T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİLERDE KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN TERMAL ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

İbrahim KAYA

DOKTORA TEZİ

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

Danışman

Prof. Dr. Yasin ÜST

Temmuz, 2024

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİLERDE KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN TERMAL ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

İbrahim KAYA tarafından hazırlanan tez çalışması 30.07.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Yasin ÜST, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Oktay YILMAZ, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Veysi BAŞHAN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Yasin ÜST sorumluluğunda tarafımca hazırlanan "Gemilerde Kullanılan Isı Değiştiricilerin Termal Analizi ve Optimizasyonu" başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

İbrahim KAYA

İmza



Aileme

TEŞEKKÜR

Doktara tez çalışmam süresince deneyim ve bilgilerini benden esirgemeyen ve her türlü desteğini sunan değerli danışman hocam Prof. Dr. Yasin ÜST ve değerli jüri üyelerim Doç. Dr. Oktay YILMAZ, Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL, Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR ve Doç. Dr. Veysi BAŞHAN'a minnettarlığımı sunarım. Ayrıca akademik hayatım boyunca desteklerini sürekli hissettiğim değerli hocalarım Dr. Serdar Turgut İNCE, Doç. Dr. Asım Sinan KARAKURT, Doç. Dr. Ümit GÜNEŞ, Doç. Dr. Aykut SAFA, Dr. Ahmet YURTSEVEN, Dr. Taner ÇOŞGUN'a ve değerli meslektaşlarım olan Fatih OKUMUŞ, Mehmet Mert SERVEREN, Araks EKMEKÇİOĞLU, Hüseyin KARAMAN'a da minnettarlığımı sunarım.

İbrahim KAYA

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vii
KISALTMA LİSTESİ x
ŞEKİL LİSTESİ xi
TABLO LİSTESİ xv
ÖZET xvii
ABSTRACT xix
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Etkinlik – Transfer Birim Sayısı Yöntemi 4
1.3 Isı Değiştiricilerin Ayrık Termal Analizi 8
1.4 Isı Değiştiricilerin Optimizasyonu 11
1.5 Tezin Amacı 24
1.6 Hipotez 24
2 ETKİNLİK –TRANSFER BİRİM SAYISI YÖNTEMİ BAĞINTILARI 25
2.1 Karşı Akış Deseni ε – NTU Bağıntıları 25
2.2 E_2 STHE Akış Deseni ε – NTU Bağıntıları 30
2.3 F_4 STHE Akış Deseni ε – NTU Bağıntıları 39
3 BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN YAPISAL ÖZELİKLERİ 41
3.1 Çift Borulu Isı Değiştiriciler 41
3.2 Gövde Borulu Isı Değiştiriciler 43
3.2.1 Gövde Yapıları 48
3.2.2 Boru ve Boru Demeti 50
3.2.3 Boru Aynası 54
3.2.4 Enine ve Boyuna Perdeler 56
3.2.5 Ön ve Arka Kafalar 58
3.2.6 Nozullar ve Çarpma Levhası 62
3.2.7 Akış Tarafı Tayini 63
4 BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN BOYUTSUZ TERMAL ANALİZİ 65
4.1 Isıl Direnç Ağları ve Toplam Isı Transfer Katsayısı 65
4.2 Boru Tarafı Isı Taşınım Katsayısı ve Basınç Kaybı 71

4.3 Halka Tarafı Isı Taşınım Katsayısı ve Basınç Kaybı 74
4.4 Gövde Tarafı Nusselt Sayısı ve Basınç Kayıp Korelasyonları 75
4.4.1 Kern Yöntemi……...76
4.4.2 Bell – Delaware Yöntemi…….78
4.4.3 Diğer Gövde Tiplerinde Bell – Delaware Yöntemi……..83
4.5 Gövde Borulu Isı Değiştirici için Vaka Çalışması 88
4.5.1 STHE Termal Analiz Vaka Çalışması……..88
4.5.2 STHE Optimizasyon Çalışması……93
5 BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN AYRIK TERMAL ANALİZİ 103
5.1 E Tipi STHE için Bir Boyutlu DSHE Yöntemi Uygulaması 104
5.2 Bölünmüş Akışlı STHE'lerde DSHE Yöntemi Uygulanması 110
5.3 DSHE Yöntemi ile Termal Analiz Vaka Çalışması 118
5.4 E Tipi STHE'ler için İki Boyutlu DSHE Yönteminin Uygulanması 128
5.5 İki Boyutlu DSHE Yöntemiyle Vaka Çalışması 137
6 PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLER 140
6.1 Plakalı Isı Değiştiricilerin Yapısal Özellikleri 141
6.2 Plakalı Isı Değiştiricilerin Akış Geçiş Sayısı ve Düzenleri 144
6.3 Plakalı Isı Değiştiricilerin Boyutsuz Termal Analizi 145
6.3.1 Etkinlik – NTU ile Vaka Çalışması……..……150
6.4 Plakalı Isı Değiştiricilerin DSHE Yöntemi ile Termal Analizi..... 153
6.4.1 DSHE Yöntemiyle Vaka Çalışması……...……161
6.5 PHE Optimizasyon Çalışması 162
7 SONUÇ 171
KAYNAKÇA 178
A EK 185
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 186

SİMGE LİSTESİ

N	Adet, İterasyon Sayısı
h	Akışkan entalpisi
u	Akışkan hızı
υ	Akışkan özgül hacmi
μ	Akışkan viskozitesi
ρ	Akışkan yoğunluğu
A	Alan, Isı Transfer Alanı
$N_{r,w,down}$	Alt Pencere Bölgesi Boru Satır Sayısı
$N_{t,w,down}$	Alt Pencere Bölgesi Boru Sayısı
n_x	Ayrık Düğüm Sayısı
P	Basınç
ΔP	Basınç Kaybı
L	Boru Boyu, Cidar Kalınlığı
do	Boru Dış Çapı
Np	Boru Geçiş Sayısı
di	Boru İç Çapı
N_r	Boru Satır Sayısı
Nt	Boru Sayısı
D	Çap
$N_{r,c}$	Çapraz Akış Bölgesi Boru Satır Sayısı
$N_{t,c}$	Çapraz Akış Bölgesi Boru Sayısı
$L_{b,o}$	Çıkış Bölgesi Perde Aralığı
L_v	Düşey Portlar Arası Mesafe
m	Düzeltme Parametresi Üst Katsayısı, Korelasyon Katsayısı
n	Düzeltme Parametresi Üst Katsayısı, Nusselt Korelasyon Katsayısı
ϕ	Düzeltme Parametresi, Genişleme Faktörü
D_e	Eşdeğer Çap
ε	Etkinlik
$L_{b,i}$	Giriş Bölgesi Perde Aralığı
D_s	Gövde Çapı
D_h	Hidrolik Çap
h	Isı Taşınım katsayısı

$\dot{Q}$	Isı Transferi
R	Isıl Direnç
Cr	Isıl Kapasite Oranı
C	Isıl Kapasite, Nusselt Korelasyon Katsayısı
P_h	Isınan Çerçeve
P_{wet}	Islak Çerçeve
K	İletim katsayısı
N_c	Kanal Sayısı
df	Kanat Kalınlığı
Nf	Kanat Sayısı
η_f	Kanat Verimi
Hf	Kanat Yüksekliği
X	Karar Değişkeni
R_f	Kirlenme Direnci
F	Kirlenme Faktörü
J	Korelasyon Katsayısı
K_p	Korelasyon Katsayısı
ξ	Korelasyon Katsayısı
G	Kütle Akısı
$L_{b,c}$	Merkezi Perde Aralığı
Cl	Mesafe
Nu	Nusselt Sayısı
L_b	Perde Aralığı
N_b	Perde Sayısı
w	Plaka Genişliği
th	Plaka Kalınlığı
b	Plaka Kesit Derinliği
L_c	Plaka Paket Derinliği
$N_{t,p}$	Plaka Sayısı
η_p	Pompa Verimi
P_p	Pompalama Gücü
D_p	Port Çapı
Pr	Prandtl Sayısı
Re	Reynolds Sayısı
Cp	Sabit Basınç Özgül Isısı

j	Sayaç
T,t	Sıcaklık
f	Sürtünme Faktörü
β	Şivron Desen Açısı
p	Şivron Desen Dalga Boyu
δ	Şivron Desen Dalga Genliği
U	Toplam Isı Transfer Katsayısı
η_t	Toplam Kanat Verimi
$N_{r,w,up}$	Üst Pencere Bölgesi Boru Satır Sayısı
$N_{t,w,up}$	Üst Pencere Bölgesi Boru Sayısı
K	Yerel Basınç Kayıp Katsayısı
yl	Yıl

KISALTMA LİSTESİ

AC	Yıllık Toplam Maliyet
ANSI	Amerikan Ulusal Standartlar Enstitüsü
BCR	Perde Kesim Oranı
CP	CoolProp
DSHE	Ayrık Alt Isı Değiştiriciler
EC	Elektrik Maliyeti
GA	Genetik Algoritma
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IC	Sermaye Maliyeti
LOSF	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
NSGA II	Baskın Olmayan Genetik Algoritma II
NTU, Ntu	Transfer Birim Sayısı
OC	İşletme Maliyeti
OP	İşletme Saati
PHE	Plakalı Isı Değiştiriciler
PR	Boru Adımı
PS	Parçacık Sürüsü
STHE	Gövde Borulu Isı Değiştiriciler
TLBO	Öğrenme – Öğretme Bazlı Optimizasyon
USM	Tekil Arama Yöntemi
USM2	Tekil Arama Yöntemi 2

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 TEMA standartlarında gövde tipleri [3] 2
Şekil 1.2 Boru geçiş sayıları 2
Şekil 1.3 Temel akış desenleri 6
Şekil 1.4 Yazar alıntı sayıları 10
Şekil 1.5 Anahtar kelimeler 10
Şekil 1.6 Yazar alıntı sayıları 18
Şekil 1.7 Anahtar kelimeler 18
Şekil 1.8 Yazar alıntı sayıları 23
Şekil 1.9 Anahtar kelimeler 23
Şekil 2.1 Karşı akış deseni 26
Şekil 2.2 E_2 STHE akış deseni 31
Şekil 2.3 F_4 STHE akış düzeni 40
Şekil 3.1 Tokalı (*hairpin*) ısı değiştirici [3] 42
Şekil 3.2 Isı değiştirici ağları [3] 42
Şekil 3.3 STHE tipleri; (a) BEM, (b) CFU, (c) AJW, (d) AEP [1] 44
Şekil 3.4 STHE tipleri; (e) AES, ve (f) AKT [1] 45
Şekil 3.5 TEMA standart kafa ve gövde tipleri [1] 46
Şekil 3.6 K tipi STHE [2] 50
Şekil 3.7 X tipi STHE [2] 50
Şekil 3.8 Enine kısa kanatlı boru [2] 51
Şekil 3.9 İç – dış helisel kanatlı boru [73] 51
Şekil 3.10 Boru demeti elemanları [2] 53
Şekil 3.11 Montajlanan boru demetleri [2] 53
Şekil 3.12 Boru bağı ve adımı 54
Şekil 3.13 Boru aynası [74] 55
Şekil 3.14 STHE ve genleşme körüğü [75] 55
Şekil 3.15 Gövde en kesiti ve tek bölümlü perde 57
Şekil 3.16 Perde kesimleri ve gövde akışlar [2] 57
Şekil 3.17 F tipi STHE'nin boyuna profili [76] 58
Şekil 3.18 Ön ve arka kafa geçiş pervazları [2] 59
Şekil 3.19 Sızdırmazlık şeritleri ve yalancı borular [8] 60
Şekil 3.20 Gövde en kesiti, flanş, nozul ve çarpma levhası 63

Şekil 4.1 Isıl direnç ağı 67
Şekil 4.2 Kirlenme faktörü ile ısıl direnç ağ 67
Şekil 4.3 Boru boyuna kanatlı ısı değiştirici [3] 69
Şekil 4.4 Kare ve üçgen boru düzenleri ve mesafeler [3] 77
Şekil 4.5 Kare ve üçgen boru düzenlerinde örnek boru dağılımları 78
Şekil 4.6 Gövde tarafı akışlar [2], [84] 79
Şekil 4.7 Gövde tarafı akış bölgeleri 81
Şekil 4.8 Simetrik ve asimetrik boru satır eksiltmeleri 82
Şekil 4.9 Gövde nozul notasyonu 83
Şekil 4.10 J tipi gövde ve gövde tarafı akış bölgeleri 84
Şekil 4.11 Boyuna perdeli STHE en kesiti 85
Şekil 4.12 F tipi gövde ve gövde tarafı akış bölgeleri 85
Şekil 4.13 G tipi gövde ve gövde tarafı akış bölgeleri 86
Şekil 4.14 H tipi gövde ve gövde tarafı akış bölgeleri 87
Şekil 4.15 Modellenen STHE boru demeti 89
Şekil 4.16 STHE boyuna en kesit 90
Şekil 4.17 Deniz suyu soğutma sistemi [86] 90
Şekil 4.18 STHE vaka çalışması için çıkış sıcaklıkları ve hata artığı 92
Şekil 4.19 STHE'nin çok amaçlı optimizasyonu, Pareto cephesi 98
Şekil 4.20 Optimal çözümlerin STHE en kesitleri 102
Şekil 5.1 E_2 STHE'nin DSHE nümerik şeması 104
Şekil 5.2 NTU = 0,45 için sıcaklık profili ve hata artıkları 107
Şekil 5.3 NTU = 2,5 için sıcaklık profili ve hata artıkları 108
Şekil 5.4 Farklı düğüm sayılarında analitik hata artıkları 109
Şekil 5.5 Belirli NTU ve Cr aralıklarındaki hata artıkları yüzeyi 110
Şekil 5.6 J_2 STHE için DSHE yöntemi nümerik şema 111
Şekil 5.7 J_3 STHE için DSHE yöntemi nümerik şema 112
Şekil 5.8 G_2 STHE için DSHE yöntemi nümerik şema 113
Şekil 5.9 G_4 STHE için DSHE yöntemi nümerik şema 114
Şekil 5.10 H_2 STHE için DSHE yöntemi nümerik şema 115
Şekil 5.11 H_4 STHE DSHE yöntemi nümerik şema 115
Şekil 5.12 Sıcaklık profilleri ve hata artıkları; NTU = 1 116
Şekil 5.13 Sıcaklık profilleri ve hata artıkları; NTU = 4 116
Şekil 5.14 Sıcaklık profilleri ve hata artıkları; NTU = 1 117
Şekil 5.15 Sıcaklık profilleri ve hata artıkları; NTU = 4 117

Şekil 5.16 NTU ≤ 2 için J_3, G_4 ve H_4 STHE için ε – NTU eğrileri 118
Şekil 5.17 NTU ≤ 10 için J_3, G_4 ve H_4 STHE için ε – NTU eğrileri 118
Şekil 5.18 R1234yf'nin kritik bölge özellikleri 119
Şekil 5.19 DSHE yöntemi yerel ve ayrık basınç kayıp şeması 122
Şekil 5.20 Egzoz kazanı boyuna profili 123
Şekil 5.21 Egzoz kazanı enine profili 124
Şekil 5.22 ε – NTU analizi çıkış sıcaklıkları 125
Şekil 5.23 ε – NTU analizi hata artıkları 125
Şekil 5.24 Sıcaklık profilleri ve çıkış sıcaklıkları – hata artıkları 126
Şekil 5.25 R1234yf'nin boru boyunca taşınım katsayısı ve özgül ısısı 126
Şekil 5.26 R1234yf'nin sıcaklık – entropi eğrileri 127
Şekil 5.27 Çapraz akış tipleri 129
Şekil 5.28 Sonlu fark açılımı 129
Şekil 5.29 Çıkış sıcaklıkları ve hata artıkları 131
Şekil 5.30 Eksenlere göre sıcaklık profilleri 131
Şekil 5.31 Duyarlılık analizi 132
Şekil 5.32 Gövde en kesiti 133
Şekil 5.33 Sıcaklık profili 133
Şekil 5.34 Çıkış sıcaklıkları ve hata artıkları 134
Şekil 5.35 Etkinlik, perde sayısı ve bağıl fark 134
Şekil 5.36 Çok boru geçişli gövde en kesitleri 135
Şekil 5.37 E_{2n} için etkinlik, perde sayısı ve bağıl fark 136
Şekil 5.38 E_{2p} için etkinlik, perde sayısı ve bağıl fark 136
Şekil 5.39 E_4 için etkinlik, perde sayısı ve bağıl fark 137
Şekil 5.40 Boru boyunca sıcaklık profili 138
Şekil 5.41 Çıkış sıcaklıkları ve hata artırkları 138
Şekil 6.1 Plakalı ısı değiştirici parçalar [93] 142
Şekil 6.2 Şivron plaka deseni ve akış en kesitleri [2] 143
Şekil 6.3 *U* ve *Z* akış düzenleri 144
Şekil 6.4 Akış geçiş sayıları; 2 – 2 [3] 145
Şekil 6.5 Akış geçiş sayıları; 2 – 1 [3] 145
Şekil 6.6 Plaka ısıl direnç ağı 146
Şekil 6.7 Alfa Laval plakalı ısı değiştirici teknik resim 151
Şekil 6.8 Ayrık PHE ısıl nümerik şema 154
Şekil 6.9 Sıcak akışkan basınç kayıp nümerik şema 154

Şekil 6.10 Soğuk akışkan basınç kayıp nümerik şema 155
Şekil 6.11 Çıkış sıcaklıkları ve hata oranları 161
Şekil 6.12 Duyarlılık analizi 162
Şekil 6.13 PHE oryantasyon şeması 163
Şekil 6.14 Pareto cephesi 165
Şekil 6.15 GA optimizasyon süreci 168
Şekil A Ek 1.1 Alfa Laval soğutucu özellikleri……..……185

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Isı değiştiricilerinin ayrık termal analiz çalışmaları 11
Tablo 1.2 Gövde borulu ısı değiştiriciler için termal analiz detayları..... 17
Tablo 1.3 Plakalı ısı değiştiriciler için termal analiz detayları..... 24
Tablo 3.1 STHE parça listesi 47
Tablo 4.1 Gövde ve boru demeti açıklık bağıntıları 76
Tablo 4.2 Gövde tarafı akış tipleri [8]..... 79
Tablo 4.3 J katsayı tanımları [8] 80
Tablo 4.4 Boru demeti parametre simgeleri..... 80
Tablo 4.5 ξ düzeltme faktörü tanımları 83
Tablo 4.6 Akışkan özellikleri..... 89
Tablo 4.7 STHE yapısal özellikleri ve kıyaslanması 91
Tablo 4.8 STHE vaka çalışması ısı transfer özellikleri..... 92
Tablo 4.9 STHE vaka çalışması kıyaslama..... 93
Tablo 4.10 Karar değişkenleri, alt – üst sınırları ve tipleri 93
Tablo 4.11 Gövde ve boru demet tip indeksi 94
Tablo 4.11 Gövde ve boru demet tip indeksi (Devam)..... 95
Tablo 4.12 Boru çap İndeksi [3] 95
Tablo 4.13 Boru düzeni ve perde kesim oranı indeksleri..... 95
Tablo 4.14 Ekonomik parametreler..... 96
Tablo 4.15 Gövde tipleri ve n_{shell} değerleri 97
Tablo 4.16 Karar değişkenleri ve amaç fonksiyonları 99
Tablo 4.17 Optimal çözümlerin geometrik parametreleri..... 100
Tablo 4.18 Optimal çözümlerin termo - ekonomik parametreleri 101
Tablo 5.1 Analitik ve nümerik etkinlik değerleri..... 109
Tablo 5.2 Belirli NTU ve Cr aralıklarındaki analitik hata artıkları..... 110
Tablo 5.3 J_2 ve J_3 STHE'nin ayrık elemanları için DSHE değerleri..... 112
Tablo 5.4 G_2 ve G_4 STHE ayrık elemanları için DSHE değerleri 113
Tablo 5.5 H_2 ve H_4 STHE ayrık elemanları için DSHE değerleri 114
Tablo 5.6 Akışkan özellikleri..... 119
Tablo 5.7 Egzoz gazı bileşenlerinin kütlesel kesirleri 120
Tablo 5.8 Üst katsayısı (n) ve sıcaklık aralıkları..... 120
Tablo 5.9 Φ düzeltme parametresi üs katsayısı, *m* [8]..... 121

Tablo 5.10 Egzoz kazanı özellikleri 124
Tablo 5.11 Model kıyaslama 127
Tablo 5.12 Yıllık parasal tasarruf parametreleri ve değeri 128
Tablo 5.13 Boyutsuz ve ayrık model kıyaslama 139
Tablo 6.1 Plakalı ısı değiştirici malzeme ve ısı iletim katsayıları [3] 142
Tablo 6.2 Conta malzemeleri [8] 143
Tablo 6.3 Şivron deseni için korelasyon katsayıları [3] 149
Tablo 6.3 Şivron deseni için korelasyon katsayıları [3] (Devam) 150
Tablo 6.4 Plakalı ısı değiştiricinin özellikleri 150
Tablo 6.5 Akışkan özellikleri 151
Tablo 6.6 PHE termal analiz sonuçları 152
Tablo 6.7 Sonuçların kıyaslanması 153
Tablo 6.8 PHE akış oryantasyonu 156
Tablo 6.9 DSHE analiz sonuçları 162
Tablo 6.10 Karar değişkenlerinin alt – üst sınırları ve tipleri 163
Tablo 6.11 Tatlı su ve deniz suyu oryantasyon indeksleri (X_3 ve X_5) 163
Tablo 6.12 Optimizasyon sonuçları 165
Tablo 6.13 Ekonomik parametreler 166
Tablo 6.14 Karar değişkenlerin alt – üst sınırlar ve tipleri 167
Tablo 6.15 PHE sermaye maliyeti ve alan [83] 167
Tablo 6.16 Optimal karar değişkeni vektörü ve amaç fonksiyonu 168
Tablo 6.17 Optimal PHE konfigürasyonu 169
Tablo 6.18 Optimal PHE tasarımının termal parametreleri 169
Tablo 6.19 Optimal PHE tasarımının ekonomik parametreleri 170
Tablo 6.20 Hacim ve yıllık toplam maliyet kıyaslanması 170

ÖZET

Gemilerde Kullanılan Isı Değiştiricilerin Termal Analizi ve Optimizasyonu

İbrahim KAYA

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Yasin ÜST

Bu tez çalışması kapsamında, gemilerde kullanılan borulu ve plakalı ısı değiştiricilerin termal analizi ve optimizasyonu ele alınmıştır. Isı değiştirici tasarımlarında, termal analizler önemli bir yer tutmaktadır. Bu bağlamda, ısı değiştirici tasarımında kullanılan alt modeller ile birlikte boyutsuz ve ayrık termal analiz modelleri bu tez çalışmasında geliştirilmiştir. Isı değiştirici tasarımlarında diğer bir önemli husus, belirli kısıtlar altında tasarım parametrelerinin performans parametreleri olan amaç fonksiyonlarına göre optimizasyonudur. Genellikle ısı değiştirici termal analiz modelleriyle ilgili olan kısıt ve amaç fonksiyonlarının doğrusal olmaması, sürekli – ayrık karar değişkenlerinin bir arada bulunması ve yerel optimum çözümlere takılma sorunları sebebiyle optimizasyon süreçleri zorlayıcı olabilir. Bu sebeplerden ötürü bu tez çalışması kapsamında, gradyen bazlı optimizasyon yöntemlerinin yerine sezgisel optimizasyon yöntemleri tercih edilmiştir. Ayrıca, ısı değiştirici yapısal analizi bu tez çalışmasının kapsamı dışında olmasına rağmen, malzeme seçimi gibi bazı yapısal konular termal analiz ve optimizasyon süreçlerine kısıt olarak dâhil edilmiştir.

