ [\$yıl ⁻¹]	C ₂ [\$yıl ⁻¹]	C _t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI- TiO ₂	0,02	9,08	5,34	40,43	56,59	25	139	1,19	0,56	6,26	11034	6	11040
	0,03	11,94	5,66	43,17	53	19	130	2,28	0,86	10,73	10320	10	10330
	0,04	17,46	6,18	47,55	48,12	13	118	6,49	1,81	26,70	9367	24	9391
	0,06	25,22	6,80	52,57	43,52	9	107	15,20	3,16	56,12	8494	51	8545
	0,09	37,82	7,62	59,14	38,69	6	95	42,42	6,36	142,20	7542	128	7670
	0,11	45,39	8,04	62,50	36,61	5	90	64,77	8,63	210,74	7144	190	7334
	0,14	56,74	8,60	66,97	34,16	4	84	114,55	12,68	357,47	6668	322	6990
	0,19	75,65	9,42	73,38	31,18	3	77	242,65	21,19	723,73	6112	652	6764
	0,28	113,47	10,76	83,75	27,32	2	67	677,28	42,58	1922,17	5319	1730	7049
	0,56	226,95	13,60	105,58	21,67	1	54	3945,51	144,86	10588,45	4287	9530	13817

Çizelge A. 4 Kanatsız tasarım halinde motor yağı-Cu için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	n_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI-CU	0,02	9,08	3,88	298,55	7,66	25	19	0,1	0,09	0,8	8415	1	8416
	0,03	12,52	3,93	327,27	6,99	19	18	0,33	0,12	1,53	7972	1	7973
	0,04	18,30	4,02	365,86	6,25	13	16	1,30	0,36	5,33	7086	5	7091
	0,06	26,44	4,13	401,94	5,69	9	14	2,41	0,52	9,04	6201	8	6209
	0,09	39,66	4,28	440,76	5,19	6	13	7,69	1,19	25,97	5758	23	5781
	0,11	47,59	4,37	458,17	4,99	5	13	10,79	1,44	35,09	5758	32	5790
	0,14	59,48	4,48	479,70	4,77	4	12	16,36	1,81	51,02	5315	46	5361
	0,19	79,31	4,66	508,25	4,50	3	12	37,33	3,26	111,26	5315	100	5415
	0,28	118,97	4,97	551,11	4,15	2	11	119,52	7,52	339,07	4872	305	5177
	0,56	237,94	5,70	635,80	3,60	1	9	657,59	24,22	1764,72	3986	1588	5574

Çizelge A. 5 Kanatsız tasarım halinde motor yağı-CuO için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	n_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI- CUO	0,02	9,28	4,95	55,17	41,47	25	102	0,99	0,47	5,2	9474	5	9479
	0,03	12,20	5,20	58,63	39,03	19	96	1,96	0,74	9,17	8917	8	8925
	0,04	17,84	5,62	64,10	35,69	13	88	4,54	1,26	18,64	8174	17	8191
	0,06	25,76	6,11	70,34	32,53	9	80	11,40	2,36	30,00	7431	38	7469
	0,09	38,65	6,78	78,50	29,15	6	72	31,81	4,76	106,48	6688	96	6784
	0,11	46,38	7,13	82,67	27,68	5	68	50,38	6,70	163,66	6316	147	6463
	0,14	57,97	7,60	88,25	25,93	4	64	87,28	9,64	272,01	5944	245	6189
	0,19	77,29	8,28	98,26	23,77	3	59	186,66	16,26	556,14	5480	501	5981
	0,28	115,94	9,40	109,28	20,94	2	52	517,32	32,50	318,85	4830	1322	6152
	0,56	231,88	11,81	139,86	16,72	1	41	2995,67	109,92	8036,73	3808	7233	11041

Çizelge A. 6 Kanatsız tasarım halinde motor yağı-Al için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	n_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI-AL	0,02	8,96	3,98	226,68	10,09	25	25	0,20	0,09	1,05	3508	1	3509
	0,03	11,78	4,05	244,45	9,36	19	23	0,65	0,25	3,08	3228	3	3231
	0,04	17,22	4,17	268,47	8,52	13	21	1,30	0,36	5,35	2947	5	2952
	0,06	24,88	4,33	291,56	7,85	9	20	3,80	0,79	14,05	2807	13	2820
	0,09	37,32	4,54	317,65	7,20	6	18	7,95	1,20	26,70	2526	24	2550
	0,11	44,78	4,66	329,89	6,94	5	17	14,39	1,92	46,89	2385	43	2428
	0,14	55,97	4,82	345,53	6,62	4	17	27,27	3,03	85,19	2385	77	2462
	0,19	74,63	5,06	367,08	6,23	3	16	56,00	4,9	167,15	2245	151	2396
	0,28	111,95	5,47	400,91	5,71	2	14	139,44	8,78	395,97	1964	357	2321
	0,56	223,90	6,43	471,13	4,86	1	12	876,78	32,22	2173,66	1684	2119	3803