Bu tez çalışması kapsamında ele alınan diğer bir konu ise, transkritik akışlarda borulu ısı değiştiricilerin ayrık termal analizleridir. Kritik noktadan uzak ve düşük sıcaklık farklarında, akışkanların termofiziksel özelliklerindeki değişimler ihmal edilebilir seviyelerdedir. Bu sayede etkinlik – transfer birim sayısı veya logaritmik sıcaklık farkı gibi boyutsuz termal analiz yöntemleri kullanılabilir. Fakat iki fazlı veya transkritik akışların mevcut olduğu ısı değiştiricilerin termal analizlerinde boyutsuz analiz yöntemleri direkt kullanılamayabilir. Bu soruna çözüm olarak ayrık alt ısı değiştiriciler yöntemi geliştirilmiştir. Bu sayede ısı değiştirici içindeki akışkanların termofiziksel özelliklerindeki değişimler termal analizlere yansıtılabilir. Ayrıca ayrık alt ısı değiştiriciler yöntemi, sadece temel akış desenlerini ele alarak daha karmaşık akış desenlerine sahip ısı değiştiricilerin termal analizlerine de olanak verir. Örnek olarak ayrık alt ısı değiştirici yöntemi ile bölünmüş akışlı gövde borulu ısı değiştiricilerin etkinlik – transfer birim sayısı grafikleri elde edilmiş olmakla birlikte farklı akış geçiş sayılarına sahip plakalı ısı değiştiricilerinin de termal analizleri gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Borulu ve plakalı ısı değiştiriciler, gemilerde ısı değiştiriciler, optimizasyon yöntemleri, ısı değiştiricilerinin termal analiz modelleri, boyutsuz ve ayrık termal analiz modelleri

ABSTRACT

Thermal Analysis and Optimization of Heat Exchangers Used at Vessels

İbrahim KAYA

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Yasin ÜST

Within the scope of this thesis study, thermal analysis and optimization of tubular and plate heat exchangers used at vessels are discussed. Thermal analysis has an important place in heat exchanger designs. In this context, non - dimensional and discrete thermal analysis models were developed along with the sub-models used in heat exchanger design for this thesis study. Another important issue in heat exchanger designs is the optimization of design parameters under certain constraints according to objective functions, which are performance parameters. Optimization processes can be challenging due to the nonlinearity of constraint and objective functions, which are generally associated with heat exchanger thermal analysis models, the coexistence of continuous and discrete decision variables, and the problems of getting stuck in local optimal solutions. For these reasons, heuristic optimization methods were preferred instead of gradient-based optimization methods in this thesis study. In addition, although heat exchanger structural analysis is out of the scope of this thesis study, some structural issues such as material selection are included in the thermal analysis and optimization processes as the constraints.

Another topic discussed within the scope of this thesis study is the thermal analysis of tubular heat exchangers in transcritical flows. Changes in fluids thermo-physical properties are negligible at low temperature differences and away from the critical

point. Thus, non - dimensional thermal analysis methods such as effectiveness – transfer unit number or logarithmic temperature difference can be used. However, non - dimensional analyses methods may not be used directly in thermal analyses of heat exchangers where two-phase or transcritical flows are present. As a solution to this problem, discrete sub – heat exchanger method was developed. In this way, changes in the thermophysical properties of fluids in the heat exchanger can be reflected in thermal analyses. Moreover, discrete sub - heat exchanger method allows thermal analysis of heat exchangers with more complex flow patterns by considering only the basic flow patterns. Moreover, discrete sub - heat exchanger method also allows thermal analysis of heat exchangers with more complex flow patterns by considering only the basic flow patterns. For example, while the effectiveness – transfer unit number graphs of divided flow shell and tube heat exchangers were obtained with discrete sub - heat exchanger method, thermal analyses of plate heat exchangers with different flow pass numbers were also performed.

Keywords: Tubular and plate heat exchangers, heat exchangers at vessels, optimization methods, thermal analysis models of heat exchangers, dimensionless and discrete thermal analysis models

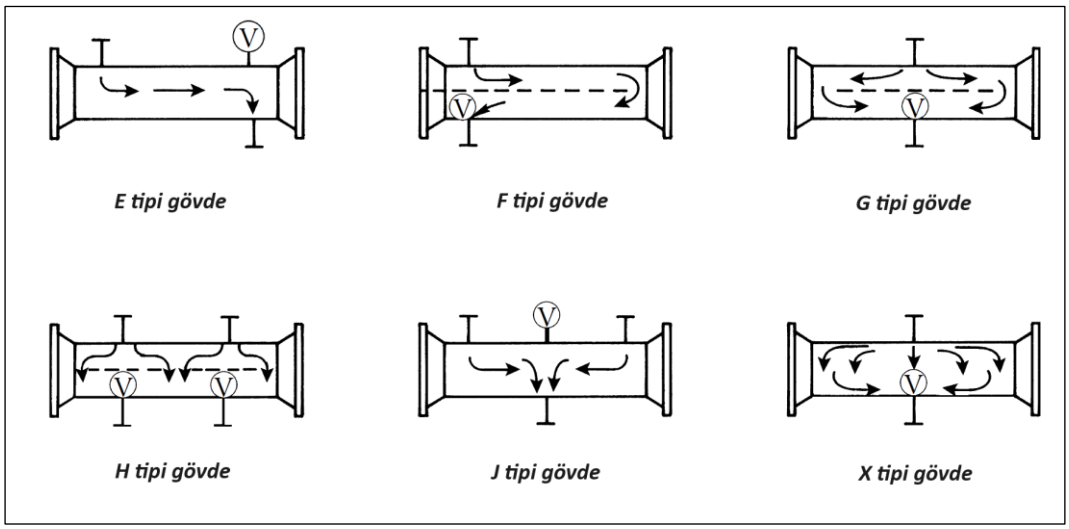
1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

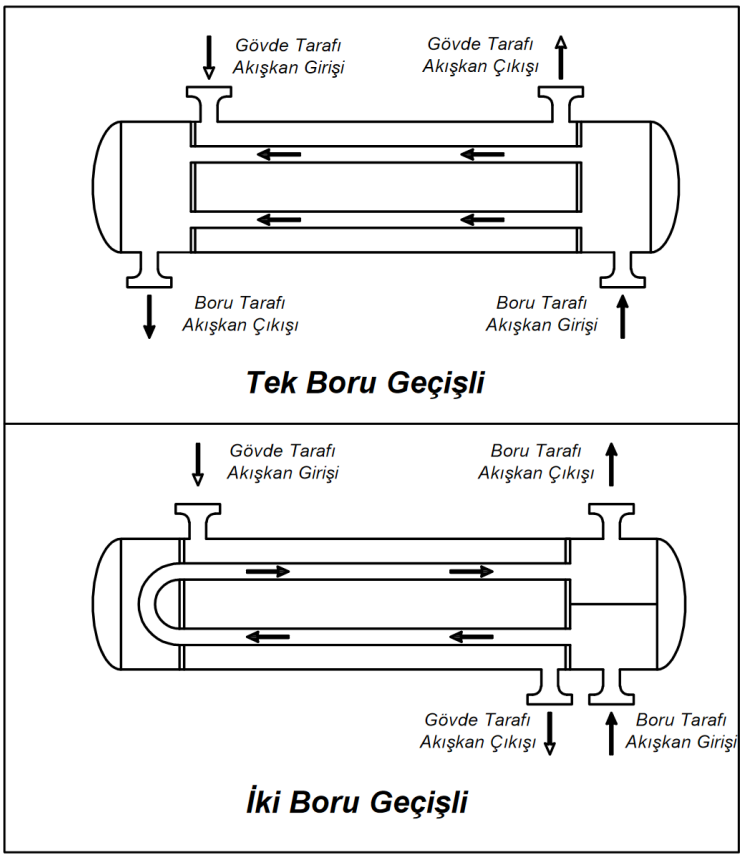
Isı değiştiriciler gemi sistemlerinde sıkça kullanılan makineler olmakla birlikte gemilerin ekonomik olarak işletilebilmesi için tasarım ve görev tanımları önem arz etmektedir. Bu tez çalışması kapsamında gemilerde sıkça kullanılan borulu ve plakalı ısı değiştiricilerinin yapısal özellikleri, tasarım esasları, termal analizi ve optimizasyon konuları ele alınmaktadır.

Borulu ısı değiştiriciler çift borulu (tokalı), gövde borulu, spiral borulu ve boru kanatlı ısı değiştiriciler biçimsel olarak sınıflandırılabilir. Bu tez çalışması kapsamında, çift borulu ve gövde borulu ısı değiştiriciler ele alınacaktır. Genelde çift borulu ısı değiştiriciler karşı akışlı ısı değiştiriciler olmakla birlikte ve gövde borulu ısı değiştiricilere kıyasla daha küçük debilere ve ısı transfer kapasitelerine sahiptirler. Gövde borulu ısı değiştiriciler ise geniş bir aralıkta debi ve ısı transfer kapasitelerine sahip olurken çift borulu ısı değiştiricilere kıyasla farklı tasarımlara ve akış desenlerine sahiptirler.

Tanım olarak ısı değiştiricilerin akış desenleri, ısı değiştirici içindeki akışkanların sıcaklık profillerinin birbirlerine göre konumlanmasıdır. Gövde borulu ısı değiştiricilerde, gövde tipi ve boru geçiş sayısı ısı değiştiricinin akış desenini belirleyen iki faktördür. Gövde borulu ısı değiştiriciler için gövde tipleri TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) [1] tarafından belirlenmiş olup Şekil 1.1'de gösterilmiştir. Boru geçiş sayısı akışkanın boru demeti içerisindeki geçiş sayısıdır ve genelde *1, 2, 4* rakamlarından oluşabileceği gibi *6, 8* ve *10* rakamlarından da oluşabilir. Nadiren de olsa *3* boru geçişli ısı değiştiricisi tasarımları da görülebilir [2]. Şekil 1.2'de *1* ve *2* boru geçişli gövde borulu ısı değiştiriciler gösterilmiştir.



Şekil 1.1 TEMA standartlarında gövde tipleri [3]



Şekil 1.2 Boru geçiş sayıları

Plakalı ısı değiştiriciler borulu ısı değiştiricilere kıyasla oldukça kompakt yapıya sahiptir. Bu sayede plakalı ısı değiştiricilerinin borulu ısı değiştiricilere kıyasla hacim, alan veya ağırlık gibi parametrelerde önemli bir avantajı vardır. Genelde sıvı – sıvı ve tek fazlı akış uygulamalarında kullanılır. Ayrıca temizliğin önemli olduğu gıda ve ilaç endüstrisinde veya deniz suyu gibi kirletici ve aşındırıcı akışkanların

kullanıldığı durumlarda kolay temizlenebildiğinden sıkça tercih edilir. Plakalı ısı değiştiricilerinin bu gibi avantajlarına rağmen borulu ısı değiştiricilere kıyasla oldukça büyük basınç kayıplarına sahiptirler. Ayrıca iki fazlı akışlarda çoğunlukla tercih edilmezler.

Plakalı ısı değiştiriciler genelde karşı akışlıdır. Fakat iki akışkan arasında önemli debi farkları varsa akışkanlardan biri çok geçişli yapıya sahip olabilir. Bunu sonucunda plakalı ısı değiştiricisi karşı akışlı formdan uzaklaşabilir.

Isı değiştiricilerinin termal analizlerinde tanımlı alan şartına göre akışkanların çıkış sıcaklıkları hesaplanır iken tanımlı sıcaklık şartına göre ısı transfer yüzey alanı hesaplanır. Isı değiştirici basınç kayıp hesapları kimi yazarlar için ısı değiştirici hidrolik performansı ile alakalı olarak sunulmuştur ve bu tanım sabit akışkan özellikleri için uygundur. Fakat akışkan özelliklerinin sıcaklık ve basınca göre değiştiği düşünülürse, basınç kayıplarının çıkış sıcaklıkları veya ısı transfer yüzey alanına etki yaptığı fark edilebilir. Bu sebepten bir ısı değiştiricisindeki basınç kayıp hesaplarının da ısı değiştiricisinin termal analizi dâhilinde olduğunu düşünülebilir.

Isı değiştiricilerinin termal analizlerinde, ısı transfer miktarı geleneksel olarak etkinlik – transfer birim sayısı (ε – NTU) yöntemi ya da logaritmik sıcaklık farkı (LOSF) yöntemi ile hesaplanır. Genellikle Nusselt sayısı ve basınç kayıp korelasyonları bu yöntemler ile birlikte kullanılır. Bu sayede hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve deneysel yöntemler ile kıyaslandığında ε – NTU veya LOSF yöntemi oldukça ucuz ve hızlı bir termal analiz tipleri olduğu düşünülebilir. Bu tez çalışması kapsamında bu termal analiz yöntemlerine, boyutsuz termal analiz yöntemleri olarak adlandırılacaktır. Çünkü bu tip termal analizlerde, ısı değiştirici içindeki akışkanların ara sıcaklık ve basınç değerleri elde hesaplanmaz.

Bu tez çalışması kapsamında boyutsuz termal analizlerde LOSF yöntemine kıyasla ε – NTU yöntemi kararlı ve hızlı yakınsama sağlaması nedeniyle bu tez çalışması kapsamında ε – NTU yöntemi ele alınacaktır [4].

Her bir akış deseni kendine özgü ε – NTU bağıntısına sahiptir. Isı değiştiriciler farklı akış desenlerine sahip olabilir ve boyutsuz termal analizleri gerçekleştirmek için ilgili akış desenini karşılayan ε – NTU bağıntıların türetilmesi veya grafiklerinin elde edilmesi gerekmektedir.

Etkinlik bağıntıları türetilirken, akışkan özelliklerinin bir ısı değiştirici boyunca sabit olduğu varsayılır. Ancak akışkanın entalpisi ve basıncı değiştikçe akışkan özellikleri de değişir. Bu sorunun üstesinden gelmek için, akışkan özelliklerindeki değişimlerin orta düzeyde olması koşuluyla, giriş ve çıkış akışkan özellikleri değerlerinin ortalaması alınarak yinelemeli bir yöntemle boyutsuz termal analiz önerilebilir. Aksi takdirde, yani akışkan özelliklerindeki değişiklikler dalgalı veya büyükse, ayrık yaklaşımlar uygulanabilir.

Isı değiştiricilerin termal performansı tahmin edilebildikten sonraki adım termo-ekonomik bakış açısına göre en uygun tasarım parametrelerinin belirlenmesidir. Genellikle ısı değiştiricisinin termal modellerine dayanan amaç ve kısıt fonksiyonlarının doğrusal olmaması, sürekli – kesikli karar değişkenlerinin bir arada bulunması ve yerel optimumlara takılma sorunları sebebiyle optimizasyon süreçleri zorlayıcı olabilir.

Literatürde bu konular ile ilgili yapılan çalışmalar aşağıdaki başlıklarda sunulmuştur.

1.2 Etkinlik – Transfer Birim Sayısı Yöntemi

Isı değiştiricilerinin etkinliği kavramının kökeni tam olarak bilinmemektedir, ancak varlığı yirminci yüzyılın başlarına kadar izlenebilir [5]. Isı değiştiricilerinin ısı transfer performansı hesaplamak için Etkinlik – transfer birim sayısı ($\varepsilon - NTU$) yöntemi resmi olarak ilk London ve Seban [6] tarafından 1942 yılında tanıtıldı. Tanıtılan yöntem ile ısı transferi Denklem 1.1'de gösterildiği gibi hesaplanır.

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{\min} \left(T_{h,\text{giriş}} - T_{\text{c,giriş}} \right) \tag{1.1}$$

Denklem 1.1'de gösterilen ε, ısı değiştiricisinin etkinliği, C_{min} Denklem 1.2'de gösterildiği gibi akışkanların ısıl kapasitelerinin en az olanının değeridir. Denklem 1.2'de gösterilen C_h ve C_c sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın ısıl kapasiteleridir.

$$C_{\min} = \min([\mathrm{C}_h, \mathrm{C}_c]) \tag{1.2}$$

Isı değiştirici etkinliği boyutsuz bir sayı olmakla birlikte Denklem 1.3'de gösterildiği gibi transfer birim sayısı (NTU), ısıl kapasiteler oranı (Cr) ve akış desenlerine bağlı olarak değişir. Denklemler 1.4 ve 1.5'de sırasıyla NTU ve Cr bağıntıları gösterilmiştir.

$$\varepsilon = Fonksiyon\left(NTU,\ Cr,\ Akış\ Deseni\right) \tag{1.3}$$

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \tag{1.4}$$

Denklem 1.4'de gösterilen *U* toplam ısı transfer katsayısı iken, *A* ise ısı transfer yüzey alanını göstermektedir.

$$Cr = \frac{C_{\min}}{\max([C_h, C_c])} \tag{1.5}$$

Termal etkinlik – transfer birim sayısı (P – Ntu) yöntemi ε – NTU yönteminin farklı bir varyantı olarak düşünülebilir. Genellikle bölünmüş akışlı gövde borulu ısı değiştiricilerde olduğu karmaşık akış desenlerinde kullanılır. *P – Ntu* yöntemi ile ısı transferi formülasyonu Denklem 1.6 gösterilmiştir.

$$\dot{Q} = P_1 C_1 \left(T_{h,giriş} - T_{c,giriş}\right) = P_2 C_2 \left(T_{h,giriş} - T_{c,giriş}\right) \tag{1.6}$$

Denklem 1.6'da gösterilen *1* ve *2* alt indisleri ısı değiştiricisindeki akış taraflarını simgeler iken *P* harfi ise termal etkinliktir. Bundan sonraki formülasyonlarda *1* alt indisi göz önünde bulundurulacaktır. Eğer Denklemler 1.1 ile 1.6 birleştirilirse, Denklem 1.7 elde edilir ve giriş sıcaklıklarının farkı sadeleştirilir ise Denklem 1.8 ortaya çıkar.

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{\min} \left(T_{h,giriş} - T_{c,giriş}\right) = P_1 C_1 \left(T_{h,giriş} - T_{c,giriş}\right) \tag{1.7}$$

$$\varepsilon C_{\min} = P_1 C_1 \tag{1.8}$$

Denklem 1.8 göz önünde bulundurulduğu zaman ε ve P_1 arasında doğrusal bir bağıntı olduğu söylenebilir. Eğer C_1, C_{min}'e eşit ise, yani C_1 küçük olan ısıl kapasite ise Denklem 1.9'da gösterildiği gibi etkinlik, termal etkinliğe eşit olur.

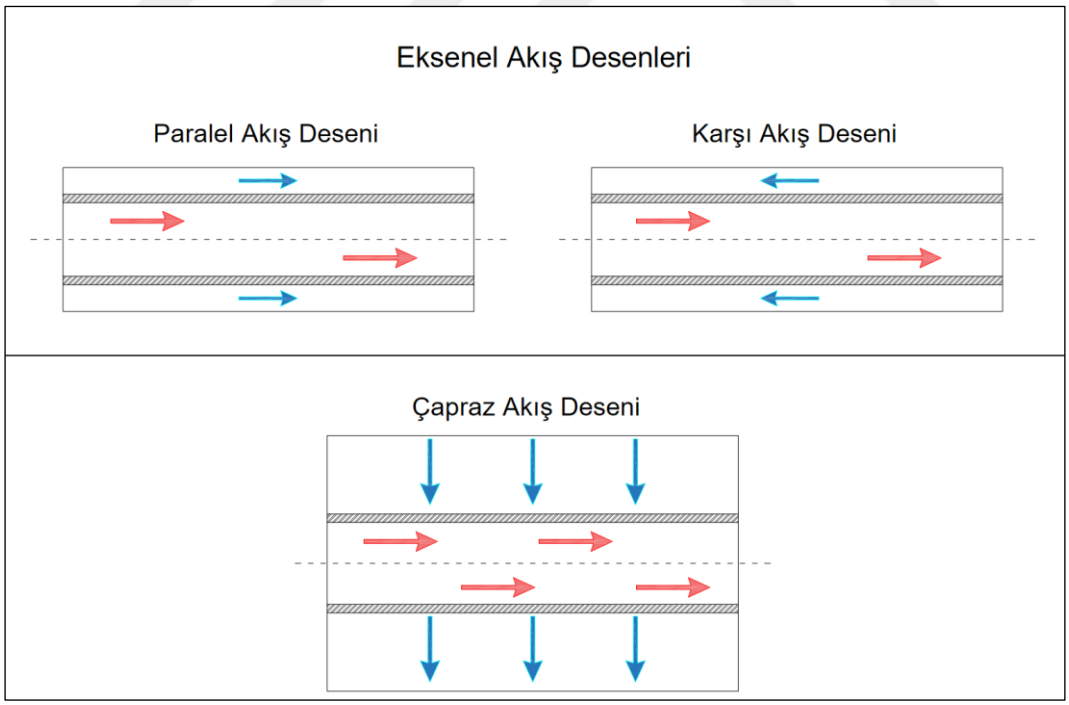
$$\varepsilon = P_1 \tag{1.9}$$

Aksi durumda ise, yani C_1 büyük olan ısıl kapasite ise etkinlik ve termal etkinlik arasındaki bağıntı Denklem 1.10'da gösterilmiştir. Ayrıca etkinlikte olduğu gibi termal etkinlikte akış desenleri ile değişmekte olup, bağlı olduğu diğer parametreler ile Denklem 1.11'de gösterilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{P_1}{Cr} \tag{1.10}$$

$$P = Fonksiyon\left(\frac{UA}{C_1}, \frac{C_1}{C_2}, \text{ Akış Deseni}\right) \tag{1.11}$$

Isı değiştiricilerinin akış deseni tanım olarak ısı değiştirici içindeki iki akışkanın sıcaklık profillerinin birbirine göre konumları ve değişimleridir. Isı değiştiricilerinin akış desenleri en temelde iki kısma ayrılabilir ve bunlar eksenel ve çapraz akışlardır. Eksenel akışlar Şekil 1.3'de gösterildiği gibi kendi içerisinde paralel ve karşı olarak sınıflandırılabilir iken çok boru geçişli gövde borulu ve çok geçişli plakalı ısı değiştiricilerde olduğu gibi aynı anda çeşitli sayılarda paralel ve karşı akışlar gerçekleşebilir. Şekil 1.3'de gösterilen Çapraz akışlı ısı değiştiriciler ise kendi içerisinde üç kısma ayrılabilir, bunlar her iki akışkanın karıştığı, her iki akışkanın karışmadığı ve bir akışkanın karıştığı ve diğerinin karışmadığı akış desenleridir. Karışan akışkanın akış yönünün normalinde sıcaklık değişimi yoktur. Ayrıca çapraz akışlı ısı değiştiriciler ayrıca kendi içerisinde alt bloklar halinde farklı ısı değiştirici ağ tasarımlarına sahip olabilirler.



Şekil 1.3 Temel akış desenleri

Isı değiştiricilerinin boyutsuz termal analizlerinde etkinlik (ε – NTU ve P – Ntu) veya düzeltme faktörü bağıntıları kullanılır. Bu bağıntıların türetilmesinde ısı

değiştiricilerin tipleri ve buna bağlı olarak akış desenleri önemli rol oynar. Karmaşık akış desenlerinde etkinlik bağıntılarının türetilmesi temel akış desenlerine göre daha zorlayıcı hale gelebilir. Hali hazırda literatürde bulunan bağıntıların türetilmesinde analitik, yarı analitik, nümerik veya matris formülasyonu ve matris formülasyonuna bağlı olarak geliştirilen zincir kuralı yöntemleri kullanılır [5].

Nusselt, bir çapraz akışlı ısı değiştiricisinin analizini ve ısı transferi ve sıcaklık dağılımı ile ilgili analitik çözümleri elde etti. Ardından Mason ve Barlic analitik çözümlere devam ederek etkinlik formülasyonlarını elde ettiler [5].

Çengel [7] paralel akışlı ısı değiştiricinin ε – NTU bağıntısı integral yöntemi ile türetir iken Sekulic [8] karşı akışlı ısı değiştiricilerin ε – NTU bağıntısı aynı yöntem ile türetti. Ayrıca özel bir durum olan ısıl kapasiteler oranının sıfır olduğu çift fazlı akış desenleri için bu bağıntılar direkt kullanılabilir.

Kern ve Kraus [9] iki boru geçişli E tipi gövde borulu ısı değiştiricisinin ε – NTU bağıntısını analitik yöntem ile türettiler.

Jaw [10] J tipi gövde borulu ısı değiştiricisinin gövde başına iki ve dört geçişli analitik yöntem ile $P - Ntu$ bağıntıları türetti. Ayrıca Jaw, bu gövde tipi için boru geçiş sayısı sonsuza limit alınırsa akış deseninin ikili karışmış çapraz akışlı ısı değiştiricisine yakınsadığını gösterdi.

Boyuna perdeli bir gövde borulu ısı değiştiricisi olan F tipi gövde borulu ısı değiştiricilerinin gövde başına 2 boru geçişli konfigürasyonu saf karşı akışlı olarak kabul edilir. Gövde başına 4 boru geçişli F tipi gövde borulu ısı değiştiricisi özdeş iki adet iki boru geçişli E tipi gövde borulu ısı değiştiricinin birleşimi olarak kabul edilebilir. Bu konfigürasyonun etkinliği elde etmek için Kern ve Kraus [9] bağıntısı ile matris formülasyonu kullanılabilir.

Schindler ve Bates [11] gövde başına bir ve iki boru geçişli G tipi gövde borulu ısı değiştiricisi için P – Ntu bağıntısını için analitik bir çözüm elde ettiler.

Ishihara ve Palen [12] gövde başına iki boru geçişli H tipi gövde borulu ısı değiştiricisini alt bölmelere ayırıp her bir bölme için analitik debi ve ısı dengesini denklemlerini uygulayıp ara sıcaklıkları elimine ederek P – Ntu bağıntısını elde etti.

Domingos [13] ısı değiştirici ağlarının etkinliği için matris formülasyonunu geliştirmiştir. Bu yöntemin devamı olarak Pignotti [14], E ve J tipi gövde borulu ısı değiştiriciler için Genelleştirilmiş Matris formülasyonu yöntemini geliştirdi. Ardından Pignotti ve Shah [15] bölünmüş akışlı gövde borulu ısı değiştiriciler ve çapraz akışlı ısı değiştiriciler için Zincir Kuralı'nı geliştirmiştir. Yazarlar gövde başına 1 ve 2 boru geçişli H tipi gövde borulu ısı değiştiricilerinin $P - Ntu$ bağıntılarını elde ettiler. Ayrıca Yazarlar [16] ortalama paralel ve karşı akışlı ısı değiştiriciler arasında bağıntıyı keşfetti.

Pignotti ve Tamborenea [17], çok geçişli plakalı ısı değiştiriciler için birinci mertebeden diferansiyel denklem sisteminden P – Ntu formülasyonunu türetti. Ayrıca yazarlar plakalı ısı değiştiricilerde uç plaka etkisini ihmal etmek için plakasını sonsuza limit alarak P – Ntu formüllerinin asimptotik sonuçlarını da paylaştı.

Kaya ve Üst [18] iki boru geçişli E tipi gövde borulu ısı değiştiricisinin etkinliği ve sıcaklık profilini eksenel akışlara dayalı olarak oluşturdukları bir nümerik yöntem ile elde etti.

Gaddis ve Schlunder [19], şaşırtma perdeleri arasında çapraz akışı varsayarak, çok boru geçişli E tipi gövde borulu ısı değiştiricisinin etkinliği belirlemek için nümerik yöntem sundular.

1.3 Isı Değiştiricilerin Ayrık Termal Analizi

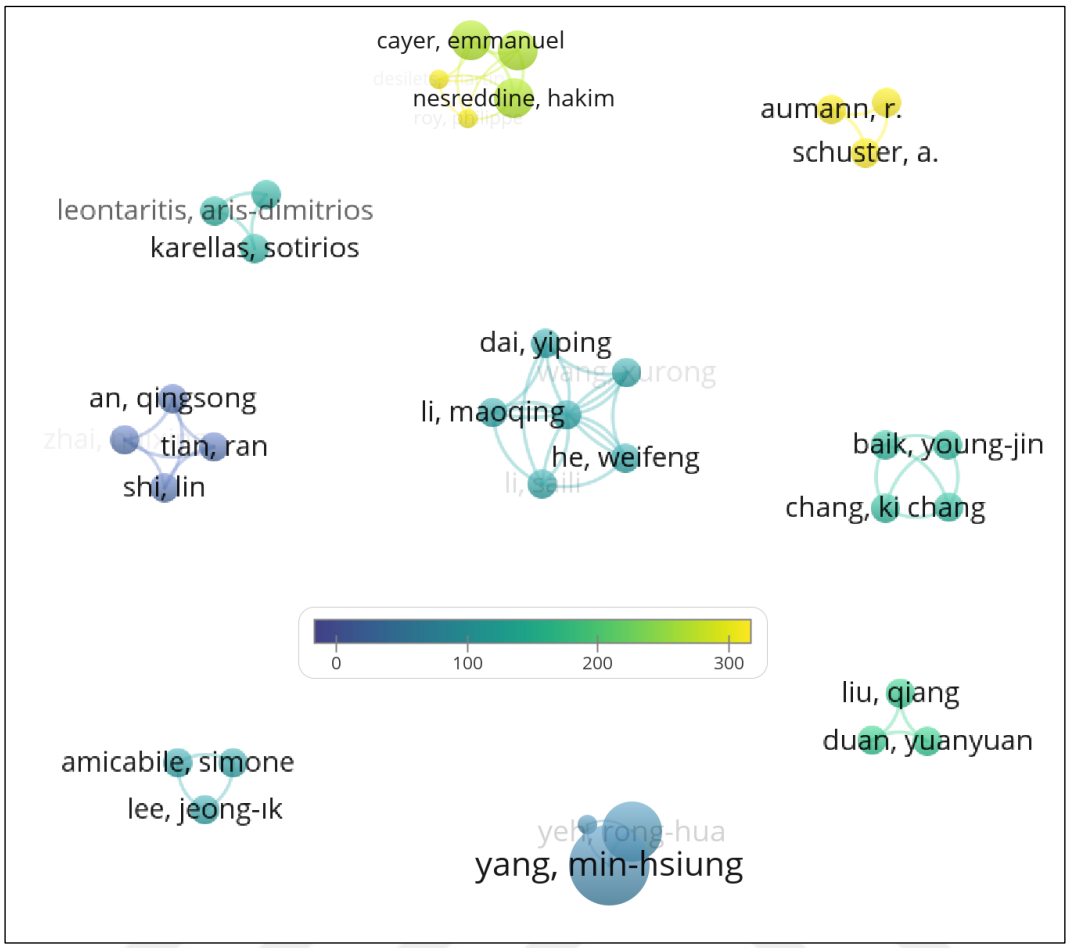
Isı değiştiricilerin boyutsuz termal analizinde ε – NTU yönteminin önemli bir yere sahiptir. Ancak ısı değiştiricisindeki akışkan özelliklerinin sabit olduğu varsayılarak ε – NTU yöntemi uygulanabilir. Akışkan özelliklerindeki değişiklikler orta düzeydeyse, akışkan özelliklerinin giriş ve çıkış değerlerinin ortalaması alınarak iteratif bir yöntem ile ε – NTU yöntemi tekrardan önerilebilir. Aksi takdirde, iki fazlı, kritik bölge civarı akışlar veya büyük sıcaklık farkları için ayrık sayısal yöntemler gerekli olacaktır. Nellis [20] üç ayrı yöntem önermiştir. Bu yöntemlerde akışkan özellikleri adım fonksiyonları olarak kabul edilir. Başka bir deyişle, her bir ayrık elemanda veya alt ısı değiştiricisinde akışkan özellikleri sabittir ve iteratif yaklaşım ile akışkan özellikleri güncellenir.

İlk yöntem, ısı değiştiricisini akış rejimlerine göre iki veya üç alt ısı değiştiricilerine ayırıp her bölgeye ε – NTU veya LOSF yöntemini uygulamaktır. Tanımlı alan şartında alt ısı değiştiricilerinin çıkış sıcaklıkları hesaplanır iken tanımlı sıcaklık sınır şartında ise ısı transfer alanları hesaplanır. Örnek olarak, Kum ve ekibi [21] bu yöntemi, bir atık ısı geri kazanım sistemi için Organik Rankine çevriminde (ORC) evaparatör ve kondenser termal analizleri için kullanmışlardır. Ayrıca bu yöntem ile kısmi iki fazlı ısı değiştiricilerinin sıkışma noktası (*pinch point*) yani iki fazlı akışın başladığı ya da bittiği nokta bulunabilir.

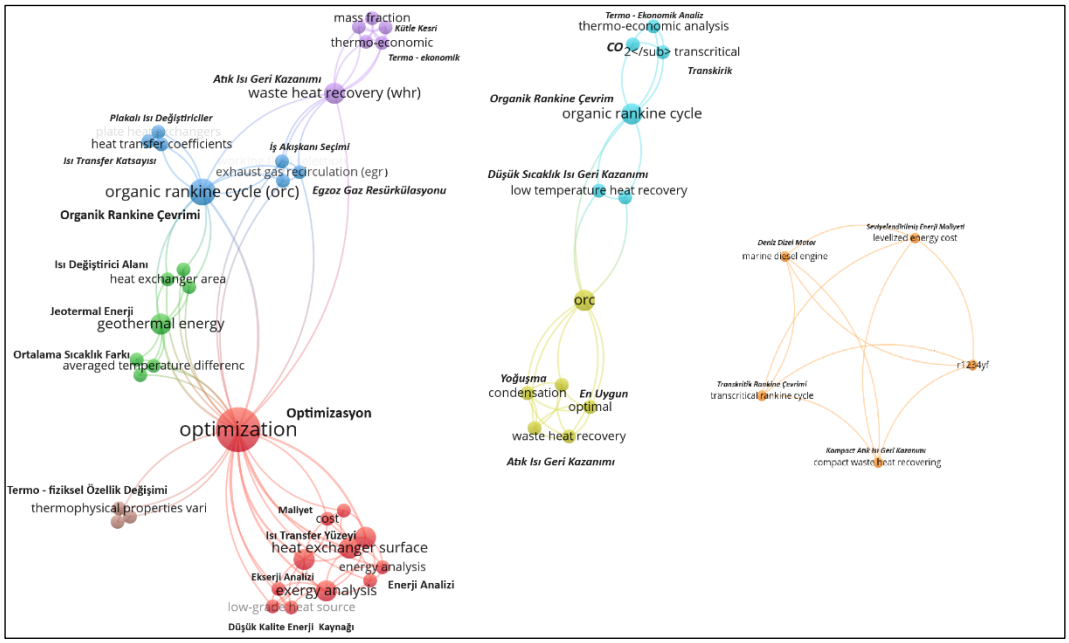
İkinci yöntem diferansiyel korunum denklemlerine sonlu farkların uygulamasıdır.

Son yöntem ise tanımlı alan şartında ısı değiştiriciyi paralel, karşı, çapraz akışlardan birine sahip N sayıda alt ısı değiştiriciye ayrıklaştırılmasıdır. Her bir alt ısı değiştirici için $\varepsilon - NTU$ yöntemi yakınsama sağlanana kadar iteratif bir şekilde uygulanır. Karellas ve ekibi [22], üçüncü yöntemin bir varyasyonunu Transkritik ORC'de tanımlı ısı yükünde ayrıklaştırılmış plakalı ısı değiştirici için uygulamışlardır. Her bir alt ısı değiştiriciye iteratif olarak *LOSF* yöntemini uygulanmıştır. Uygulanan ayrık yöntemde ısı değiştiricisi aynı ısıl yüke sahip N adet alt ısı değiştiricilere ayrıklaştırılır ve ısı transferi eşitliklerinden ısı değiştiricisi boyutlandırması gerçekleştirilir. Önerilen yöntem sadece karşı akışlı ısı değiştiricilere uygulanabilir ve yazarlar basınç kayıp hesaplarını ihmal etmişlerdir. Ayrıca yazarlar kirik bölge civarındaki ısı transfer parametrelerini incelemiş olmakla birlikte duyarlılık analizleri de gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlara göre en az 32 ayrık alt ısı değiştirici sayısını önermişlerdir. Dai ve ekibi [23] jeotermal ısı kaynağı için Transkritik CO_2 ve Organik Rankine çevrimlerinde tek fazlı bölgelerde boyutsuz termal analiz, çift fazlı bölgelerde Karellas ve ekibin [22] önerdiği ayrık termal analiz yöntemi kullanmışlardır. Ayrıca ısı değiştiricilerin termal analizlerine basınç kayıp hesaplarını dâhil etmişlerdir.

Karellas ve ekibin [22] önerdiği ayrık termal analiz yaklaşımını kullanan çalışmalar Tablo 1.1'de gösterilmiştir. Çalışmaların ortak özelliği atık ısı geri kazanım veya jeotermal enerji dönüşüm sistemleridir. Tablo 1.1'de ilgili çalışmanın hangi çevrimi ele aldığı ve ayrık termal analizin hangi ısı değiştiricisine uygulandığı gösterilmiştir. Ayrıca bu alt başlık altında ele alınan makalelerin alıntı sayısı ve anahtar kelimelerin Wosviewer [24] bibliyometrik analizleri sırasıyla Şekiller 1.4 ve 1.5 arasında gösterilmektedir.



Şekil 1.4 Yazar alıntı sayıları



Şekil 1.5 Anahtar kelimeler

Tablo 1.1 Isı değiştiricilerinin ayrık termal analiz çalışmaları

Makale Referans	Termal Çevrim	Ayrık Analizin Uygulandığı Isı D.
[25]	CO_2 Transkritik Çevrim	Evaparatör ve Kondenser ve Rejeranatör
[26]	Transkritik ORC	Evaparatör
[27]	CO_2 ve R125 Transkritik Çevrim	Evaparatör ve Kondenser
[28]	Transkritik ORC	Ön Isıtıcı, Evaparatör ve Kondenser
[29]	Transkritik ORC	Evaparatör
[30]	Zeotropik ORC	Ön Isıtıcı, Evaparatör, Kızgınlık Giderici, Kondenser
[31]	Rejeneratif ORC	Evaparatör, Rejeneratör ve Kondenser
[32]	Jeotermal Transkritik ORC	Evaparatör ve Kondenser
[33]	CO_2, Etanol ve R125 Rankine Çevrim	Evaparatör ve Kondenser
[34]	Zeotropik Transkritik ORC	Evaparatör ve Kondenser

1.4 Isı Değiştiricilerin Optimizasyonu

Bir ısı değiştiricisinin satın alma ve işletme maliyetleri kurulduğu sistem üzerinde önemli mali yüklere neden olabilir. Bu yüzden ısı değiştiricilerinin termal parametrelerinin yanı sıra ekonomik parametreleri de sıkça göz önünde bulundurulur. Bu bağlamda ısı değiştiricilerinin ekonomik parametreleri, çoğunlukla termal parametreler ile iç içe olduğundan, termo – ekonomik parametreler olarak da adlandırılabilir.

Atık ısı geri kazanımı veya tanımlı ısı görevinde ısı değiştiricilerinin farklı termo – ekonomik parametreleri amaç fonksiyonu olabilir. Örnek olarak, atık ısı geri kazanımı için amaç fonksiyonları net tasarruf veya tasarruf maliyet oranı olabilir iken tanımlı ısı görevinde toplam maliyet, sermaye veya işletme maliyeti gibi termo – ekonomik parametreler tercih edilebilir. Ayrıca ısı değiştiricilerinin basınç kaybı veya ağır – hacim gibi parametrelerde amaç fonksiyonları olarak kullanılabilir.

Demir ve ekibi, [35] atık ısı geri kazanımında akış desenleri bakımından bütün ısı değiştiricileri tiplerini kapsayan bir termo – ekonomik parametrenin (E sayısı) formülasyonunu tanımladılar. Bu parametre sayesinde belirli termo – ekonomik şartlar altında en fazla net tasarrufu sağlayan ısı transfer yüzey alanını hesaplanabilir. Geliştirdikleri termo – ekonomik modelde işletme maliyetlerini dışladılar ve sadece sermaye maliyetini dikkate aldılar. Sermaye maliyetini ise ısı transfer yüzey alanı ile doğrusal ilişki kabulünde sundular. Toplam tasarrufun şimdiki değerini hesaplamak için sistemin ekonomik ömrü, yakıt enflasyonu ve faizi içeren Şimdiki Değer faktörünü kullandılar. Ayrıca toplam ısı transfer katsayısını da sabit kabul edip, geometrik ve ısı transfer hesaplarına girmeden her ısı değiştiricisi tipi için karşılaştırmalı olarak termo – ekonomik hesapları gösterdiler. Sonuç olarak karşı akışlı ısı değiştiricisi en fazla net tasarruf ve yatırım maliyetini içeren ısı değiştirici tipi olduğu gösterdiler.

Ağra [36], tanımlı tasarruf – yatırım oranında en iyi ısı değiştiricisi tipi ve büyüklüğü veren bir termo – ekonomik model geliştirmiştir. Çalışmasında, Demir ve ekibinin [35] yapmış olduğu çalışmaya benzer olarak şimdiki değer faktörünü kullanıldı, işletme maliyetini dışladı ve ısı transfer katsayısı sabit olarak kabul etti.

Bu tez çalışması kapsamında borulu ve plakalı ısı değiştiricilerinin optimizasyonu ile ilgili başlıca çalışmalar bu başlık altında ele alınmıştır.

Borulu ısı değiştiriciler, endüstride genellikle çift borulu veya gövde borulu ısı değiştiriciler olarak bulunur. Gövde borulu ısı değiştiriciler özellikle yüksek sıcaklık ve basıncın olduğu güç santralleri, kimyasal tesisler ve gemilerde sıkça tercih edilir. Gövde borulu ısı değiştiricilerin tasarım parametrelerinde sürekli veya kesikli tipte olabileceği gibi sayıca da fazladır. Bu sebeplerden ötürü teorik veya gradyen bazlı optimizasyon yöntemlerini uygulamak zorlayıcı veya kullanışsız olabilir. Literatürde genelde sezgisel optimizasyon yöntemleri tercih edilir iken bazı

çalışmalarda izin verilebilen basınç kaybına kadar akışkanların termal uzunluklarını optimize eden yaklaşımlarda vardır.

Serna ve Jimenez [37] gövde borulu ısı değiştiriciler için belirli ısı görevini en fazla basınç kayıpları sınırında karşılayacak bir dizayn algoritması geliştirdiler. Algoritma gövde tarafında Bell – Delaware yöntemini ve boru tarafında lokal kayıpları da hesaba katan kompakt bir formülasyon önerir. Geliştirdikleri algoritmayı literatürden 2 adet çalışma vakası ile denediler ve detaylı sonuçları gösterdiler. Algoritma sayesinde izin verilebilen en fazla basınç kayıplarında ısı transfer alanı en az yani en küçük boyutlarda ısı değiştiricisi tasarımını elde ettiler. Serna ve Jimenez [38] devam çalışmalarında kompakt formülasyonu yıllık toplam maliyet fonksiyonu ile ilişkilendirerek kısıtsız iki karar değişkenli optimizasyon problemini Newton – Raphson yöntemi çözdüler.

Gosselin ve Wildi – Tremblay [39], E tipi gövde borulu ısı değiştiricinin yıllık toplam maliyetini genetik algoritma (GA) kullanarak minimize ettiler. Yıllık toplam maliyet, sermaye maliyetinin düzenli seri ödemeleri ve pompalama maliyetine tekabül eden yıllık işletme maliyetinin toplamıdır. Optimizasyon sürecindeki değişkenleri ise gövde borulu ısı değiştiricisinin geometrisini karakterize eden 11 adet ayrık karar değişkenidir. Kısıt fonksiyonları ise boru ve gövde tarafındaki basınç kayıpları olmakla birlikte cezalandırma yöntemi ile optimizasyon sürecine dahil edildiler. Sonuç olarak GA tüm olası sonuçların sadece yüzde 5'i hesaplayarak genel minimum maliyeti veren çözümü buldu.

Ahmadi ve ekibi [40], gövde borulu bir kondenserin toplam maliyetini iki sezgisel optimizasyon yöntemini kullanarak minimize ettiler. Bu sezgisel yöntemler Parçacık Sürüsü (PS) ve GA'dır. Karar değişkenleri 5 adet geometrik parametredir. Kısıt olarak boru boyu ve gövde çapına üst sınır getirilmiştir. Sonuçlara göre GA, PS'den daha hızlı yakınsamıştır. Ayrıca çalışmaların sonunda en uygun tasarım noktasında duyarlılık analizleri ile karar değişkenlerinin toplam maliyete olan etkisini gösterdiler.