Çizelge A. 7 Kanatsız tasarım halinde motor yağı- Al_2O_3 için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms^{-1}]	Re_2	Nu_2	U_o [$Wm^{-10}C^{-1}$]	A_o [m^2]	n_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$ $yıl^{-1}$]	C_2 [\$ $yıl^{-1}$]	C_t [\$ $yıl^{-1}$]
MOTOR YAĞI- Al_2O_3	0,02	9,01	5,54	84,46	27,09	25	67	0,60	0,28	3,12	4877	3	4880
	0,03	11,86	4,72	89,45	25,58	19	63	1,30	0,49	6,12	4585	6	4591
	0,04	17,33	5,02	97,07	23,57	13	58	3,25	0,90	13,33	4222	12	4234
	0,06	25,03	5,39	105,54	21,68	9	54	7,60	1,57	28,01	3930	26	3956
	0,09	37,55	5,89	116,47	19,64	49	49	23,86	3,58	79,89	3567	72	3639
	0,11	45,06	6,15	122,03	18,75	5	46	35,98	4,79	116,95	3348	106	3454
	0,14	56,32	6,50	129,47	17,67	4	44	60,00	6,63	187,07	3202	169	3371
	0,19	75,10	7,02	140,16	16,32	3	40	130,66	11,38	389,38	2911	351	3262
	0,28	112,64	7,89	157,60	14,52	2	36	358,56	22,48	1016,98	2620	916	3536
	0,56	225,28	9,80	194,83	11,74	1	29	2118,89	77,55	5683,96	2111	5116	7227

Çizelge A. 8 Kanatsız tasarım halinde motor yağı-CNT için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	n_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI- CNT	0,02	8,97	3,71	536,79	4,26	25	11	0,2	0,09	1,05	2889	1	2890
	0,03	11,81	3,72	628,80	3,64	19	9	0,33	0,12	1,54	2364	1	2365
	0,04	17,25	3,74	767,03	2,98	13	8	0,65	0,18	2,68	2101	2	2103
	0,06	24,92	3,77	908,38	2,51	9	7	1,27	0,26	4,69	1838	4	1842
	0,09	37,38	3,81	1065,48	2,15	6	6	2,65	0,40	8,91	1576	8	1584
	0,11	44,86	3,83	1134,54	2,02	5	5	3,60	0,48	11,74	1313	10	1323
	0,14	56,07	3,86	1216,50	1,88	4	5	10,91	1,21	34,12	1313	30	1343
	0,19	74,77	3,91	1316,78	1,74	3	5	18,67	1,64	55,78	1313	50	1363
	0,28	112,15	3,99	1446,06	1,58	2	4	39,84	2,52	113,22	1050	101	1151
	0,56	224,30	4,20	1634,68	1,40	1	4	292,26	10,77	784,94	1050	706	1756

Çizelge A. 9 Kanatsız tasarım halinde motor yağı-Grafen için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	n_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI- GRAFEN	0,02	8,94	3,69	567,00	4,04	25	10	0,2	0,09	1,05	2407	1	2408
	0,03	11,77	3,70	670,44	3,41	19	9	0,33	0,12	1,55	2165	2	2167
	0,04	17,20	3,71	829,36	2,76	13	7	0,65	0,18	2,69	1684	3	1687
	0,06	24,84	3,73	996,12	2,30	9	6	1,27	0,26	4,70	1444	4	1448
	0,09	37,26	3,76	1186,20	1,93	6	5	2,65	0,40	8,92	1203	9	1212
	0,11	44,72	3,77	1271,15	1,80	5	5	3,60	0,48	11,75	1203	11	1214
	0,14	55,90	3,80	1372,86	1,67	4	5	10,91	1,22	34,14	1203	31	1234
	0,19	74,53	3,83	1498,22	1,53	3	4	18,67	1,64	55,80	963	50	1013
	0,28	111,79	3,89	1659,98	1,38	2	4	39,84	2,52	113,25	963	102	1065
	0,56	223,58	4,04	1890,03	1,21	1	3	219,20	8,09	588,8	722	530	1252

Çizelge A. 10 Kanatlı tasarım halinde motor yağı için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	η_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI	0,12	18,21	6,03	34,39	66,53	25	42	0,40	15,48	93	2100	84	2184
	0,15	23,96	6,61	38,00	60,21	19	38	0,65	20,38	122,76	1900	111	2011
	0,22	35,01	7,50	43,48	52,63	13	33	1,95	44,73	270,70	1650	244	1894
	0,32	50,57	8,48	49,34	46,37	9	29	5,07	86,28	525,44	1450	473	1923
	0,48	78,86	9,71	56,49	40,50	6	26	13,26	162,20	996,99	1300	898	2198
	0,58	91,03	10,31	99,95	38,17	5	24	17,99	194,95	1203,34	1200	1084	2284
	0,72	113,79	11,11	64,40	35,53	4	22	32,73	293,11	1823,28	1100	1641	2741
	0,96	151,72	12,23	70,50	32,45	3	21	65,33	457,74	2882,41	1050	2595	3645
	1,44	227,59	14,00	79,82	28,66	2	18	179,28	889,68	5731,36	900	5159	6059
	2,88	455,17	17,64	97,81	23,39	1	15	1095,98	3034,51	20743,73	750	18670	19420

Çizelge A. 11 Kanatlı tasarım halinde motor yağı-Ti için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	η_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI-Tİ	0,12	23,37	4,32	53,18	43,02	25	27	0,40	13,49	80,87	3555	72	3627
	0,15	30,75	4,73	59,05	38,75	19	24	0,65	17,77	106,8	3160	96	3256
	0,22	44,94	5,37	67,88	33,70	13	21	1,30	26,01	157,17	2765	141	2906
	0,32	64,91	6,07	77,25	29,62	9	19	3,80	56,47	343,67	2502	309	2811
	0,48	97,37	6,95	88,52	25,85	6	16	7,96	84,99	522,75	2107	470	2577
	0,58	116,84	7,39	93,91	24,36	5	16	14,39	136,25	842,15	2107	757	2864
	0,72	146,04	7,96	100,77	22,70	4	15	21,82	170,83	1065,17	1975	958	2933
	0,96	194,73	8,76	110,07	20,79	3	13	46,66	286,14	1809,14	1712	1628	3340
	1,44	292,09	10,03	124,01	18,45	2	12	119,52	520,19	3374,50	1580	3037	4617
	2,88	584,18	12,63	150,09	15,24	1	10	730,65	1785,33	12372,14	1317	11135	12452

Çizelge A. 12 Kanatlı tasarım halinde motor yağı-TiO₂ için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w ₂ [ms ⁻¹]	Re ₂	Nu ₂	U _o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A _o [m ²]	η _p	n	Δ p ₁ [kPa]	Δ p ₂ [kPa]	P [W]	C ₁ [\$yıl ⁻¹]	C ₂ [\$yıl ⁻¹]	C _t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI- TiO ₂	0,12	23,13	5,02	42,51	53,83	25	34	0,40	13,4	80,11	2637	73	2710
	0,15	30,43	5,50	47,07	48,61	19	31	0,65	17,65	105,81	2404	96	2500
	0,22	44,49	6,25	53,96	42,40	13	27	1,95	38,76	233,56	2094	211	2305
	0,32	64,26	7,06	61,31	37,32	9	24	3,80	56,10	340,49	1861	307	2168
	0,48	96,39	8,08	70,21	32,59	6	21	10,60	112,57	690,61	1629	622	2251
	0,58	115,67	8,59	74,50	30,71	5	19	14,79	135,35	835,43	1474	752	2226
	0,72	144,58	9,25	79,99	28,60	4	18	27,81	212,12	1320,66	1396	1189	2585
	0,96	192,78	10,19	87,47	26,16	3	17	56,53	341,07	2152,67	1319	1937	3256
	1,44	289,17	11,66	98,81	23,15	2	15	158,76	688,88	4457,88	1164	4012	5176
	2,88	578,34	14,69	120,41	19,00	1	12	855,60	2127,27	14667,31	931	13200	14131