Gosselin ve Allen [41], gövde borulu ısı değiştiricisi olan kısmi bir kondenserin yıllık toplam maliyetini GA kullanarak minimizasyonunu gerçekleştirdiler. Optimizasyon sürecinde 11 adet karar değişkeni var iken bunlardan 10'u geometrik parametre iken biri ise yoğuşacak akışkanın boru veya gövde tarafına tayinidir.

Çalışmalarında kısmi kondenser tek boru geçişli tasarıma sahip iken ısı değiştiricisini boru boyunca yoğuşacak akışkanın fazına göre kızgın, ıslak ve sıkıştırılmış sıvı olarak üç bölgeye ayırdılar. İki adet farklı çalışma vakası ile GA'yı başarılı bir şekilde uyguladılar.

Fesanghary ve ekibi [42], küresel duyarlılık analizi ve harmoni uyum algoritması (HSA) ile gövde borulu ısı değiştiricisinin yıllık toplam maliyetinin minimizasyonunu gerçekleştirdiler. Çalışmalarında küresel duyarlılık analizi ile amaç fonksiyonuna etkisi az olan karar değişkenleri optimizasyon sürecinden dışlanır. Bu sayede daha az karar değişkeni ile optimizasyon daha az iterasyon ile yakınsar. Ele aldıkları çalışma vakasında GA ile HSA benzer uygunluk değerlerinde sonuçları vermelerine rağmen, HSA çok daha hızlı yakınsadığı gösterilmiştir.

Gutiérrez ve ekibi [43], gövde borulu ısı değiştiricisinin yıllık toplam maliyet GA kullanarak minimize ettiler. Yazarlar termal analizlerinde gövde tarafı için Serna ve Jiminez [38] tarafından önerilen Bell – Delaware yöntemi kullanılmıştır. Literatürden 2 adet çalışma vakası ile sonuçları gösterdiler. Sonuçlara göre GA daha uygun tasarım ve performans parametrelerini sundu.

Caputo ve ekibi [44], üç adet çalışma vakasında GA ile gövde borulu ısı değiştiricilerinin toplam maliyet minimizasyonunu gerçekleştirdiler. Isı değiştiricisinin termal modellenmesinde gövde tarafında Kern Metot kullandılar. Yazarlar GA ile yapılan optimizasyon çalışmalarının üç adet karar değişkeni ile birlikte termo – ekonomik parametrelerini ve maliyet fonksiyonundaki iyileştirmeleri detaylı olarak gösterdiler.

Azad ve Amidpour [45], Yapısal Teori [46] ve GA'yı kullanarak literatürden üç adet vaka çalışmasında STHE'nin toplam maliyetini minimize ettiler. Boru sayısını Yapısal Teori'deki dallanma yöntemi ile sayısını ayarlamaya çalışmış olmakla birlikte dallanmadan karşı formda bağlı ayrı bir gövdeyi uygulanabilirlik açısından önermiştir. Sonuç olarak yazarlar Yapısal Teori'yi kullanarak STHE'lerin toplam maliyetlerinde anlamlı iyileştirmeleri sunmuştur.

Liu ve ekibi [47], Azad ve Amidpour'nun [45] sunduğu çalışmaya benzer biçimde Yapısal Teori ve GA kullanarak literatürden üç adet vaka çalışmasında STHE'nin toplam maliyetini minimize ettiler. Yazarlar özgün olarak STHE'yi seri ve paralel

düzende alt ısı değiştiricilere ayrıklaştırır. Alt ısı değiştiriciler için karar değişkenleri geometrik tasarım parametreleri olmakla birlikte hepsi ayrıktır. Ayrık ısı değiştiricilerin oluşturduğu bütüne global ısı değiştirici ismini verdiler. Sundukları yöntemde matris formunda alt ısı değiştiricileri için tek bir ısı değiştirici yerine daha fazla kombinasyon bulunduğundan uygun çözüm alanının artması beklenmekte ve bu sayede yazarlar toplam maliyette anlamlı iyileştirmeler sunmuşlardır.

Mirzaei ve ekibi [48], Yapısal Teori ve Baskın Olmayan Sıralamalı Genetik Algoritma II (NSGA II) kullanarak atık ısı geri kazanımı için STHE'nin çok amaçlı optimizasyonunu gerçekleştirdiler. Tanımlanan amaç fonksiyonları ise STHE'nin etkinliği ve toplam maliyettir. Yazarlar, Yapısal Teori'yi kullanarak tasarladıkları STHE'ye Yapısal STHE ismini verdiler ve Yapısal STHE'ler iki seri kesitli bir STHE'lerdir [45]. Ayrıca yazarlar, geleneksel STHE'yi de optimize edip Pareto cephesinde Yapısal STHE ile birlikte kıyasladılar. Ele alınan optimizasyon çalışmasında, geleneksel STHE'nin maksimum etkinliğinin yaklaşık 0,55 olduğunu, Yapısal STHE etkinlik değeri 0,72'nin üzerine çıkabildiğini gösterdiler. Sonuç olarak yazarlar, Yapısal STHE'nin Pareto cephesinde geleneksel STHE'ye kıyasla daha iyi bir dağılım gösterdiğini sundular.

Thibault ve ekibi [49], gövde borulu ısı değiştiricisinin çok amaçlı optimizasyonunu NSGA II ile gerçekleştirdi. Çalışmalarında amaç fonksiyonları ısı transfer alanı ve pompalama gücü iken karar değişkenleri ise geometrik tasarım parametreleridir. Yazarlar, çalışma vakalarını literatürden alıp boru boyu, çapı ve et kalınlığının standart dışı ölçülerde yani sürekli karar değişkeni oldukları durumda amaç fonksiyonlarındaki küçük miktarlardaki iyileşmelere değindiler. Çalışmalarına göre boru düzeni, boru geçiş sayısı ve boru boyunun amaç fonksiyonları üzerinde büyük etkiler olduğu gösterdiler.

Sanaye ve Hajabdollahi [50], atık ısı geri kazanımı için iki boru geçişli E tipi gövde borulu ısı değiştiricisini NSGA II ile çok amaçlı optimizasyonunu gerçekleştirip Pareto cephesini oluşturdular. Çalışmalarındaki amaç fonksiyonları toplam maliyet ve ısı değiştiricisi etkinliğidir. Karar değişkenleri yedi adet geometrik tasarım parametredir. Ayrıca Pareto Cephesinde (en uygun tasarımlarda) duyarlılık analizi gerçekleştirdiler ve etkinliğe bağlı kapalı form maliyet fonksiyonu önerdiler.

Sadeghzadeh ve ekibi [51], düşük profil kanatlı gövde borulu ısı değiştiricisinin NSGA II ile çok amaçlı optimizasyonunu gerçekleştirip Pareto cephesini oluşturdular. Amaç fonksiyonları ise toplam maliyet ve ısı transferidir. Karar değişkenleri ise 9 adet geometrik tasarım parametresidir.

Rao ve Patel [52], modifiye edilmiş öğrenme – öğretme bazlı optimizasyon yöntemi (TLBO) ile plaka kanatlı ve gövde borulu ısı değiştiricilerin çok amaçlı optimizasyonunu gerçekleştirdiler. Yazarlar bilindik sezgisel yöntemlerin kontrol parametre sayılarının fazlalığını ve bu parametrelerinin her bir çalışma vakası için uygun değerlerinin bulunamamasından kaynaklı olan sorunlara değindiler. Bu sorunlar yerel optimumlara takılma ya da deneme sayılarının artmasına neden olabilir. Bu soruna çözüm olarak yazarlar modifiye edilmiş TLBO'yu önerdiler çünkü bu yöntemde popülasyon büyüklüğü ve nesil sayısı haricinde özel parametrelerinin ayarlanması gerekmemektedir. Çalışmalarında modifiye edilmiş TLBO ile literatürde daha önce ele alınmış olan plaka kanatlı ve gövde borulu ısı değiştirici çok amaçlı optimizasyonları gerçekleştirildi. Ele alınan amaç fonksiyonları birbiriyle çelişen ısı değiştiricilerinin etkinliği ve toplam maliyetidir. Tek amaçlı optimizasyonda modifiye edilmiş TLBO, geleneksel TLBO'dan daha hızlı optimum noktaları yakaladığı gösterilmiştir. Pareto Cephesinde ise modifiye edilmiş TLBO algoritmasının çözümleri *NSGA*'nın çözümlerine kıyasla daha iyi bir dağılım göstermiştir.

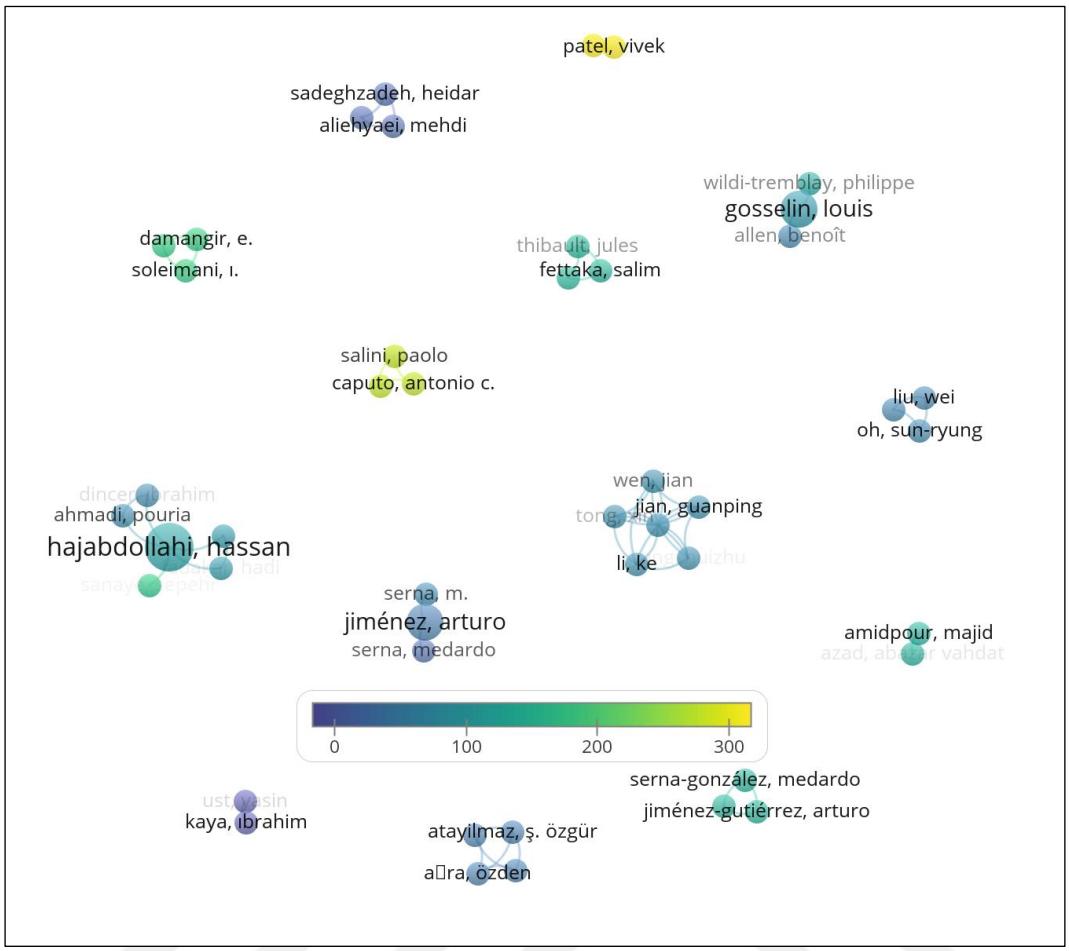
Kaya ve Üst [53], atık ısı geri kazanımı için gövde borulu ısı değiştiricilerin en uygun tasarımlarını çeşitli optimizasyon yöntemleri ile buldular. Çalışmalarındaki amaç fonksiyonları ise net tasarruf ve tasarruf maliyet oranıdır. Yazarlar tek ve çok amaçlı optimizasyon problemleri için ikişer adet optimizasyon yönteminin sonuçlarını kıyaslamalı olarak incelediler. Bu yöntemler, tek amaçlı optimizasyon yöntemi için Tekil Arama Yöntemi (USM) [54] ve GA iken çok amaçlı optimizasyon yöntemleri için Tekil Arama Yöntemi 2 (USM2) ve NSGA II'dir. USM2 çalışmalarına özgü geliştirdikleri bir çok amaçlı optimizasyon yöntemi olup, Pareto Cephesinde iteratif olarak iki koldan ilerleyen bir yöntemdir. Sonuçlara göre, GA her iki amaç için de USM'den daha iyi uygunluk değerleri sunmuştur ancak GA, çok daha fazla sayıda fonksiyon çağırma sayısına sahiptir. Bununla birlikte USM2, NSGA-2'nin fonksiyon çağrı sayısının neredeyse yarısına sahip olmasına rağmen Pareto cephesinde NSGA-2'den daha iyi bir tasarım aralığı sunmuştur.

Wang ve ekibi [55], helisel perde geometrisine sahip gövde borulu ısı değiştiricilerinin çok amaçlı optimizasyonunu NSGA II ile gerçekleştirdiler. Amaç fonksiyonları ise ısı transferi ve toplam maliyettir. Amaç fonksiyonlarındaki termal analiz tahminlerini, bir yanıt yüzey yöntemi olan Kriging yüzey fonksiyonunu kullanarak gerçekleştirdiler. Kriging yüzey fonksiyonunu ise hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile elde edilen veri setleri ile uydurarak oluşturdular. Kriging yüzey fonksiyonunun doğruluğunu garanti altına almak için hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve Pareto Cephesi sonuçlarını karşılaştırmalı olarak kıyaslayıp döngü içinde Kriging yüzey fonksiyonunu uydurmaya devam ettiler. Böylece optimizasyon sonuçları ve HAD analizleri arasındaki bağıl hata oranları ±%3 aralığına düşürdüler. Ayrıca helisel perdelerin klasik perdelere kıyasla belirtilen amaç fonksiyonları için iyi performans gösterdiklerini açıkladılar.

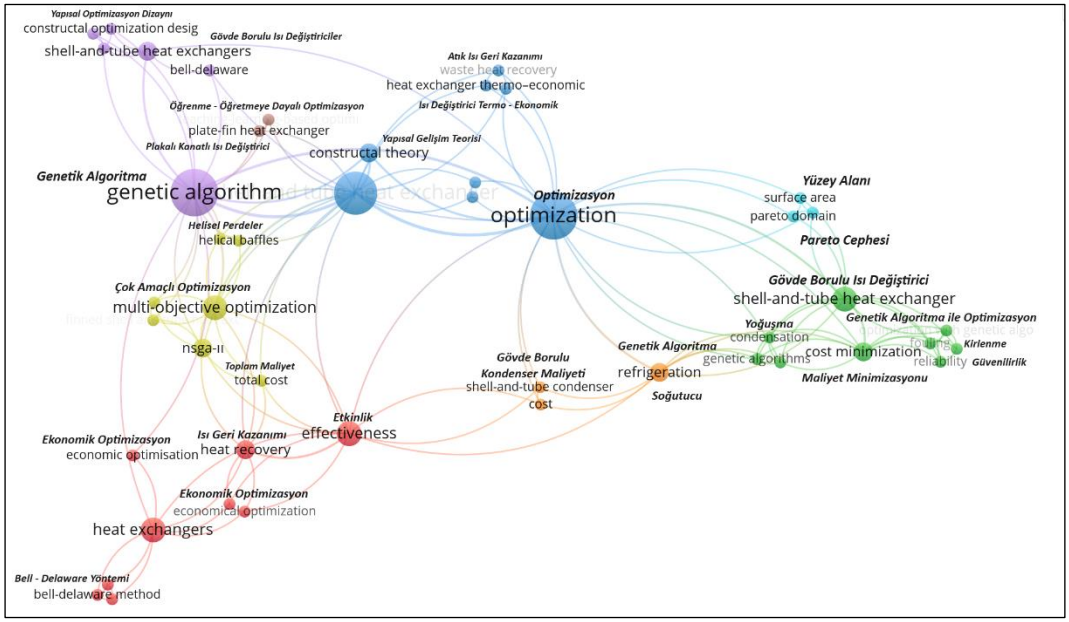
Wang ve ekibinin [55] yapmış olduğu çalışma haricinde gövde borulu ısı değiştiricilerinin optimizasyonu konusunda ele alınan çalışmaların termal analizi ile ilgili detaylar ise Tablo 1.2'de gösterilmiştir. Ayrıca bu alt başlık altında ele alınan makalelerin alıntı sayısı ve anahtar kelimelerin Wosviewer [24] bibliyometrik analizleri sırasıyla Şekiller 1.6 ve 1.7 arasında gösterilmektedir.

Tablo 1.2 Gövde borulu ısı değiştiriciler için termal analiz detayları

Referanslar	**Gövde Tarafı Korelasyon**	**Tanımlanan Şart**	**Termal Analiz Yöntemi**
[37] [38] [39] [42] [43] [49]	Bell – Delaware Yöntemi	Tanımlı Sıcaklık	*LOSF*
[40] [41]	İki Fazlı Akış Bağıntıları	Tanımlı Sıcaklık	*LOSF*
[44] [45] [47]	Kern Yöntemi	Tanımlı Sıcaklık	*LOSF*
[50] [51] [52]	Bell – Delaware Yöntemi	Tanımlı Alan	$\varepsilon - NTU$
[53]	Kern Yöntemi	Tanımlı Alan	$\varepsilon - NTU$
[48]	Hidrolik ve Eşdeğer Çap ile Boru Tarafı Bağıntıları	Tanımlı Sıcaklık	$\varepsilon - NTU$



Şekil 1.6 Yazar alıntı sayıları



Şekil 1.7 Anahtar kelimeler

Naderi ve ekibi [56], GA kullanarak plakalı ve gövde borulu ısı değiştiricilerinin toplam maliyetleri minimize ederek sonuçları kıyasladılar. Gövde borulu ısı değiştiricisinin termal analizlerinde gövde tarafı için Bell – Delaware yöntemini kullandılar ve ayrıca gövde tarafı basınç kaybına nozul kayıplarını da dâhil ettiler. Sonuçlara göre gövde borulu ısı değiştiricisinin sermaye maliyeti aynı malzemenin kullanıldığı plakalı ısı değiştiriciden daha yüksektir. İşletme maliyetlerinde ise plakalı ısı değiştiricisi daha yüksek bir maliyete sahip olmasına rağmen toplam maliyette gövde borulu ısı değiştiricisinden daha avantajlıdır.

Sunden ve Wang [57], plakalı ısı değiştiricilerinin optimizasyonunu iki yöntem ile ele aldı. Bunlardan ilki Serna ve Jimenez [38]'in gövde borulu ısı değiştiriciler için yaptığı izin verilebilen en fazla basınç kaybına dayalı optimizasyon diğeri ise kısıtsız teorik optimizasyondur. İlk yöntemde amaç fonksiyonu iki akışkandan birinin tanımlanan en fazla basınç kaybına karşılık gelen ısı transfer alanı iken ikinci yöntemde yıllık toplam maliyettir. Karar değişkeni ise ilk yöntem için seçili akış tarafının ısı transfer katsayısı iken ikinci durumda Reynolds sayısıdır. Yazarlar her iki optimizasyon yaklaşımını dört farklı çalışma vakası ile kıyasladılar. Sonuçlara göre kısıtsız optimizasyonda daha uygun sonuçlar elde edilir iken ilk yöntemin plakalı ısı değiştiriciler için her iki akışkanında izin verilebilen en fazla basınç kaybını karşılayamadığından yeterli görmemişlerdir. Ayrıca ele alınan son çalışma vakasında plaka açılarının toplam maliyet üzerine kayda değer oranlarda etkilediği göstermişlerdir.

Guo – Yan ve ekibi [58], plakalı, plaka kanatlı, spiral plakalı ve gövde borulu ısı değiştiricilerinin dâhil olduğu çeşitli tiplerdeki ısı değiştiricilerini farklı malzemeler ile kıyaslamalı olarak toplam basınç kayıp minimizasyonunu gerçekleştirdi. Çalışmalarında ısı değiştiricisi maliyet kalemlerini ayrıntılı olarak dâhil ettiler. Bu maliyet kalemleri: satın alma, kurulum, inşaat, bakım, işçilik, pompalama, yıpranma sigorta ve genel giderlerdir. Ele alınan çalışma vakası, sülfürik asittin su ile soğutulmasıdır. Doğal olarak ele alınan malzemeler paslanmaz çelik, politetrafloroetilen ve grafittir. Yazarlar optimizasyon sonuçlarını her bir tip ısı değiştiricisinin farklı malzemeleri ile kompaktlık, toplam basınç kaybı ve ekonomik analiz verilerini kıyaslamalı olarak sundular. Ekonomik göstergeler açısından grafit plaka kanatlı ısı değiştiricisi en iyi performansı sunar iken politetrafloroetilen spiral plakalı en kötü performansı sunmuştur.

Arsenyeva ve ekibi [59], çalışmalarında Alfa Laval'nın [60] plaka setlerinden bazıları için ısı transfer ve basınç kaybı korelasyon katsayılarını uydurduktan sonra iki vaka çalışması için optimizasyon (yüzey parametrik analiz) gerçekleştirdi. Amaç fonksiyonu toplam plaka sayısı iken karar değişkenleri akışların geçiş sayılarıdır.

Zhu ve Zhang [61], Çin'deki jeotermal ısı kaynakların kullanımı için plakalı ısı değiştiricilerinin fizibilite çalışmasını yapmıştır. Jeotermal kaynağındaki kirletici mineraller yüzünden plaka malzemesini titanyum olarak önerilmiştir. Materyal seçiminin yanı sıra plaka düzenleri, plaka büyüklüğü, akış hızı ve yolları hakkında da önerilerde (kısıtlar) bulunulmuştur. Geliştirdikleri model ile ısı transfer alanının, farklı parametreler altında değişimlerini göstermişlerdir. Sonuçlara göre; jeotermal ısıtma sisteminin gereksinimlerini en iyi karşılayan ve yüksek ısı transfer katsayısı sağlayan plaka türlerinden seçim yapılmalıdır ve en uygun konfigürasyonlar nümerik olarak oluşturulan plakalı ısı değiştirici termo - ekonomik modelleri ile belirlenebilir.

Paras ve ekibi [62], balık sırtı (chevron) desenindeki plakalı ısı değiştiricileri için çeşitli hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirip, optimizasyon ve genel korelasyonlar önermek için bir yanıt yüzey yöntemi (RSM) olan Box – Behnken yöntemini kullandılar. Çalışmalarındaki tasarım parametreleri ise blokaj oranı, kanal en – boy oranı, oluk en – boy oranı, hücum açısı ve Reynolds sayısıdır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinden elde ettikleri sonuçlar, literatürdeki plakalı ısı değiştiricilere yönelik korelasyonlar ve mevcut deneysel veriler ile karşılaştırdılar. Sonuçlara göre hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz sonuçları literatürdeki korelasyonlar ve deneysel veriler ile uyumludur. Optimizasyon süreçlerinde karar değişkenleri geometrik parametreler iken amaç fonksiyonu ise ısı transfer ve basınç kaybının ağırlıklarıyla ilgili olan parametredir. Sonuç olarak iki farklı ağırlıkta değişken Reynolds sayılarında en uygun çözümler için geometrik parametrelerinin eğrileri gösterildi.

Xu ve Smith [63], ısı değiştiricisi ağında plakalı ısı değiştiricilerinin, gövde borulu ısı değiştiricilerinin yerine ikame edilmesi için iki aşamalı bir optimizasyon yöntemi sundular. İlk aşama da plakalı ısı değiştiricilerinin ısı transfer yüzey alanı minimizasyonu gerçekleştirilir iken ikinci aşamada güçlendirme kârının maksimizasyonu için aday plakalı ısı değiştirici konfigürasyonunun ısı değiştiricisi

ağı içerisindeki en uygun gövde borulu ısı değiştiricisinin yerine ikame edilmesidir. İkinci aşamada ısıl yükler değişebileceğinden her bir iterasyonda en uygun plakalı ısı değiştiricisi konfigürasyonları değişebilir. Birinci aşamadaki karar değişkenleri plaka tipleri, düşük, orta ve yüksek şivron açısı (*chevron angle*) ve akış düzenleri olan tam sayılı karar değişkenleridir. Plaka tipleri ise Arsenyeva ve ekibinin [59], Alfa Laval'ın plaka tiplerini inceledikleridir. Kullandıkları optimizasyon yöntemi ise karışık tam sayılı doğrusal olmayan programlamadır (*mixed integer non – linear programming*). İkinci aşamadaki karar değişkenleri ise ağ üzerindeki tüm ısı değiştiricilerinin ısıl yükü ve aday plakalı ısı değiştiricilerinin ısı transfer katsayısıdır. Sonuçlara göre hesaplama süresi ve toplam ısı transfer alanı önemli ölçüde azalır. Plakalı ısı değiştiriciler ısı değiştiricisi ağlarında geliştirme amacı ile alternatif olarak kullanılabilir.

Pinto ve Gut [64], farklı akış oryantasyonlarını ele alan genel bir plakalı ısı değiştiricisi termal modeli tanımladıktan sonra tam sayılı karar değişkenleri için geliştirdikleri tarama algoritması (*screening algorithm*) ile ısı transfer alanına tekabül eden plaka sayısı minimizasyonunu gerçekleştirdiler. Karar değişkenleri ise 6 adet olan ayrık geometrik ve akış oryantasyon parametreleridir. Kısıtlar ise kanal sayısı, basınç kayıpları, akışkan kanal hızları ve ısı değiştiricisi etkinliğidir. Geliştirilen algoritma tüm olası konfigürasyonların %5 ile en uygun konfigürasyonları buldu. Optimizasyon sonuçlarına göre basınç kayıplarının, kanal ve kanal geçiş sayısına oldukça duyarlı olduğu ve en uygun çözümlerin kanal geçiş sayılarının aynı ve zıt yönlerdeki giriş oryantasyonunda olduğu belirtiler. Ayrıca ısı transfer alanını minimize etmek için basınç kayıp kısıtlarının etkin olması gerekmediğine değindiler.

Ravagnani ve ekibi [65], Pinto ve Gut'nun [64] önerdiği tarama algoritması kullanarak literatürden bir vaka çalışmasında çok geçişli plakalı ısı değiştiricinin farklı plaka tiplerinde optimize ederek küresel en uygun çözümü sundular. Diğer çalışmalardan farklı olarak termal analizde doğrusal diferansiyel denklem sistemini analitik olarak çözdüler. Fakat geliştirilen analitik çözüm her iki akışkanın iki geçişli olması durumunda çalışmamaktadır.

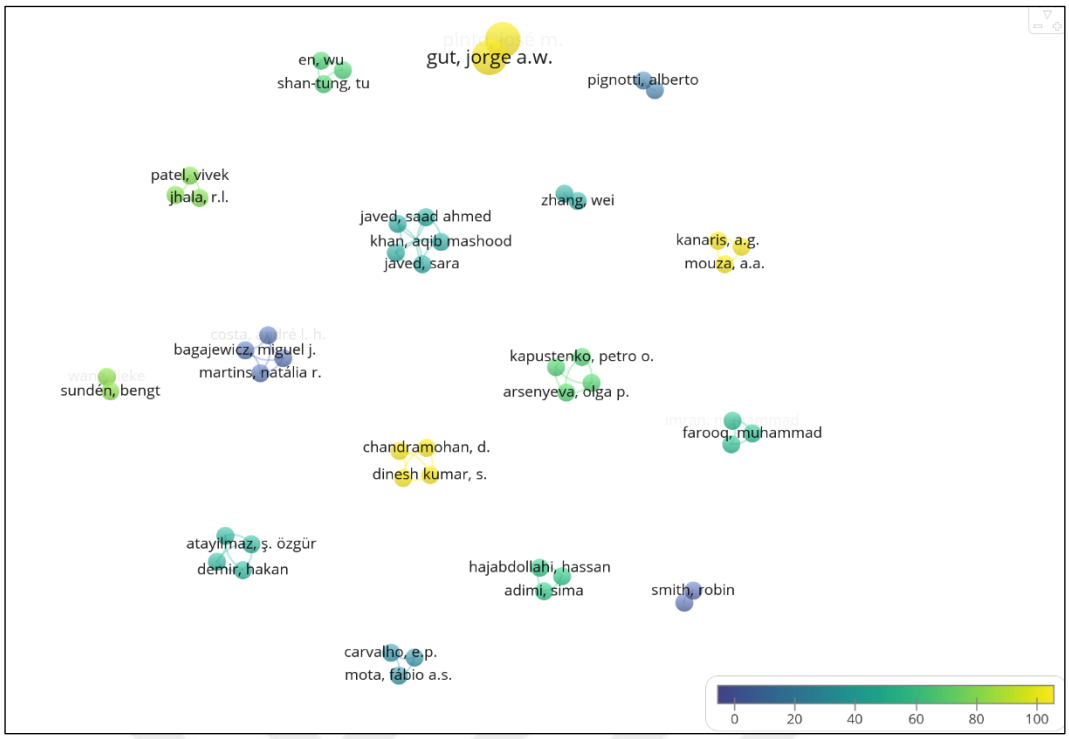
Costa ve ekibi [66], daha önce gövde borulu ısı değiştiricisi için geliştirilen Kırpma Ayarlama (*Set Trimming*) yöntemi [67] ile plakalı ısı değiştiriciler için uyguladılar. Optimizasyon süreçlerinde amaç fonksiyonu plakalı ısı değiştiricinin alanı iken

plaka geometrisini belirleyen 4 adet karar değişkeni ve basınç kayıpları, hız ve gerekli alan kısıt olarak tanımlanmıştır. Yazarlar çalışma vakalarını literatürden ele alıp kırpma ayarlama yöntemini diğer yöntemler ile uygunluk değerleri ve hesaplama süresi ile kıyasladılar. Yazarlar, sonuçlara göre kırpma yöntemi en kısa sürede küresel en uygun çözümleri bulduğuna değindiler.

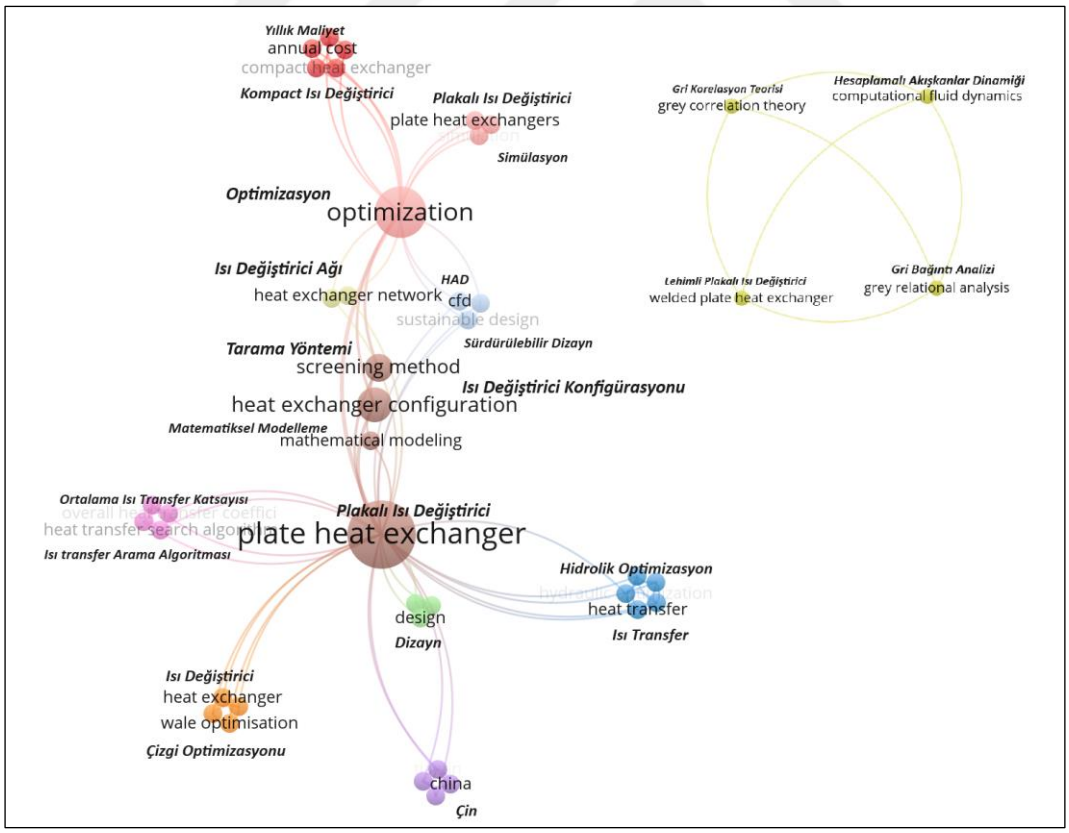
Imran ve ekibi [68], plakalı ısı değiştiricinin çok amaçlı optimizasyonunda NSGA II'yi kullandılar. Karar değişkenleri 7 adet geometrik parametre olmakla birlikte kısıtlar sadece karar değişkenlerinin alt ve üst sınırlarıdır. Optimizasyon sürecindeki amaç fonksiyonları ısı transfer miktarı ve sıcak akışkanın basınç kaybıdır. Optimizasyon sürecinin ardından duyarlılık analizlerini de gerçekleştirdiler. Duyarlılık analizlerine göre dikey portların merkez mesafesi, plaka aralığı ve plaka sayısı amaç fonksiyonları üzerinde büyük bir etkisi vardır.

Patel ve ekibi [69], plakalı ısı değiştiricisini optimize etmek için çok amaçlı ısı transferi arama yöntemi geliştirmişlerdir. Optimizasyon sürecindeki amaç fonksiyonları ise toplam ısı transfer katsayısının maksimizasyonu ve toplam basınç kayıplarının minimizasyonudur. Optimal çözüm kümesi olan Pareto Cephesini elde edildikten sonra Çok Boyutlu Tercih Analizi için Doğrusal Programlama yöntemi ile Pareto Cephesinden optimal çözümü seçtiler. Elde ettikleri çözümün parametreleri ile deneysel doğrulama da gerçekleştirdiler. Deneysel çalışma ile en uygun çözüm arasında amaç fonksiyonları için %10'un altında bağıl hata olduğu belirtiler.

Paras ve ekibinin [62] yapmış olduğu çalışma haricinde plakalı ısı değiştiricilerinin optimizasyonu konusunda ele alınan çalışmaların termal analizi ile ilgili detaylar ise Tablo 1.3'de gösterilmiştir. Ayrıca bu alt başlık altında ele alınan makalelerin alıntı sayısı ve anahtar kelimelerin Wosviewer [24] bibliyometrik analizleri sırasıyla Şekiller 1.8 ve 1.9 arasında gösterilmektedir.



Şekil 1.8 Yazar alıntı sayıları



Şekil 1.9 Anahtar kelimeler

Tablo 1.3 Plakalı ısı değiştiriciler için termal analiz detayları

Makale Referanslar	Tanımlanan Şart	Termal Analiz Yöntemi
[56] [59] [68] [69]	Tanımlı Alan	ε – NTU
[57] [58] [61] [66]	Tanımlı Sıcaklık	LOSF
[63]	Tanımlı Alan	LOSF
[64] [65]	Tanımlı Alan	I. Mertebeden Diferansiyel Denklem Sisteminin Çözümü

1.5 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasının amacı, gemilerde kullanılan borulu ve plakalı ısı değiştiricilerinin alt tasarım modelleriyle birlikte termal analiz modellerinin geliştirilmesi ve bu geliştirilen modeller ile ele alınan ısı değiştiricilerin termo – ekonomik optimizasyonlarının gerçekleştirilmesidir. Bu sayede gemilerin verimli işletilebilmesi için gemilerde kullanılan ısı değiştiricilerin optimal tasarımları elde edilebilir.

1.6 Hipotez

Gemilerde kullanılan ısı değiştiricilerin termo – ekonomik optimizasyonları, gemilerin verimli işletilmesinde önem arz etmektedir. Bu bağlamda, ısı değiştiricilerin optimal tasarımlarının elde edilebilmesi için ısı değiştiricilerinin bulunduğu akış şartlarına göre termal analiz modellerinin geometrik tasarım modelleri ile birlikte geliştirilmesi gereklidir. Eğer ısı değiştiricideki akışkanların termofiziksel özellikleri sabit veya düşük bir sıcaklık aralığında yumuşak bir değişim sergiliyorsa, termal analiz modeli boyutsuz bir termal analiz yöntemi üzerine geliştirilebilir. Fakat ısı değiştiricilerde iki fazlı veya transkritik akışlar mevcut ise termal analiz modeli, ayrık bir termal analiz yöntemi üzerine geliştirilmelidir.

2
ETKİNLİK –TRANSFER BİRİM SAYISI YÖNTEMİ BAĞINTILARI

Bu bölümde karşı akışlı, iki boru geçişli E tipi gövde borulu ısı değiştirici (E_2 STHE) ve dört boru geçişli F tipi gövde borulu ısı değiştirici (F_4 STHE) akış desenleri için ε – NTU bağıntılarının türetimi ele alınacaktır. Bağıntılar türetilir iken aşağıdaki kabuller dikkate alınacaktır. Bunlar:

- Sürekli açık akış rejimi,
- Boru boyunca ısı iletimi yok,
- Çevreye ısı kaybı yok,
- Isı değiştiricisi boyunca $U \cdot A$ homojen
- Akışkanların termofiziksel özellikleri sabit

İki fazlı ısı değiştiriciler için ısıl kapasite oranı 0'a eşittir ve ε – NTU bağıntısı ise karşı akışlı için türetilen bağıntıdan türetilecektir. Ayrıca karşı akışlı ısı değiştiriciler için özel bir durum olan ısıl kapasite oranı 1'e eşit olduğu durumdaki $\varepsilon - NTU$ bağıntısı, mevcut bağıntının limitin alınması ile ortaya çıkarılacaktır.

2.1 Karşı Akış Deseni ε – NTU Bağıntıları

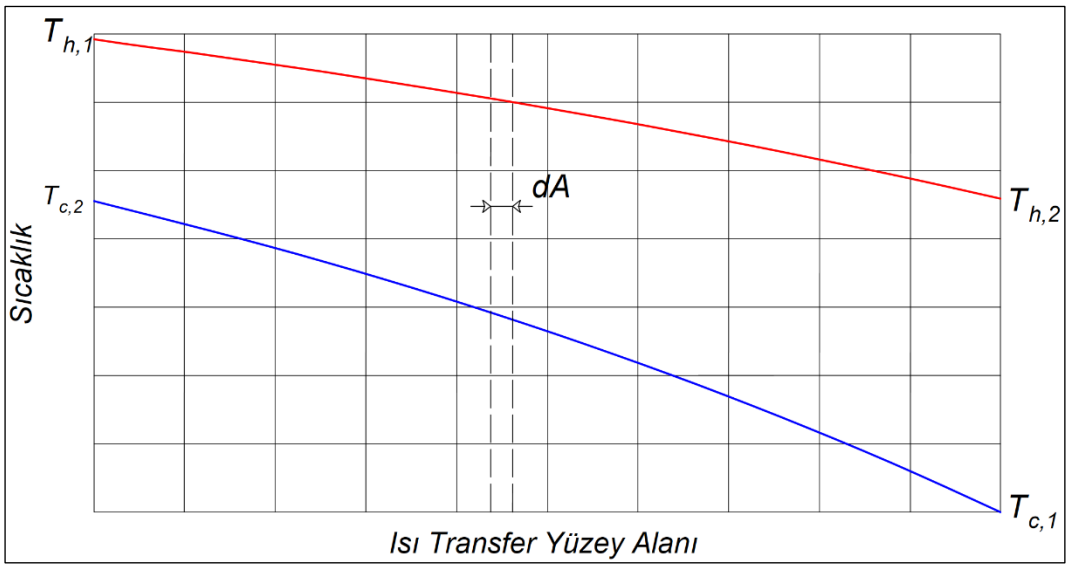
Karşı akışlı ısı değiştiricilerinin ε – NTU yöntemi analitik bağıntılarının türetimi aşağıdaki gösterilen denklemler ile gösterilmiştir. Şekil 2.1'de örnek bir karşı akışlı sıcaklık profilleri (akış deseni) gösterilmiştir. Şekil 2.1'de sonsuz küçük ısı transfer yüzey alanındaki ısı transfer ifadeleri Denklemler 2.1 – 2.3 arasında gösterilmiştir. Denklemler 2.2 ve 2.3'daki negatif ifadeler sıcaklık eğrileri eğiminin negatif olması kaynaklıdır.

$$d\dot{Q} = UdA\left(T_h - T_c\right) \tag{2.1}$$

$$d\dot{Q} = -C_h dT_h \tag{2.2}$$

$$d\dot{Q} = -C_c dT_c \tag{2.3}$$

Denklemler 2.4 ve 2.5'de sıcak ve soğuk akışkandaki diferansiyel sıcaklık ifadeleri gösterilmektedir.



Şekil 2.1 Karşı akış deseni

$$dT_h = -d\dot{Q}/C_h \tag{2.4}$$

$$dT_c = -d\dot{Q}/C_c \tag{2.5}$$

Denklem 2.4'ten ve 2.5 çıkarılırsa, diferansiyel sıcaklık farkı Denklem 2.6'taki gibi elde edilir.

$$dT_h - dT_c = d\dot{Q}\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h}\right) \tag{2.6}$$

Denklem 2.6'a Denklem 1 dâhil edilirse, Denklem 2.7 elde edilir.

$$d\left(T_h - T_c\right) = UdA\left(T_h - T_c\right)\left(\frac{C_h - C_c}{C_h C_c}\right) \tag{2.7}$$

$C_h > C_c$ kabulü ile $C_c = C_{\min}$ ve $C_h = C_{\max}$ ile Denklem 2.8 elde edilir.

$$d\left(T_h - T_c\right) = \frac{UdA}{C_{\min}}\left(T_h - T_c\right)\left(\frac{C_{\max} - C_{\min}}{C_{\max}}\right) \tag{2.8}$$

İntegrasyon işlemi için Denklem 2.8, Denklem 2.9 gibi modifiye edilir.

$$\frac{d\left(T_h - T_c\right)}{\left(T_h - T_c\right)} = \frac{UdA}{C_{\min}}\left(\frac{C_{\max} - C_{\min}}{C_{\max}}\right) \tag{2.9}$$

Denklem 2.9'in integral denklem ifadesi Denklem 2.10'de gösterilmiştir.

$$\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d\left(T_h - T_c\right)}{\left(T_h - T_c\right)} = \int_0^A \frac{U dA}{C_{\min}} \left(\frac{C_{\max} - C_{\min}}{C_{\max}} \right) \tag{2.10}$$

Denklem 10'deki belirli integralin çözümü ile Denklem 2.11 elde edilir.

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = \frac{UA}{C_{\min}}\left(1 - Cr\right) \tag{2.11}$$

Denklem 1.4'ün Denklem 2.11'e dâhil edilmesi ile Denklem 2.12 elde edilir.