Çizelge A. 13 Kanatlı tasarım halinde motor yağı-Cu için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	n_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI-CU	0,12	25,51	1,94	125,40	18,25	25	12	0,20	7,03	41,85	5023	38	5061
	0,15	33,57	2,12	142,31	16,08	19	10	0,33	9,26	55,26	4186	50	4263
	0,22	49,06	2,41	167,68	13,64	13	9	0,65	13,55	81,33	3767	74	3841
	0,32	70,86	2,72	194,15	11,78	9	8	1,27	19,62	118,54	3349	107	3456
	0,48	106,29	3,12	224,98	10,17	6	7	5,30	59,07	348,62	2930	325	3254
	0,58	127,55	3,31	239,25	9,56	5	7	7,20	71,04	435,71	2511	361	2872
	0,72	159,441	3,57	256,96	8,90	4	6	10,91	89,09	551,08	2512	496	3008
	0,96	212,59	3,93	280,03	8,17	3	6	18,67	119,44	748,77	2512	674	3186
	1,44	318,88	4,50	312,71	7,31	2	5	59,76	271,65	1745,72	2903	1572	3665
	2,88	637,76	5,67	367,97	6,22	1	4	292,26	747,78	5120,62	1674	4609	6283

Çizelge A. 14 Kanatlı tasarım halinde motor yağı-CuO için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	η_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI- CUO	0,12	24,24	4,41	54,05	43,68	25	27	0,4	13,70	81,56	2436	74	2510
	0,15	31,89	4,84	58,15	39,34	19	25	0,65	18,04	107,72	2256	97	2353
	0,22	46,61	5,49	66,84	34,23	13	22	1,30	26,41	158,52	1985	143	2128
	0,32	67,32	6,20	76,05	30,08	9	19	3,80	57,33	346,62	1715	312	2027
	0,48	100,98	7,10	87,14	26,26	6	17	7,95	86,30	527,26	1534	475	2009
	0,58	121,18	7,55	97,85	24,75	5	16	14,39	138,37	849,44	1444	765	2209
	0,72	151,47	8,13	105,48	23,06	4	15	21,82	173,51	1074,72	1354	967	1321
	0,96	201,96	8,95	115,93	21,11	3	14	46,66	290,68	1824,94	1263	1643	2906
	1,44	302,94	10,24	131,86	18,74	2	12	119,52	528,63	3404,35	1083	3064	4147
	2,88	605,88	12,91	162,65	15,47	1	10	730,65	1816,21	12485,66	903	11237	12140

Çizelge A. 15 Kanatlı tasarım halinde motor yağı-Al için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	η_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI-AL	0,12	22,46	2,24	109,70	20,86	25	13	0,2	6,61	39,62	1752	36	1788
	0,15	29,55	2,46	123,82	18,48	19	12	0,32	8,71	52,33	1617	47	1664
	0,22	43,19	2,79	144,95	15,78	13	10	0,65	12,74	77,02	1347	70	1417
	0,32	62,38	3,15	166,99	13,70	9	9	1,27	18,44	112,28	1213	101	1314
	0,48	93,57	3,61	192,73	11,87	6	8	5,30	55,51	341,62	1078	308	1386
	0,58	112,29	3,84	204,70	11,18	5	7	7,20	66,75	412,76	943	372	1315
	0,72	140,35	4,13	219,62	10,42	4	7	10,91	83,67	522,10	943	470	1413
	0,96	187,14	4,54	239,19	9,57	3	6	18,67	112,10	709,49	808	639	1447
	1,44	280,71	5,20	267,21	8,56	2	6	59,76	254,64	1654,47	809	1489	2298
	2,88	561,12	6,55	315,62	7,25	1	5	265,33	873,00	6067,97	674	5441	6135

Çizelge A. 16 Kanatlı tasarım halinde motor yağı- Al_2O_3 için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms^{-1}]	Re_2	Nu_2	U_o [$Wm^{-10}C^{-1}$]	A_o [m^2]	n_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [$\$/yıl^{-1}$]	C_2 [$\$/yıl^{-1}$]	C_t [$\$/yıl^{-1}$]
MOTOR YAĞI- Al_2O_3	0,12	22,85	3,62	66,95	34,17	25	22	0,2	6,65	39,68	1570	36	1606
	0,15	30,06	3,97	74,62	30,66	19	19	0,33	8,76	52,40	1356	48	1404
	0,22	43,93	4,50	86,12	25,57	13	17	1,30	25,65	154,26	1214	139	1353
	0,32	63,46	5,09	98,23	23,29	9	15	2,53	37,12	224,89	1070	203	1273
	0,48	95,19	5,83	112,67	20,31	6	13	7,95	83,80	513,18	928	462	1390
	0,58	114,23	6,19	119,52	19,14	5	11	10,79	100,75	620,06	785	559	1344
	0,72	142,78	6,67	128,19	17,85	4	11	16,36	126,31	784,35	786	706	1492
	0,96	190,38	7,34	139,82	16,36	3	10	37,33	225,66	1421,21	714	1279	1993
	1,44	285,57	8,40	157,06	14,57	2	9	99,60	427,24	2762,12	643	2486	3129
	2,88	571,13	10,59	188,65	12,13	1	7	511,46	1230,95	8511,95	500	7661	8161