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = NTU\left(1 - Cr\right) \tag{2.12}$$

Isı değiştiricisi giriş ve çıkış sıcaklık farkları Denklemler 2.13 ve 2.14'de gösterilmiştir.

$$\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,2} \tag{2.13}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,1} \tag{2.14}$$

Denklemler 2.13 ve 2.14, Denklem 2.12'e dâhil edilirse Denklem 2.15 elde edilir.

$$\ln\left(\frac{T_{h,2} - T_{c,1}}{T_{h,1} - T_{c,2}}\right) = NTU\left(1 - Cr\right) \tag{2.15}$$

Isı transfer ifadeleri Denklemler 1.1, 2.16 ve 2.17'de gösterilmiştir. Bu denklemlerden çıkış sıcaklıkları ifadeleri Denklemler 2.18 ve 2.19'daki gibi elde edilir.

$$\dot{Q} = C_{\max}\left(T_{h,1} - T_{h,2}\right) \tag{2.16}$$

$$\dot{Q} = C_{\min}\left(T_{c,2} - T_{c,1}\right) \tag{2.17}$$

$$T_{h,2} = T_{h,1} - \varepsilon Cr \Delta T_{\max} \tag{2.18}$$

$$T_{c,2} = T_{c,1} + \varepsilon \Delta T_{\max} \tag{2.19}$$

Denklemler 2.18 ve 2.19, Denklem 2.15'e dâhil edilirse, Denklem 2.20'deki gibi ifade elde edilir.

$$\ln\left(\frac{T_{h,1} - \varepsilon Cr \Delta T_{\max} - T_{c,1}}{T_{h,1} - T_{c,1} - \varepsilon \Delta T_{\max}}\right) = NTU\left(1 - Cr\right) \tag{2.20}$$

Isı değiştiricisindeki en büyük sıcaklık farkı akışkanların giriş sıcaklıkları arasındaki farktır ve Denklem 2.21'de gösterilmiştir. Bu ifade Denklem 2.20'ye dâhil edilirse, Denklem 2.22 elde edilir.

$$\Delta T_{\max} = T_{h,1} - T_{c,1} \tag{2.21}$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_{\max} - \varepsilon Cr \Delta T_{\max}}{\Delta T_{\max} - \varepsilon \Delta T_{\max}}\right) = NTU\left(1 - Cr\right) \tag{2.22}$$

Denklem 2.22'deki ΔT_{max} ifadeleri sadeleşir ise, Denklem 2.23 elde edilir.

$$\ln\left(\frac{1 - \varepsilon Cr}{1 - \varepsilon}\right) = NTU\left(1 - Cr\right) \tag{2.23}$$

Denklem 2.23'den kolayca karşı akışlı ısı değiştiriciler için tanımlı sıcaklık şartında NTU bağıntısı, Denklem 2.24'de gösterilmiştir.

$$NTU = \frac{1}{1 - Cr} \ln\left(\frac{1 - \varepsilon Cr}{1 - \varepsilon}\right) \tag{2.24}$$

Denklem 2.24'ü kullanarak, tanımlı alan şartında etkinlik bağıntısı Denklem 2.25'den Denklem 2.29'a bir dizi işlemler ile aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$\frac{1 - \varepsilon Cr}{1 - \varepsilon} = \exp\left[NTU\left(1 - Cr\right)\right] \tag{2.25}$$

$$1 - \varepsilon Cr = \exp\left[NTU\left(1 - Cr\right)\right] - \varepsilon \exp\left[NTU\left(1 - Cr\right)\right] \tag{2.26}$$

$$\varepsilon \exp\left[NTU\left(1 - Cr\right)\right] - \varepsilon Cr = \exp\left[NTU\left(1 - Cr\right)\right] - 1 \tag{2.27}$$

$$\varepsilon\left(\exp\left[NTU\left(1 - Cr\right)\right] - Cr\right) = \exp\left[NTU\left(1 - Cr\right)\right] - 1 \tag{2.28}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[NTU\left(1 - Cr\right)\right]}{Cr - \exp\left[NTU\left(1 - Cr\right)\right]} \tag{2.29}$$

Özel bir durum olan *Cr*'nin sıfıra eşit olduğunda (çift fazlı akışlar) için NTU ve etkinlik bağıntıları sırasıyla Denklemler 30 ve 33'daki gibi olur.

$$NTU = \ln\left(\frac{1}{1 - \varepsilon}\right) \tag{2.30}$$

$$NTU = -\ln\left(1 - \varepsilon\right) \tag{2.31}$$

$$\varepsilon = \frac{\exp(NTU) - 1}{\exp(NTU)} \tag{2.32}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \tag{2.33}$$

Isıl kapasite oranı sıfıra eşit olduğu sürece, Denklemler 2.30 ve 2.33 akış desenlerinden bağımsız olarak bütün ısı değiştiriciler için kullanılabilir. Diğer bir özel durum olan ısıl kapasite oranının 1'e eşit olduğu durumda, Denklemler 2.24 ve 2.29 belirsiz değer vermektedirler. İşlem kolaylığı açısından Denklem 2.24'nün Cr → 1 limiti alınırsa Denklem 2.34 elde edilir.

$$\lim_{Cr \to 1} NTU = \lim_{Cr \to 1} \frac{1}{1 - Cr} \ln\left(\frac{1 - \varepsilon Cr}{1 - \varepsilon}\right) \tag{2.34}$$

Logaritma özelliğinden dolayı herhangi bir katsayı logaritmik ifadenin üzerine katsayı olarak geçebilir. Ayrıca limit ve logaritma işlemlerinin yer değiştirme özelliği vardır. Bu özellikleri Denklem 2.34'de kullanırsak Denklemler 2.35, 2.36 ve 2.37 elde edilir.

$$\lim_{Cr \to 1} NTU = \ln\left(\lim_{Cr \to 1}\left(\frac{1 - \varepsilon Cr}{1 - \varepsilon}\right)^{\frac{1}{1 - Cr}}\right) \tag{2.35}$$

$$\lim_{Cr \to 1} NTU = \ln\left(\lim_{Cr \to 1}\left(\frac{1 - \varepsilon - \varepsilon Cr + \varepsilon}{1 - \varepsilon}\right)^{\frac{1}{1 - Cr}}\right) \tag{2.36}$$

$$\lim_{Cr \to 1} NTU = \ln\left(\lim_{Cr \to 1}\left(1 + \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}(1 - Cr)\right)^{\frac{1}{1 - Cr}}\right) \tag{2.37}$$

Limit operatörünün özelliklerinden biri Denklem 2.38'de gösterilmiştir.

$$\lim_{x \to 0}(1 + ax)^{1/x} = \exp(a) \tag{2.38}$$

Denklem 2.37'de Denklem 2.38'deki kurala göre modifiye edilir ise Denklem 2.40 elde edilir.

$$x = 1 - Cr \tag{2.39}$$

$$\lim_{x\to 0} NTU = \ln\left(\lim_{x\to 0}\left(1+\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}x\right)^{\frac{1}{x}}\right) \tag{2.40}$$

Denklem 2.38 ile 2.40 arasında benzeşim yapılır ise Denklem 2.41 ve sonrasında Denklem 2.42 elde edilir.

$$NTU_{Cr=1} = \ln\left(\exp\left(\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}\right)\right) \tag{2.41}$$

$$NTU_{Cr=1} = \left(\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}\right) \tag{2.42}$$

Denklem 2.42'da, C_r'nin 1'e eşit olduğu durumda, tanımlı sıcaklık şartı için NTU bağıntısı elde edilmiş olur. Denklem 2.42 modifiye edilerek, C_r'nin 1'e eşit olduğu durumda, etkinlik bağıntısı Denklem 2.43'deki gibi elde edilmiş olur.

$$\varepsilon_{Cr=1} = \frac{NTU}{1+NTU} \tag{2.43}$$

2.2 E_2 STHE Akış Deseni ε – NTU Bağıntıları

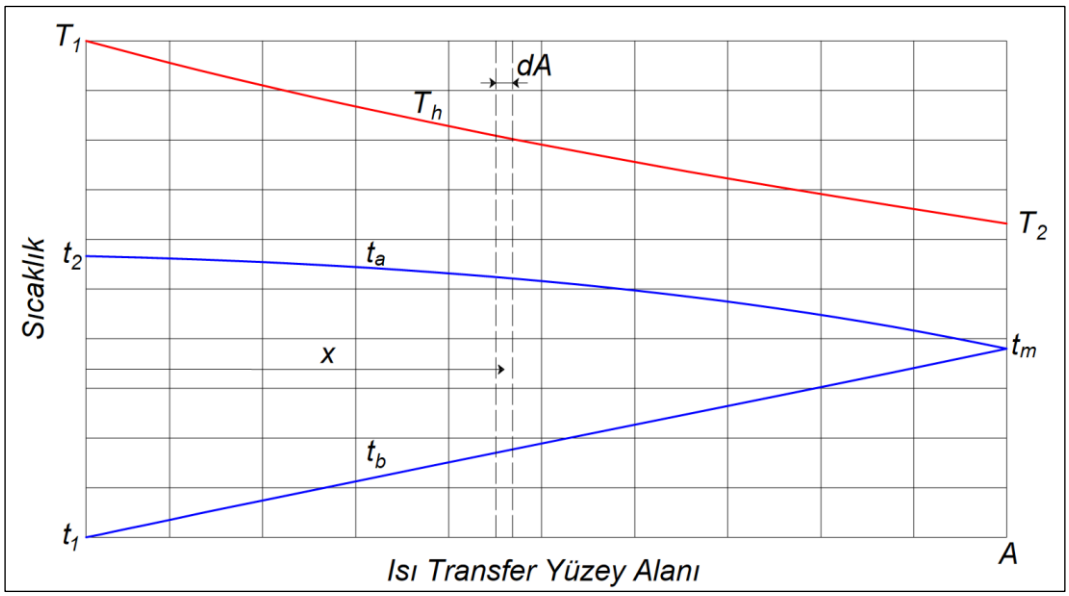
Şekil 2.2'de gösterilen E2 STHE akış deseni üzerinden ε – NTU bağıntıları türetilecektir. Şekil 2.2'de *X*'e kadar olan bölgedeki enerji denklemi ifadesi Denklem 2.44'te gösterilmiştir.

$$C_h\left(T_1 - T\right) = C_c\left(t_b - t_1 + t_2 - t_a\right) \tag{2.44}$$

Boru tarafı ısıl kapasite, gövde tarafı akışkanın ısıl kapasitesinden düşük olduğu varsayımı Denklem 2.45'te gösterilmiş olmakla beraber Denklem 2.44, Denklem 2.46'ya dönüştürülebilir.

$$C_c = C_{\min} \tag{2.45}$$

$$T_1 - T = Cr\left(t_b - t_1 + t_2 - t_a\right) \tag{2.46}$$



Şekil 2.2 E_2 STHE akış deseni

Şekil 2.2'de gösterilen *A* ve *dA*, sırası ile toplam yüzey alanı ve diferansiyel yüzey alanı simgeler. Boru boyu uzunluğu ise *L* ve diferansiyeli *dx* ile gösterilmiştir. Alan ve boru boyu arasındaki ilişki Denklemler 2.47 ve 2.48'de gösterilmiştir.

$$A = 2aL \tag{2.47}$$

$$dA = 2a \cdot dx \tag{2.48}$$

Her bir boru geçişindeki diferansiyel ısı transfer miktarları Denklemler 2.49 ve 2.50'de gösterilirmiş olup toplam diferansiyel ısı transfer ifadesi Denklem 2.51'de gösterilmiştir.

$$d\dot{Q}_1 = -C_c dt_a = U\frac{dA}{2}(T - t_a) \tag{2.49}$$

$$d\dot{Q}_2 = C_c dt_a = U\frac{dA}{2}(T - t_b) \tag{2.50}$$

$$d\dot{Q} = d\dot{Q}_1 + d\dot{Q}_2 \tag{2.51}$$

Denklemler 2.49 ve 2.50'ye Denklem 2.48 dâhil edilirse, Denklemler 2.52 ve 2.53 elde edilir.

$$t_a' = -\frac{Ua}{C_c}(T - t_a) \tag{2.52}$$

$$t_b' = \frac{Ua}{C_c}\left(T - t_b\right) \tag{2.53}$$

Denklem 2.46'nın *x*'e göre türevi alınırsa, Denklem 2.54 elde edilir.

$$-T' = \mathrm{C_r}\left(t_b' - t_a'\right) \tag{2.54}$$

Denklemler 2.52 ve 2.53, Denklem 2.54'e dâhil edilirse, Denklem 2.55 elde edilir.

$$T' = C_r\left(\frac{Ua}{C_C}\left(t_a + t_b - 2T\right)\right) \tag{2.55}$$

Denklemler 2.52 ve 2.53 toplanırsa, Denklem 2.56 elde edilir.

$$t_a' + t_b' = \frac{Ua}{C_c}\left(t_a - t_b\right) \tag{2.56}$$

Denklem 2.46 modifiye edilirse, Denklem 2.57 elde edilir.

$$t_a - t_b = \frac{T - T_1}{Cr} + t_2 - t_1 \tag{2.57}$$

Denklem 2.56'ya Denklem 2.57 dâhil edilirse, Denklem 2.58 elde edilir.

$$t_a' + t_b' = \frac{Ua}{C_c}\left(\frac{T - T_1}{Cr} + t_2 - t_1\right) \tag{2.58}$$

Denklem 2.54'ü negatif ile çarpar ve *x*'e göre türevini alırsak, Denklem 2.59 elde edilir. Ardından Denklem 2.59'a Denklem 2.58 dâhil edilirse, Denklem 2.60 elde edilir.

$$T'' = \frac{Ua}{C_h}\left(t_a' + t_b' - 2T'\right) \tag{2.59}$$

$$T'' = \frac{Ua}{C_h}\left(\frac{Ua}{C_c}\left(\frac{T - T_1}{Cr} + t_2 - t_1\right) - 2T'\right) \tag{2.60}$$

Denklem 2.60 düzenlenirse, iki mertebeden sabit katsayılı diferansiyel denklem olan Denklem 2.61 elde edilir. Denklem 2.61'i homojen yapmak için Denklem 2.62'de gösterilen değişken dönüşünü uygulanabilir.

$$T'' + 2\frac{Ua}{C_h}T' - \frac{\left(Ua\right)^2}{C_h C_c}\left(\frac{T - T_1}{Cr} + t_2 - t_1\right) = 0 \tag{2.61}$$

$$y = \frac{T - T_1}{Cr} + t_2 - t_1 \tag{2.62}$$

Denklem 2.62'te gösterilen değişken dönüşümü, Denklem 2.61'e uygulanırsa Denklem 2.63 elde edilir.

$$y'' + 2\frac{Ua}{C_h} y' - \left(\frac{Ua}{C_c}\right)^2 y = 0 \tag{2.63}$$

Denklem 2.63'te gösterilen diferansiyel denklemin çözümü Denklem 2.64'te gösterilmiştir. Denklem 2.64'teki r_1 ve r_2 değerleri diskriminant yöntemi ile bulunur ve Denklemler 2.65 ve 2.66'de gösterilmiştir.

$$y = c_1 \exp(r_1 x) + c_2 \exp(r_2 x) \tag{2.64}$$

$$r_1 = \frac{Ua}{C_c}\left(\sqrt{1 + Cr^2} - Cr\right) \tag{2.65}$$

$$r_2 = -\frac{Ua}{C_c}\left(\sqrt{1 + Cr^2} + Cr\right) \tag{2.66}$$

Denklem 2.64'deki *c* katsayılarının bulunması için iki adet denkleme ihtiyaç vardır. Denklem 2.62'i Denklem 2.64'te dâhil edersek, Denklem 2.67 elde edilir ve bu denklemde *x*'i sıfıra eşitlersek Denklem 2.68 elde edilir. Denklem 2.68 düzenlenirse, Denklemler 2.69 ve 2.70'deki bağıntılar elde edilmiş olur.

$$\frac{T_{(x)} - T_1}{Cr} + t_2 - t_1 = c_1 \exp(r_1 x) + c_2 \exp(r_2 x) \tag{2.67}$$

$$\frac{T_{(0)} - T_1}{Cr} + t_2 - t_1 = c_1 \exp(0) + c_2 \exp(0) \tag{2.68}$$

$$\frac{T_1 - T_1}{Cr} + t_2 - t_1 = c_1 + c_2 \tag{2.69}$$

$$t_2 - t_1 = c_1 + c_2 \tag{2.70}$$

Denklem 2.67'e Denklem 2.70 eklenirse, Denklem 2.71 elde edilmiş olur.

$$\frac{T_{(x)} - T_1}{Cr} = c_1 \exp(r_1 x) - c_1 + c_2 \exp(r_2 x) - c_2 \tag{2.71}$$

Denklem 2.46, Denklem 2.70'e dâhil edilirse, Denklem 2.72 elde edilmiş olur.

$$\frac{T_{(x)} - T_1}{Cr} = t_{a,(x)} - t_{b,(x)} - c_1 - c_2 \tag{2.72}$$

Denklemler 2.71 ve 2.72 birleştirilir ve sınır şartı olarak *x, L*'e eşitlenirse, Denklem 2.73 elde edilir.

$$t_m - t_m - c_1 - c_2 = c_1 \exp(r_1 L) + c_2 \exp(r_2 L) - c_1 - c_2 \tag{2.73}$$

Denklem 2.73 düzenlenirse Denklem 2.74 elde edilir ve bu denklemden c_1 ve c_2 katsayıları elde edilebilir. Sabit *c* katsayıları Denklemler 2.75 ve 2.76'da gösterilmiştir. Denklemler 2.65 ve 2.66, sırasıyla Denklemler 2.75 ve 2.76'ya dâhil edilirse, sabit *c* katsayılarının son hali Denklemler 2.77 ve 2.78'deki gibi olur.

$$c_1 \exp(r_1 L) + c_2 \exp(r_2 L) = 0 \tag{2.74}$$

$$c_1 = -\exp(r_2 L) \tag{2.75}$$

$$c_2 = \exp(r_1 L) \tag{2.76}$$

$$c_1 = -\exp\left(-\frac{NTU}{2}\sqrt{1+Cr^2}\right)\exp\left(-\frac{NTU}{2}Cr\right) \tag{2.77}$$

$$c_2 = \exp\left(\frac{NTU}{2}\sqrt{1+Cr^2}\right)\exp\left(-\frac{NTU}{2}Cr\right) \tag{2.78}$$

Isı değiştirici etkinliği Denklem 2.79'da gösterilmiştir. Paydaki ifade olan $t_2 - t_1$, Denklem 2.70'de gösterildiği gibi $c_1 + c_2$ ile ifade edilebilir. Paydada gösterilen ΔT_{max} ifadesi akışkanların ısı değiştiricisine giriş sıcaklıkları farkları olmakla birlikte Denklem 2.80'te gösterilmiştir. Etkinlik ifadesinin boyutsuz sayılar olan *NTU* ve *Cr* ile bağıntısının bulunabilmesi için ΔT_{max} ifadesinin *NTU* ve *Cr* cinsinden bağıntısının bulunması gereklidir.

$$\varepsilon = \frac{t_2 - t_1}{\Delta T_{\max}} \tag{2.79}$$

$$\Delta T_{\max} = T_1 - t_1 \tag{2.80}$$

Denklem 2.71'nin x bağlı türevi alınır ise Denklem 2.81 elde edilir.

$$\frac{T'}{Cr} = c_1 r_1 \exp(r_1 x) + c_2 r_2 \exp(r_2 x) \tag{2.81}$$

Denklem 2.55, ele alınırsa, Denklem 2.82 elde edilebilir.

$$\frac{T'}{Cr} = \frac{Ua}{C_c}\left(t_a + t_b - 2T\right) \tag{2.82}$$

Görüleceği üzere Denklemler 2.81 ve 2.82'nin sol tarafları aynıdır. Her iki denklem *x = 0*'da birbirine eşitlenirse Denklem 2.83 elde edilmiş olur.

$$c_1 r_1 \exp(0) + c_2 r_2 \exp(0) = \frac{Ua}{C_c}\left(t_a(0) + t_b(0) - 2T(0)\right) \tag{2.83}$$

Denklem 2.83'de x = 0'daki giriş sıcakları yerine koyulur ise, Denklem 2.84 elde edilmiş olur.

$$c_1 r_1 + c_2 r_2 = \frac{Ua}{C_c}\left(t_1 + t_2 - 2T_1\right) \tag{2.84}$$

Denklem 2.84'teki ΔT_{max} ifadesini içerecek şekilde düzenlenmelidir. Bunun için boru tarafı çıkış sıcaklığı olan t_2 Denklem 2.84'ten düzenlenerek Denklem 2.85'daki gibi ifade edilebilir.

$$t_2 = t_1 + \varepsilon \cdot \Delta T_{\max} \tag{2.85}$$

Denklem 2.85, Denklem 2.84'e dâhil edilir ve düzenlenirse Denklem 2.86 elde edilir.

$$c_1 r_1 + c_2 r_2 = \frac{Ua}{C_c}\left(\varepsilon \cdot \Delta T_{\max} - 2\Delta T_{\max}\right) \tag{2.86}$$

Denklem 2.65 ve 2.66, Denklem 2.86'ye dâhil edilirse, Denklem 2.87 elde edilmiş olur.

$$\frac{Ua}{C_c}\left(\sqrt{1+Cr^2} - Cr\right)c_1 - \frac{Ua}{C_c}\left(\sqrt{1+Cr^2} + Cr\right)c_2 = \frac{Ua}{C_c}\left(\varepsilon\Delta T_{\max} - 2\Delta T_{\max}\right) \tag{2.87}$$

Denklem 2.87'den Ua/C_c ifadeleri sadeleşir ve ΔT_{max}'ı parantez dışına alınırsa, Denklem 2.88 elde edilmiş olur.

$$\left(\sqrt{1+Cr^2} - Cr\right)c_1 - \left(\sqrt{1+Cr^2} + Cr\right)c_2 = \Delta T_{\max}\left(\varepsilon - 2\right) \tag{2.88}$$

Denklem 2.88'den ΔT_{max} ifadesi sola çekilirse, Denklem 2.89 elde edilmiş olur.

$$\Delta T_{\max} = \frac{c_1\left(\sqrt{1+Cr^2}-Cr\right)-c_2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)}{\varepsilon-2} \tag{2.89}$$

Denklem 2.89, Denklem 2.79'a dâhil edilirse, Denklem 2.90 elde edilmiş olur.

$$\varepsilon = \frac{\left(c_1+c_2\right)\left(\varepsilon-2\right)}{c_1\left(\sqrt{1+Cr^2}-Cr\right)-c_2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)} \tag{2.90}$$

İşlem kolaylığı açısından Denklem 2.91'de Y parametresi tanımlanarak Denklem 2.90, Denklem 2.91 olarak ifade edilebilir.

$$Y = \frac{c_1+c_2}{c_1\left(\sqrt{1+Cr^2}-Cr\right)-c_2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)} \tag{2.91}$$

$$\varepsilon = Y\left(\varepsilon-2\right) \tag{2.92}$$

Denklem 2.92'de etkinlik parametresi sola çekilirse, Denklem 2.93 elde edilir.

$$\varepsilon = \frac{2Y}{Y-1} \tag{2.93}$$

Gerekli etkinlik bağıntısını NTU ve Cr boyutsuz sayıları ile ifade etmek için Denklemler 2.95 – 2.103 arasında sadeleştirme işlemleri gösterilmiştir. Ayrıca Denklem 2.94'de c_1 ve c_2 sabitleriyle ilgili olan bir c parametresi tanıtılmıştır.

$$c = \exp\left(\frac{NTU}{2}\sqrt{1+Cr^2}\right) \tag{2.94}$$

$$Y = \frac{c^2-1}{Cr-\sqrt{1+Cr^2}-c^2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)} \tag{2.95}$$

$$Y-1 = \frac{c^2-1}{Cr-\sqrt{1+Cr^2}-c^2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)}-1 \tag{2.96}$$

$$Y-1 = \frac{c^2-1-Cr+\sqrt{1+Cr^2}+c^2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)}{Cr-\sqrt{1+Cr^2}-c^2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)} \tag{2.97}$$

$$2Y = \frac{2\left(c^2-1\right)}{Cr-\sqrt{1+Cr^2}-c^2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)} \tag{2.98}$$

$$\varepsilon = \frac{\dfrac{2\left(c^2-1\right)}{Cr-\sqrt{1+Cr^2}-c^2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)}}{\dfrac{c^2-1-Cr+\sqrt{1+Cr^2}+c^2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)}{Cr-\sqrt{1+Cr^2}-c^2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)}} \tag{2.99}$$

$$\varepsilon = \frac{2\left(c^2-1\right)}{c^2-1-Cr+\sqrt{1+Cr^2}+c^2\left(\sqrt{1+Cr^2}+Cr\right)} \tag{2.100}$$

$$\varepsilon = \frac{2\left(c^2-1\right)}{\left(c^2-1\right)-Cr+\sqrt{1+Cr^2}+c^2\sqrt{1+Cr^2}+c^2Cr} \tag{2.101}$$

$$\varepsilon = \frac{2\left(c^2-1\right)}{\left(c^2-1\right)+Cr\left(c^2-1\right)+\sqrt{1+Cr^2}\left(c^2+1\right)} \tag{2.102}$$

$$\varepsilon = \frac{2}{1+Cr+\sqrt{1+Cr^2}\,\dfrac{c^2+1}{c^2-1}} \tag{2.103}$$

Denklem 2.103'e Denklem 2.94 dâhil edilirse, etkinlik bağıntısı NTU ve Cr bağlı olarak Denklem 104'de gösterildiği gibi elde edilir.

$$\varepsilon = \frac{2}{1+Cr+\sqrt{1+Cr^2}\,\dfrac{\exp\left(\dfrac{NTU}{2}\sqrt{1+Cr^2}\right)^2+1}{\exp\left(\dfrac{NTU}{2}\sqrt{1+Cr^2}\right)^2-1}} \tag{2.104}$$

Eğer Denklem 2.104 de sadeleştirmek istenilirse, Denklem 2.105'da gösterilen kotanjant bağıntısı kullanılabilir. Sonuç olarak etkinlik bağıntısı daha sade olarak Denklem 2.106'de gösterilmiştir.

$$\coth\left(x\right) = \frac{\exp\left(x\right)^2+1}{\exp\left(x\right)^2-1} \tag{2.105}$$

$$\varepsilon = \frac{2}{1+Cr+\sqrt{1+Cr^2}\,\coth\left(\dfrac{NTU}{2}\sqrt{1+Cr^2}\right)} \tag{2.106}$$

Denklemler 2.104 ve 2.106 tanımlı alan şartında kullanılabilir iken tanımlı sıcaklık şartı için NTU'nun etkinlik ve Cr cinsinden bağıntısı gereklidir. Bunun için Denklem 2.93, Denklem 2.207'deki gibi modifiye edilebilir.

$$\frac{2}{\varepsilon}=1-\frac{1}{Y} \tag{2.107}$$

Denklem 2.107'e Denklem 2.98 dâhil edilirse, Denklemler 2.108 ve 2.109 elde edilir.

$$\sqrt{1+Cr^2}\,\frac{c^2+1}{c^2-1}=\frac{2}{\varepsilon}-1-Cr \tag{2.108}$$

$$\frac{c^2+1}{c^2-1}=\frac{2-\varepsilon-\varepsilon Cr}{\varepsilon\sqrt{1+Cr^2}} \tag{2.109}$$

İşlem kolaylığı açısından Denklem 2.109'nun sağ tarafı Denklem 2.110'da gösterildiği gibi Z parametresine eşitlenebilir. Ardından gerekli sadeleştirmeler Denklemler 2.111 ve 2.120 arasında yapılarak NTU ifadesinin etkinlik ve Cr'ye bağlı bağıntısı Denklem 2.121 gösterildiği gibi elde edilir.

$$Z=\frac{2-\varepsilon-\varepsilon Cr}{\varepsilon\sqrt{1+Cr^2}} \tag{2.110}$$

$$c^2+1=Z\left(c^2-1\right) \tag{2.111}$$

$$c^2+1=Zc^2-Z \tag{2.112}$$

$$Zc^2-c^2=Z+1 \tag{2.113}$$

$$c^2\left(Z-1\right)=Z+1 \tag{2.114}$$

$$c^2=\frac{Z+1}{Z-1} \tag{2.115}$$

$$c^2=\exp\left(NTU\sqrt{1+Cr^2}\right) \tag{2.116}$$

$$\exp\left(NTU\sqrt{1+Cr^2}\right)=\frac{\dfrac{2-\varepsilon-\varepsilon Cr}{\varepsilon\sqrt{1+Cr^2}}+1}{\dfrac{2-\varepsilon-\varepsilon Cr}{\varepsilon\sqrt{1+Cr^2}}-1} \tag{2.117}$$

$$\exp\left(NTU\sqrt{1+Cr^2}\right)=\frac{2-\varepsilon-\varepsilon Cr+\varepsilon\sqrt{1+Cr^2}}{2-\varepsilon-\varepsilon Cr-\varepsilon\sqrt{1+Cr^2}} \tag{2.118}$$

$$\exp\left(NTU\sqrt{1+Cr^2}\right)=\frac{2-\varepsilon\left(1+Cr-\sqrt{1+Cr^2}\right)}{2-\varepsilon\left(1+Cr+\sqrt{1+Cr^2}\right)} \tag{2.119}$$

$$NTU\sqrt{1+Cr^2}=\ln\left(\frac{2-\varepsilon\left(1+Cr-\sqrt{1+Cr^2}\right)}{2-\varepsilon\left(1+Cr+\sqrt{1+Cr^2}\right)}\right) \tag{2.120}$$

$$NTU=\frac{1}{\sqrt{1+Cr^2}}\ln\left(\frac{2-\varepsilon\left(1+Cr-\sqrt{1+Cr^2}\right)}{2-\varepsilon\left(1+Cr+\sqrt{1+Cr^2}\right)}\right) \tag{2.121}$$

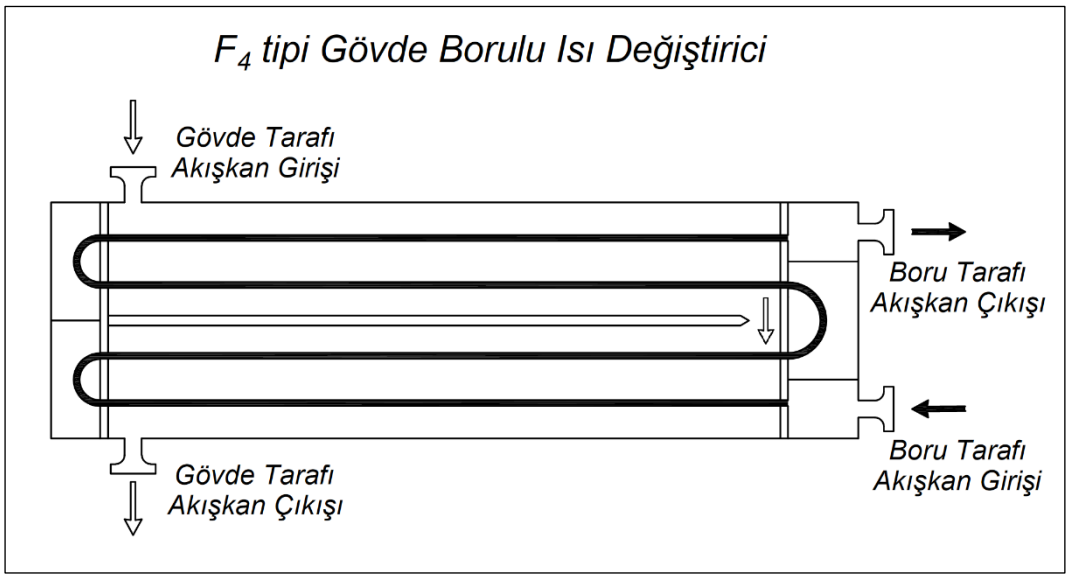
2.3 F_4 STHE Akış Deseni ε – NTU Bağıntıları

İki boru geçişli F tipi gövde borulu ısı değiştirici akış desenine sahiptir ve böylece termal analizlerde karşı akış deseni için türetilen ε – NTU bağıntıları kullanılabilir. Fakat Şekil 2.3'de gösterilen dört boru geçişli F tipi gövde borulu ısı değiştirici (F_4 STHE) için aynı durum söz konusu değildir.

Bu bölümde F_4 STHE için ε – NTU bağıntıları analitik yöntemin dışında Domingos [13] tarafından önerilen Matris Formülasyonu ile türetilecektir. F_4 STHE için ε – NTU bağıntıları Matris Formülasyonu ile türetmek için F_4 STHE'nin iki adet E_2 STHE ile karşı akış formunda birbirine bağlanmış olduğu düşünülebilir. E_2 STHE'nin ısı transfer alanı, F_4 STHE alanının yarısı olduğu düşünülürse, E_2 STHE'nin etkinlik bağıntısı Denklem 2.122'de gösterildiği gibi olur. Dikkat edileceği üzere Denklem 2.122'deki NTU/4 parametresi F_4 STHE'nin yarısına aittir.

$$\varepsilon_i=\frac{2}{1+Cr+\sqrt{1+Cr^2}\coth\left(\frac{NTU}{4}\sqrt{1+Cr^2}\right)} \tag{2.112}$$

Domingos'un [13] F_4 STHE için modifiye edilen etkinlik bağıntıları Denklemler 2.123 ve 2.124'de gösterilmiştir. Denklemlerdeki 2 sayısı ısı değiştirici ağındaki ısı değiştirici gövde sayısından gelmektedir. Ayrıca, Denklem 2.124 ısıl kapasite oranlarının 1 olduğu özel durum için geçerlidir.



Şekil 2.3 F_4 STHE akış düzeni

$$\varepsilon = \left(1 - \left(\frac{1-\varepsilon_i Cr}{1-\varepsilon_i}\right)^2\right)\left(Cr - \left(\frac{1-\varepsilon_i Cr}{1-\varepsilon_i}\right)^2\right)^{-1} \tag{2.123}$$

$$\varepsilon = \frac{2\varepsilon_i}{1+\varepsilon_i} \tag{2.124}$$

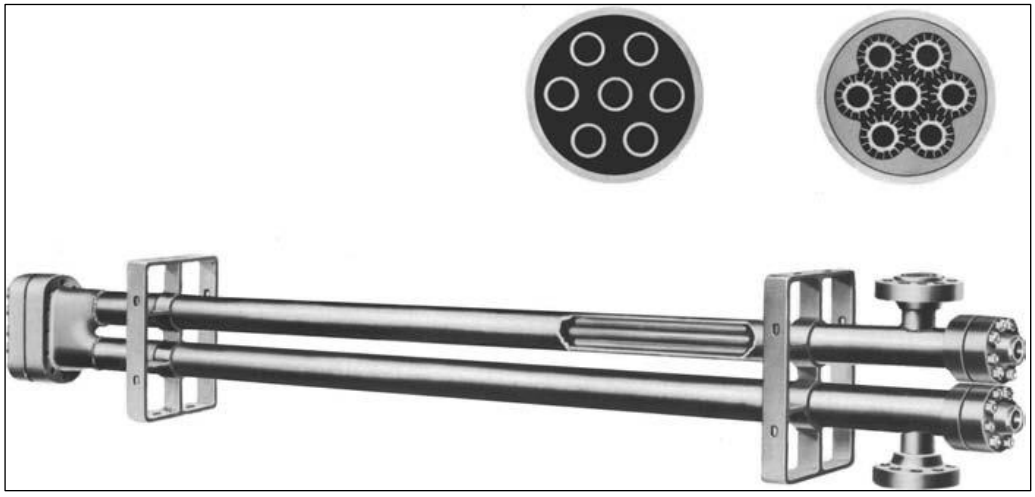
3
BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN YAPISAL ÖZELİKLERİ

Borulu ısı değiştiriciler çift borulu, gövde borulu ve spiral borulu ısı değiştiriciler olmak üzere üç gruba ayrılabilirler. Bu bölümde çift borulu ve gövde borulu ısı değiştiriciler ele alınacaktır. Borulu ısı değiştiriciler göreceli olarak basit geometrik yapıları, kolay ve daha az maliyetli üretilebilmelerinden dolayı ağırlık ve hacim gibi kısıtların çok etkin olmadığı kara konuşlu tesislerde, gemilerde ve deniz aşırı yapılarında (*off-shore*) tercih edilebilmektedirler. Tasarım parametreleri olan boru çapı, adımı, sayısı ve boyu gibi parametreler değiştirilerek 0,1 m^2'den 100 m^2'ye kadar farklı büyüklüklerdeki ısı değiştiriciler tasarlanabilir [8]. Ayrıca bu ısı değiştiriciler termal santrallerde zorlayıcı sıcaklık – basınç değerlerinde çalışabildiklerinden dolayı da tercih edilmektedirler.

3.1 Çift Borulu Isı Değiştiriciler

Çift borulu ısı değiştiriciler en basit haliyle farklı çaplara sahip eş merkezli iki silindirik borudan oluşur. Genellikle termal etkinliğin korunması için akışkanlar zıt yönlerde akarlar. Akışkanlardan biri iç boru içinden akar iken diğeri ise iki boru arasındaki halkasal kesitten akar. Gövde borulu ısı değiştiriciler gibi iç boru sayısı birden fazla yani demet halinde olabilir. Yüksek viskoziteli ve/veya kirletici akışkanların bulunduğu işletme şartlarında bu ısı değiştiricilerin temizlik ve montaj kolaylığı ile tercih edilebilirler.

Çift borulu ısı değiştiricileri genellikle, birim yüzey alanı bazında maliyetli olduğundan toplam ısı transfer yüzey alanının 50 m^2 kadar olan durumlarda tercih edilir [8]. Şekil 3.1'de gösterildiği gibi genellikle *U* dönüşü yapan iki gövdenin birleşiminden oluşur.

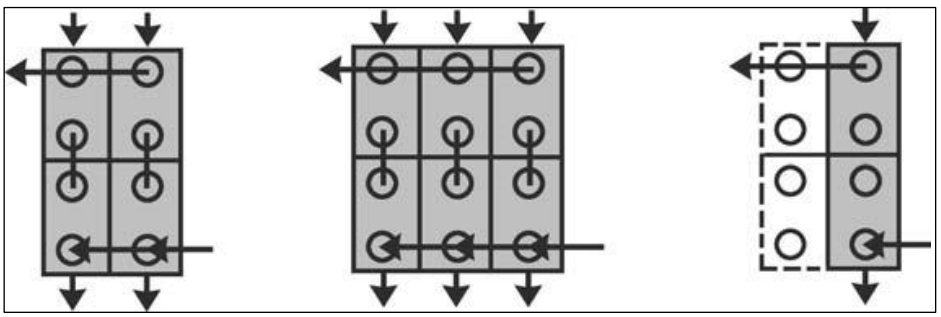


Şekil 3.1 Tokalı (*hairpin*) ısı değiştirici [3]

Isı değiştiricide gaz – sıvı akışkanlarının olduğu uygulamalarında genellikle gaz fazı olan akış tarafının ısı taşınım katsayının düşük olması sebebi ile kanat kullanılması yaygındır. Boru boyunca kanatlar kullanılarak termal performans artırılır. Genel olarak kanatlar iç boruların dışına elektrik kaynağı ile kaynaklanır. Kanatlar 12,7 *mm'ye* kadar kanat yükseklikleri için 0,5 *mm* kalınlıkta olur iken 12,7 mm kanat yüksekliği için 0,8 *mm* kalınlıklara sahip olurlar [3].

Perry ve Green [70] çift borulu ısı değiştiricilerde kullanılan standart ölçüleri göstermişlerdir. Çift borulu ısı değiştiricilerin, boru başına 1,5 – 12,0 *m* uzunlukta, 50 – 400 *mm* dış boru iç çaplarına sahiptir. İç boru çapları 19 ile 100 *mm* arasında değişmektedir [3].

Çift borulu ısı değiştiriciler göreceli olarak hafiftir ve mütevazı kaldırma makineleriyle taşınabilir. Birden fazla gövde kolayca birbirine karşı akış formu olan seri veya paralel montajlanarak ısı değiştirici ağları oluşturulabilir. Şekil 3.2'de gösterildiği gibi bir akışkan seri bağlanır iken diğeri ise paralel de bağlanabilir.



Şekil 3.2 Isı değiştirici ağları [3]

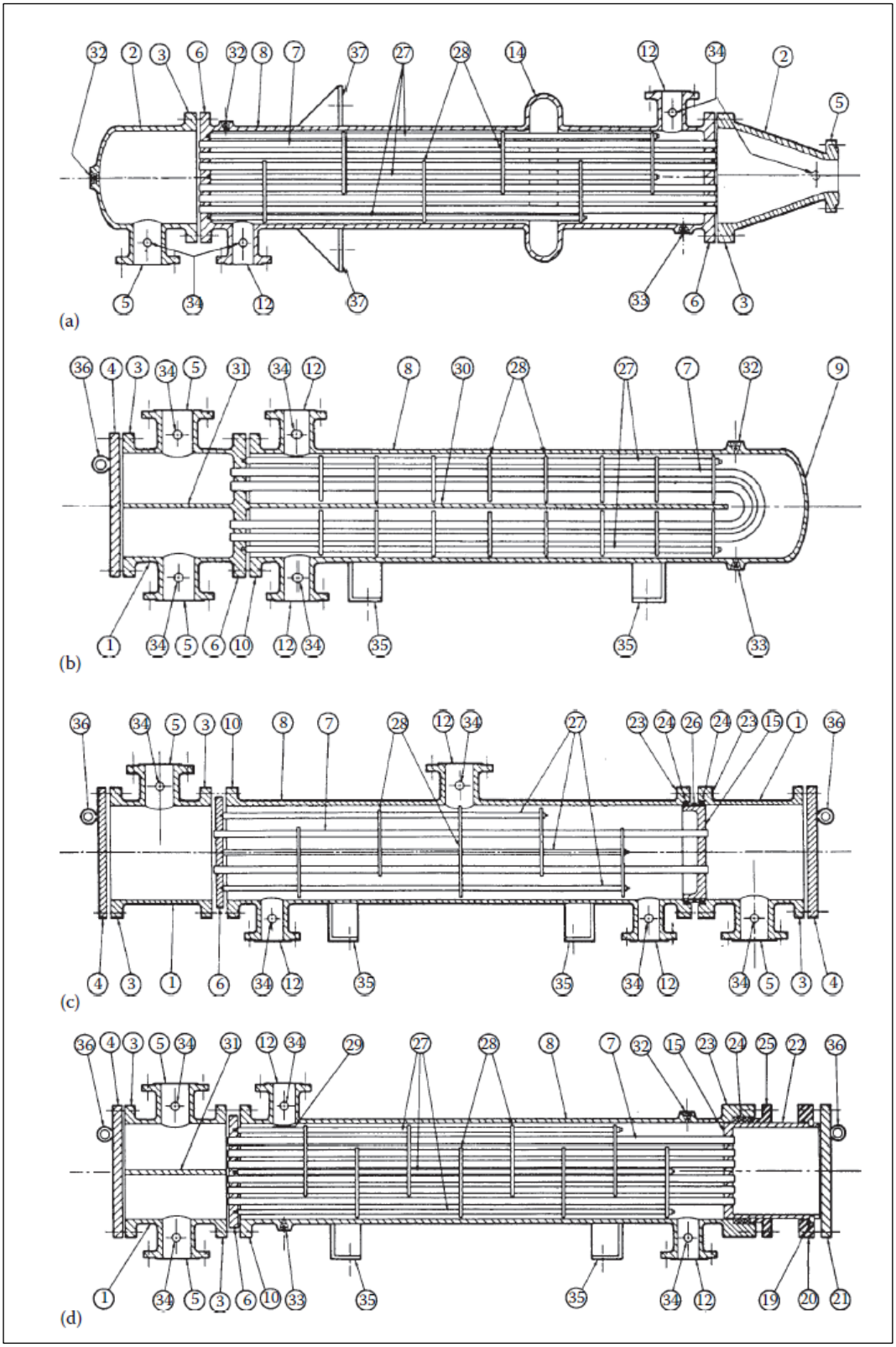
3.2 Gövde Borulu Isı Değiştiriciler

Gövde borulu ısı değiştiriciler (*shell and tube heat exchangers,* STHE), çift borulu ısı değiştiricilere benzer olmakla birlikte hem terminoloji de hem de yapısal olarak bazı önemli farklılıklar vardır. Örnek olarak, gövde borulu ısı değiştiricilerinin dış silindirine gövde (*shell*) adı verilir iken boru demeti akış hacmine gövde tarafı olarak isimlendirilir. Haliyle akışkanlardan biri boru içinde (boru-tarafı) akar iken diğer akışkan da gövde tarafında akmaktadır. Ayrıca boru demetleri üzerinde çeşitli tiplerde perdeler kullanılmaktadır.

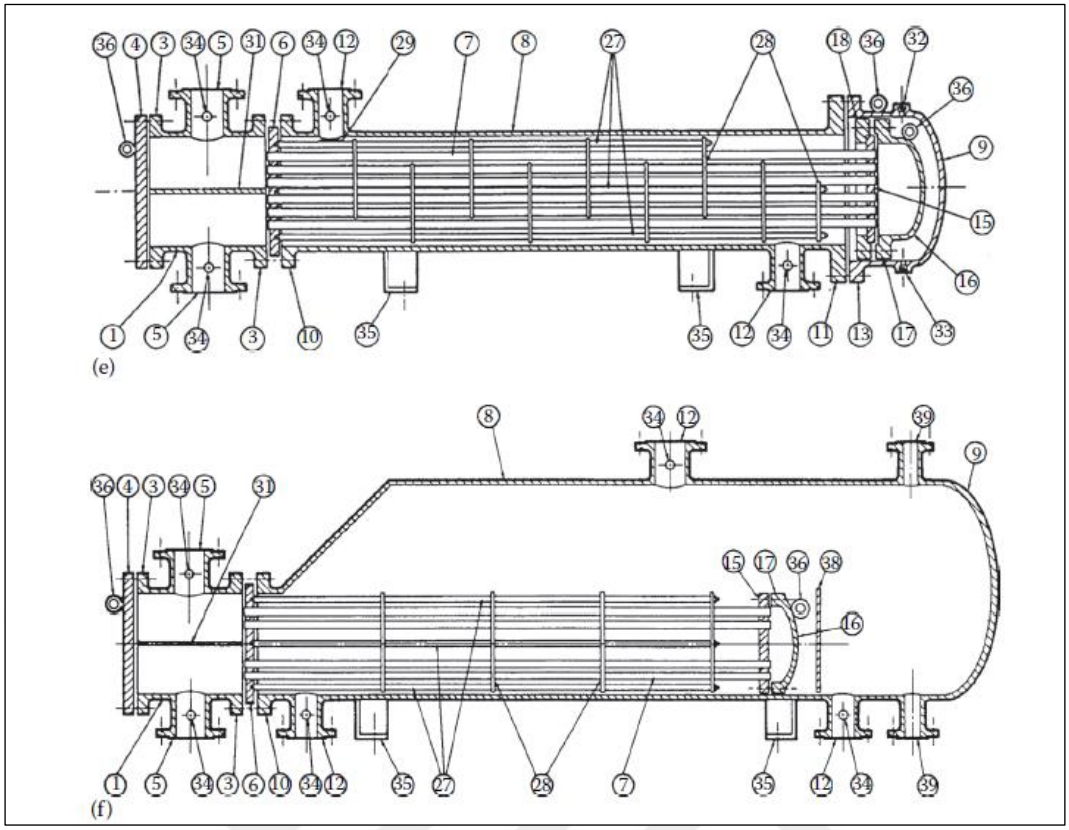
Uygulamalarda çok çeşitli tipte gövde borulu ısı değiştiricileri mevcuttur. Endüstride kullanılan gövde borulu ısı değiştiricilerinin isimleri; yağ soğutucuları, ekonomizerler (*reboiler veya exhaust boiler*), vakum kondenserleri, ön ısıtıcılar (*preheater*) veya evaparatörler olarak örnek verilebilirler. Ayrıca su soğutma imkânı olan durumlarda iklimlendirme sistemlerinde de kondenser olarak kullanılabilir [3].