Çizelge A. 17 Kanatlı tasarım halinde motor yağı-CNT için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	η_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI- CNT	0,12	22,47	0,98	170,52	13,42	25	9	0,2	6,62	39,81	2245	35	2280
	0,15	29,57	1,07	197,10	11,61	19	8	0,32	8,72	52,57	1996	47	2043
	0,22	43,21	1,22	237,78	9,62	13	6	0,65	12,77	77,37	1497	69	1566
	0,32	62,42	1,38	280,83	8,15	9	6	1,27	18,48	112,79	1497	101	1598
	0,48	93,63	1,57	331,10	6,91	6	5	2,65	27,80	171,58	1247	154	1401
	0,58	112,36	1,68	354,22	6,46	5	5	3,60	33,50	207,31	998	186	1184
	0,72	140,44	1,80	382,61	5,98	4	4	5,45	41,91	262,22	998	235	1233
	0,96	187,26	1,98	418,90	5,46	3	4	18,67	112,30	710,60	998	641	1639
	1,44	280,89	2,27	468,41	4,88	2	4	39,84	170,06	1107,71	998	996	1994
	2,88	561,78	2,86	545,38	4,20	1	3	219,20	524,75	3655,41	748	3289	4037

Çizelge A. 18 Kanatlı tasarım halinde motor yağı-Grafen için karakteristik veriler

Özellik Akışkan	w_2 [ms ⁻¹]	Re_2	Nu_2	U_o [Wm ⁻¹⁰ C ⁻¹]	A_o [m ²]	η_p	n	Δp_1 [kPa]	Δp_2 [kPa]	P [W]	C_1 [\$yıl ⁻¹]	C_2 [\$yıl ⁻¹]	C_t [\$yıl ⁻¹]
MOTOR YAĞI- GRAFEN	0,12	22,30	0,82	178,77	12,80	25	8	0,2	6,60	39,73	1831	36	1867
	0,15	29,34	0,90	207,40	11,03	19	7	0,33	8,69	52,47	1601	48	1649
	0,22	42,89	1,03	251,41	9,10	13	6	0,65	12,73	77,23	1373	70	1443
	0,32	61,95	1,16	298,14	7,67	9	5	1,27	18,42	112,57	1144	102	1246
	0,48	92,92	1,33	352,76	6,49	6	5	2,65	27,71	171,25	1144	155	1299
	0,58	111,51	1,41	377,84	6,06	5	5	3,60	33,32	206,91	915	187	1102
	0,72	139,38	1,52	408,55	5,60	4	4	5,45	41,77	261,71	915	236	1151
	0,96	185,84	1,67	447,62	5,11	3	4	18,67	111,92	711,22	916	640	1556
	1,44	278,75	1,91	500,41	4,57	2	3	39,84	169,49	1105,54	687	995	1682
	2,88	557,51	2,41	580,62	3,94	1	3	219,20	522,86	3648,10	687	3283	3970

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Güven ÖZÇELİK
Doğum Tarihi ve Yeri : 10.12.1991, Ardahan
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : guvenozcelik@arel.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	İstanbul Üniversitesi	2015
Lise	Sayısal	Kepirtepe Anadolu Öğretmen Lisesi	2010

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015-Devam Ediyor	İstanbul Arel Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Makale

1. Aslan, E., Taymaz, İ., İslamoğlu, Y., Engin, M., Çolpan, İ., Karabaş, G., ve Özçelik, G., (2018). "Computational investigation of the velocity and temperature fields in corrugated heat exchanger channels using RANS based turbulence models with experimental validation", *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 18(1):33-45.

Bildiri

1. Dalkılıç, A. S., Mercan, H., Özçelik, G., (2017). "Determination of design parameters and nanoparticles types effects on the cost of a double pipe heat exchanger", *ICAME 2017 Conference on Advances In Mechanical Engineering*, 3:1066-1078.

2. Aslan, E., Çolpan, İ., Engin, M., Taymaz, İ., İslamoğlu, Y., Parmaksızoğlu, C. İ., Karabaş, G., ve Özçelik, G., (2017). "Dalgalı yüzeyli ısı değiştirici kanaalarında hız ve sıcaklık alanlarının RANS tabanlı türbülans modelleri ile sayısal incelenmesi ve deneysel doğrulaması", *TESKON 2017 Simülasyon ve simülasyon tabanlı ürün geliştirme sempozyumu*, 13:959-976.