Gövde borulu ısı değiştiriciler TEMA [1] (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*), DIN [71] (*German Institute for Standardization*) ve kazan - basınçlı kaplar için ASME [72] (*The American Society of Mechanical Engineers*) standartları kullanılarak üretilir ve sınıflandırılır. Bu tez kapsamında TEMA standartları dikkate alınacaktır. TEMA standartlarına göre gövde borulu ısı değiştiricilerin tipleri ve detaylı yapısal parça listesi Şekil 3.3, Şekil 3.4 ve Tablo 3.1'de gösterilmiştir [1]. Ayrıca TEMA standartları gereği Şekil 3.5'de ön kafa, gövde ve arka kafa tipleri gösterilmiştir. Bu standartlara göre, her ısı değiştiricisi üç harfli bir kodlama ile tanımlanır. İlk harf ön kafa, ikincisi gövde ve üçüncüsü arka kafa tipini işaret eder. Uygulamalarda *AEU, AES, BEM, AEP, CFU, AKT* ve *AJW* tipleri yaygındır [8].

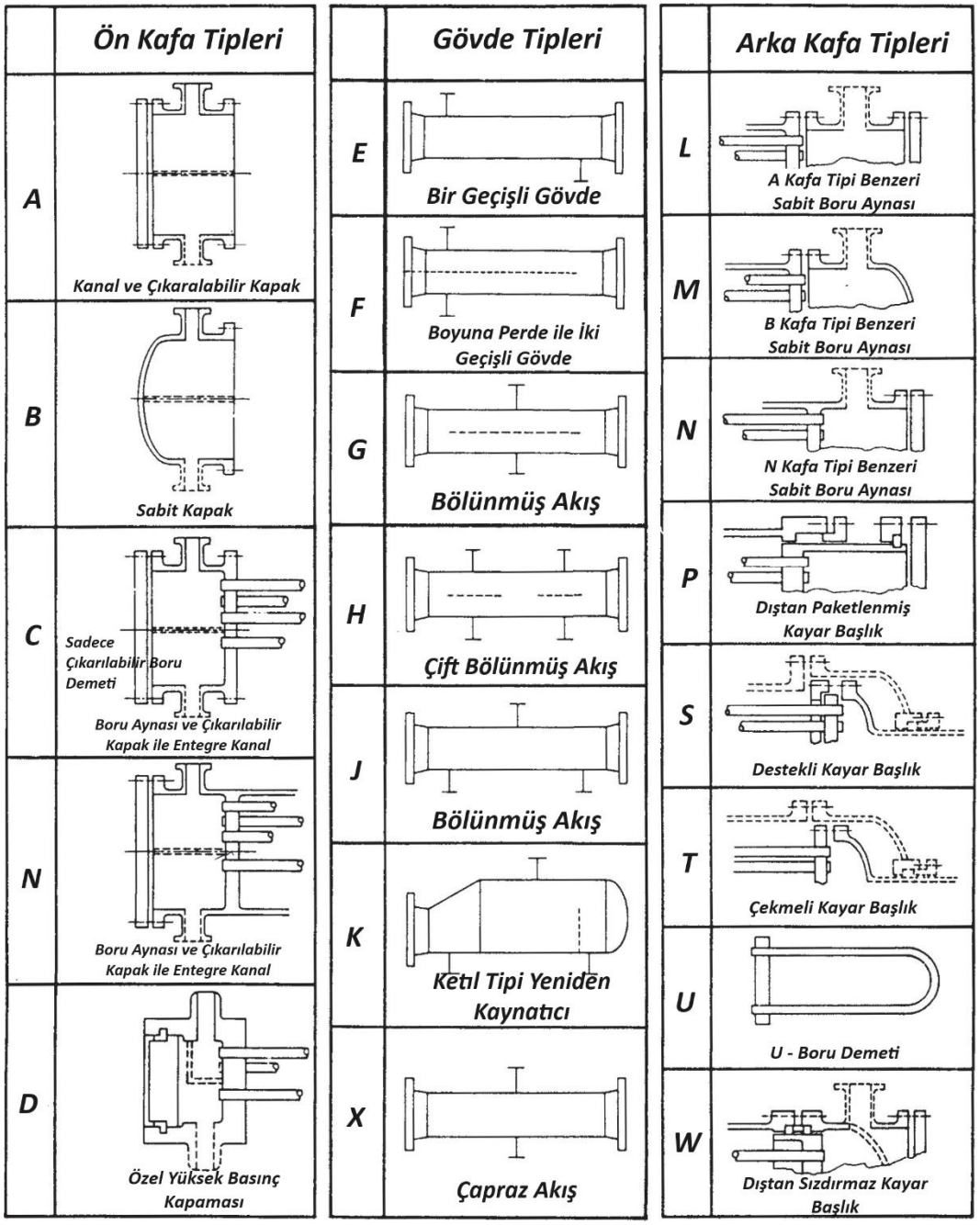
Gövde borulu ısı değiştiricilerin yapısal olarak başlıca parçaları; gövde, boru ve boru demeti, boru aynaları, perdeler, ön – arka kafalar ve nüzuller olarak tanımlanabilir. Aşağıdaki alt başlıklarda bu parçalar detaylıca ele alınacaktır. Son olarak akış taraflarının tayinleri de ele alınacaktır.



Şekil 3.3 STHE tipleri; (a) BEM, (b) CFU, (c) AJW, (d) AEP [1]



Şekil 3.4 STHE tipleri; (e) AES, ve (f) AKT [1]



Şekil 3.5 TEMA standart kafa ve gövde tipleri [1]

Tablo 3.1 STHE parça listesi

Parça Numarası	Parça Adı	Parça Numarası	Parça Adı
1	Sabit kanal Kafası	**19**	Bölünmüş kesme halkası
2	Sabit kapak Kafası	**20**	Ayrılabilir destek flanşı
3	Sabit kafa flanşı	**21**	Yüzer kafa dış kapağı
4	Kanal kapağı	**22**	Yüzer boru aynası eteği
5	Kafa nüzulü	**23**	Paketleme kutusu
6	Sabit boru aynası	**24**	Paketleme
7	Borular	**25**	Salmastra halkası
8	Gövde	**26**	Fener halkası
9	Gövde Kapağı	**27**	Bağlantı çubukları ve kılıfı
10	Ön gövde flanşı	**28**	Enine perdeler
11	Arka gövde flanşı	**29**	Çarpma levhası
12	Gövde nüzulü	**30**	Boyuna perde
13	Gövde kapak flanşı	**31**	Geçiş bölücüsü
14	Genleşme contası	**32**	Hava bağlantısı
15	Yüzer boru aynası	**33**	Drenaj bağlantısı
16	Yüzer kafa kapağı	**34**	Alet bağlantısı
17	Yüzer kafa destek el.	**35**	Destek eyeri
18	Yüzer kafa destek el.	**36**	Kaldırma kulpu
37	Destek plakası	**39**	Sıvı seviye bağlantısı
38	Savak		

3.2.1 Gövde Yapıları

Gövde borulu ısı değiştiricilerinin gövdeleri çok çeşitli standart boyutlarda, malzemelerde ve kalınlıklarda üretilmektedir. Küçük boyutlar genellikle standart boyutlu borulardan üretilir iken büyük ebatlar levhadan haddelenerek üretilir [2]. Gövdenin maliyeti, boruların maliyetinden çok daha fazladır; bu nedenle, bir tasarımcı gerekli ısı transfer yüzeyini tek bir gövde içerisinde barındırmaya çalışır. Daha optimal bir ısı değiştiricisi genellikle küçük çaplı bir gövde ve tesis yerleşimi, kurulum, servis ve benzeri pratik faktörlerin izin verdiği en fazla gövde uzunluğu kullanılarak tasarlanabileceği bulunmuştur [2].

Gövde tipinin seçimi ısı değiştiricinin termal performansını, gövde tarafı akış desenine, gövde tarafı basınç kaybına ve ısı değiştiricisinin yapısal özelliklerine doğrudan etki yapmaktadır.

TEMA standartları gereği Şekil 3.5'te 7 tip gövde mevcuttur. Bu gövde tiplerinden en yaygın olanı basitliği ve düşük maliyetleri nedeniyle E tipi gövde olduğu söylenebilir. E tipi gövdeler tek fazlı gövde tarafı akış ve düşük buhar hacimlerine sahip küçük kondansatörler için kullanılır [2], [8].

Tek boru geçişli E tipi gövde borulu ısı değiştirici karşı akışlı ısı değiştiricisi olmakla birlikte boru tarafı taşınım katsayısı artırmak için çok boru geçişli boru demetleri de kullanılabilir fakat bu boru geçiş sayısı birden farklı olduğunda akış deseni karşı akıştan uzaklaşır. Bu sebepten etkinliği artırmak için iki ayrı E tipi gövde borulu ısı değiştirici karşı akış formunda birbirine bağlanabilir.

F tipi gövde, E tipinin gövdenin perde ile boyuna bölünmüş halidir ve iki boru geçişine sahip olanlar saf karşı akışlı ısı değiştiricilerdir. Bununla birlikte, perde boyunca ısı iletimi ve perde ile gövde arasındaki olası akış sızıntısı nedeniyle termal performans düşümü olabilir. Uygulamalarda bir F gövdesi nadiren kullanılır [2], [8]. Ayrıca F gövdesi ek üretim ve bakım sorunları vardır ve boru demetini çıkarmak veya değiştirmek zordur. Isı değiştiricisi etkinliğinin arttırılması gerekiyorsa, F kabuğu yerine seri halinde birden çok gövde tercih edilebilir [2], [8].

J tipi gövde, E tipi gövdenin ortadan enine sızdırmaz bir perde ile bölünmüş halidir. Gövdede bir merkezi nüzul ve iki uç nüzulü bulunur. Gövde tarafı akışkanın debisi ikiye bölündüğü ve akışkanın gideceği boru boyu da yarılandığı için gövde tarafı basınç kaybı yaklaşık olarak 8'te 1'e düşmektedir. Bu gövde tipinde, gövde

tarafında yoğuşma uygulamaları ve düşük basınç kayıp kısıtları altında kullanılır. Örnek olarak yoğuşma uygulamalarında gaz gövdeye iki nüzulden girer ve tek nüzulden sıvı fazında çıkar [8].

G tipi gövde, gövde tarafı akışkan debisini enine perde ile ikiye böler ve ayrıca boyuna perde de mevcuttur. Gövde tarafındaki giriş ve çıkış nüzulleri gövdenin merkezinde bulunur. G tipi gövdenin etkinlik değeri aynı *NTU* ve *Cr* değerlerinde karşı akışlı ısı değiştiriciye çok boru geçişli E tipi gövdeden daha yakındır. Kullanım alanları ise yatay termosifon kazan, kondenser ve gövde tarafı düşük basınç kayıpları kısıtları gibi özel uygulamalar için kullanılır [8]. Bu gövde tipinde, boyuna perde, buhar akışları için daha iyi akış dağılımı sunar [2].

H tipi gövde, iki G tipi gövdenin ayna simetrisini sağlayacak biçimde montajlanmış hali gibidir. Gövde tarafı akış debisi haliyle 4'e bölünür. Gövde uçlarında iki adet giriş ve iki adet çıkış nüzullerine sahiptir. G tipi gibi aynı NTU ve Cr değerlerinde çok boru geçişli E tipi gövdeye kıyasla etkinlik değeri daha yüksektir. Kullanım alanları ise G tipi gövdeninkine benzerdir. Fakat daha yüksek debilerde tercih edilebilir.

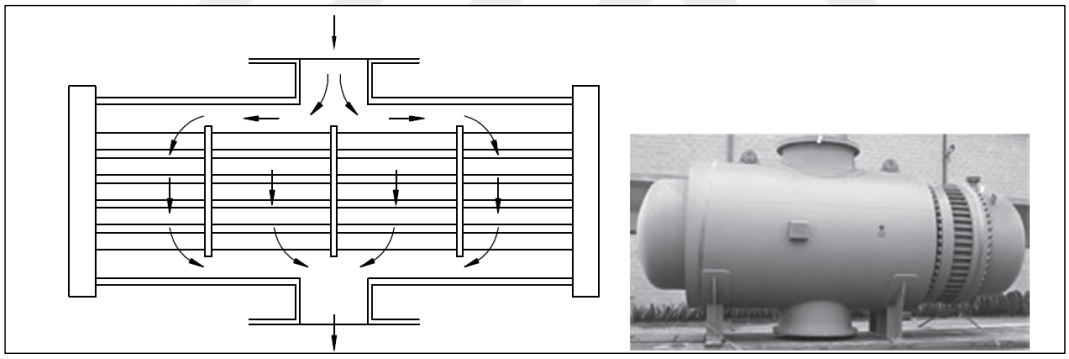
K tipi gövde, havuz kaynatma uygulamaları için kullanılan bir evaparatör (*reboiler*) tipidir. Genellikle, yatay bir *U* boru demetinden veya büyük boy bir gövdeye yerleştirilmiş yüzer kafadan oluşur. Boru demeti serbestçe hareket edebilir ve çıkarılabilir [2]. Boru tarafından çoğunla egzoz gazı olmak üzere gövde tarafında kaynatılacak olan iki fazlı akışkan vardır. Boru demeti K tipi gövden hacminin yaklaşık %50-70'i kaplar ve boru demeti olan hacim sıvı ile dolu iken diğer üst kısım ise buhar ile doludur [3]. Besleme suyu gövdeye boru aynası yanındaki nüzulden girer, neredeyse kuru olan buhar üst nüzulden çıkar. Buharlaşmamış su uç savaktan taşar [3]. Örnek bir K tipi gövde uygulaması Şekil 3.6'da gösterilmiştir.

X tipi gövde, Şekil 3.7'de görüleceği üzere gövde tarafı akış çapraz akışlıdır. X gövdesinde kullanılan enine perdeler gövde tarafı akışı düzenlemekten ziyade boru demetini desteklemek amacıyla kullanılır. Gövde tarafındaki nüzuller gövde merkezinde bulunur ve gövde tarafı akışkanı, boru demetine homojen dağılması için uygun bir düzenleme gerekebilir [2]. Düzgün akış dağılımı, bir küvet nüzulü, çoklu nüzuller veya nüzul girişinin yakınında gövdenin uzunluğu boyunca açık bir şerit tutarak elde edilebilir [2]. Diğer gövde tiplerinde olduğu gibi şaşırtma perdeleri

gövde tarafı akışkanın akış kesit alanını kısıtlamadığı için ortalama gövde tarafı akış hızı düşük olmakla birlikte basınç kaybı ve akış kaynaklı titreşimler de düşüktür. Bu nedenle gövde tarafında düşük basınçlı gazlar ve vakumlu kondenserlerde sıkça görülür [3], [8]. Gövde tarafı akışkan gaz fazında olursa, borular kanatlı veya düşük profil kanatlı olabilir.



Şekil 3.6 K tipi STHE [2]



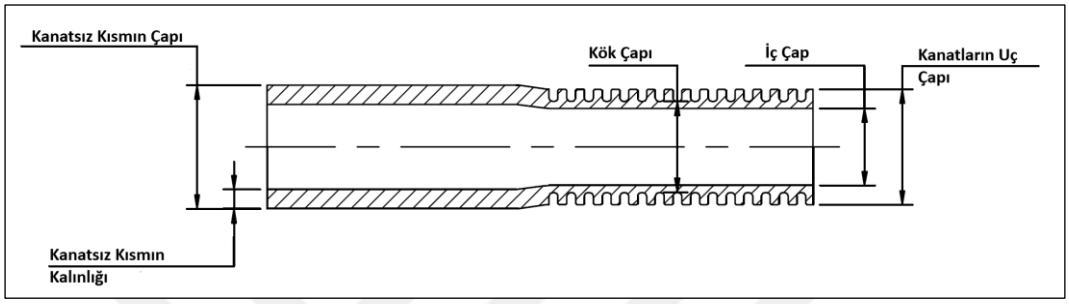
Şekil 3.7 X tipi STHE [2]

3.2.2 Boru ve Boru Demeti

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde genellikle dairesel yalın borular (*plain tubes*) veya enine kısa kanatlı borular (*low profile fin tubes*) kullanılır. Enine kısa kanatlı boru geometrisi ve parametreleri Şekil 3.8'de gösterilmiştir. Çift borulu ısı değiştiricilerinde olduğu gibi, kanatların kullanılmasının sebebi ısı transfer katsayısı düşük olan akışkanın ısı direncini azaltma amacıdır. Kanat boyu 1.59 mm civarlarında iken kanat yoğunluğu metre başına *748 – 1575* arasındadır. Kanatlar sayesinde yalın borulu ısı değiştiricilerine kıyasla ısı transfer yüzeyinde 3,5 kata kadar artış sağlanır. Kanatlı boru, geleneksel çıplak boru çaplarına sahip çıplak

uçlara sahiptir; kanatçığın çapı, üreticiye bağlı olarak çıplak uçların çapından biraz daha düşük veya onunla aynı olabilir. Yalın boru ile ilişkili geometrik parametrelere ek olarak, kök çapı, kanat yüksekliği ve kanat sıklığıdır [2].

Bazı özel uygulamalar Şekil 3.9'de göründüğü gibi (nükleer reaktör kazanları, iki fazlı akışlar) için borunun hem içi hem de dış yüzeylerinde helisel kısa kanatlar ve türbülans artırıcı borularda uygulanabilir fakat ısı değiştiricinin imalatında ve işletilmesinde ilave maliyetler getirir [2], [8].



Şekil 3.8 Enine kısa kanatlı boru [2]



Şekil 3.9 İç – dış helisel kanatlı boru [73]

Boruların fiziksel ve kimyasal yıpranmalara karşı etkin parametrelerden birisi boru cidar kalınlığıdır. Boru cidar kalınlığı genellikle Birmingham tel ölçüsü ile tanımlanır. Standart boru boyutları ve inç cinsinden boru duvar kalınlığı TEMA Tablosu RCB-2.21'de sunulmaktadır [1]. Boru cidar kalınlığı, iç ve dış basınçlara veya duvar boyunca maksimum basınç farkına göre ayrı ayrı kontrol edilmelidir. Çok yüksek basınçların olmadığı durumlarda, basınç cidar kalınlığının seçiminde etkin parametre değildir.

Gövde borulu ısı değiştiriciler korozif akışkanlar ile de çalışabilir. Bunun için boru malzemesi önemlidir. Boru metali genellikle düşük karbonlu çelik, düşük alaşımlı

çelik, paslanmaz çelik, bakır, bakır nikel, alüminyum ve titanyum alaşımları kullanılabilir [3]. Korozyona dirençli malzeme seçimi için paslanmaz çelik tercih edilebilir. Fakat ısı değiştirici boyunca yekpare paslanmaz çelik ekonomik olmayabileceğinden monel, inkonel, amirallik pirinç gibi alaşımların yanı sıra bimetal veya dupleks malzemelerde tercih edilebilmektedir.

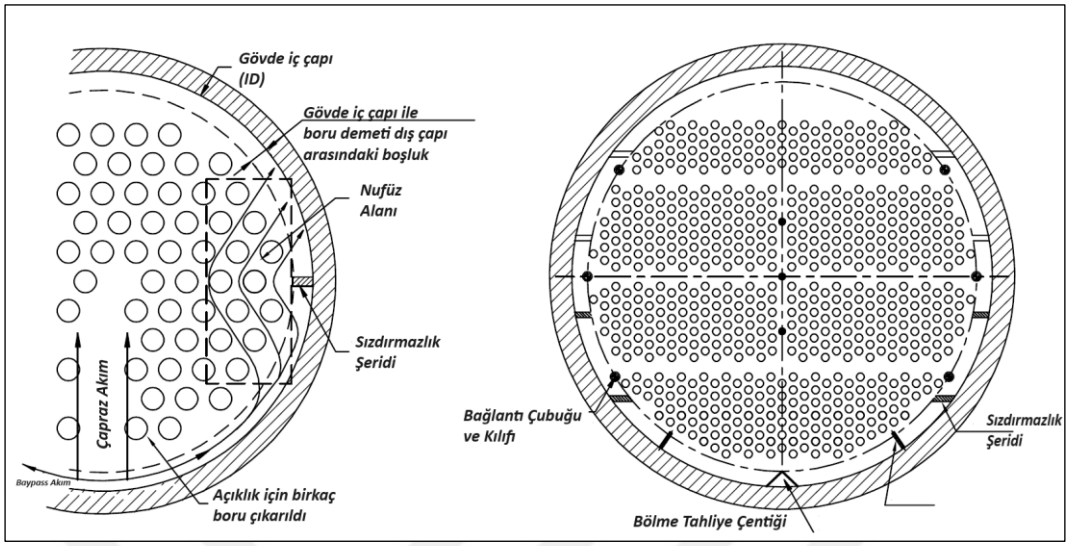
Borularda erozyonu önlemek için akış hızlarına bir sınırlama getirilebilir. Fakat çok düşük akış hızlarında kirlenme ve buna bağlı olarak termal performansta azalma ve hatta mekanik hasarlar bile gerçekleşebilir. Bu sebep ile boru tarafı ve gövde tarafı akış hızlarına alt ve üst sınır getirilebilir. Boru tarafı akış hızı 0,9 – 2,4 m/s sınırlarında iken gövde tarafı akış hızı 0,6 – 1,5 m/s olacak şekilde belirlenebilir [2]. Ayrıca gövde tarafında çok yüksek akış hızlarında akış kaynaklı titreşimler de sorun olabilir.

Boru tarafı akış hızını kontrol etmek için boru sayısı ve boru çap ölçüleri değiştirilebilir. Boru ölçüleri dış çap ve boru cidar kalınlığı olarak standartlaştırılmıştır. Termal performans için değerlendirilir ise, aynı boru sayısında daha küçük boru ölçülerinde boru tarafı akış hızı artar ve bağlı olarak ısı transfer katsayıları artar ve ısı değiştiricisi kompakt sınıfa yaklaşır. Fakat bunun karşılığı olarak basınç kaybı ve erozyon riski artar ve ısı değiştiricinin temizlenmesi zordur. Çoğu ısı değiştiricisi boru dış çapı 6,35 mm ile 50,8 mm arasında değişmektedir. TEMA [1] standartlarında ise boru dış çapı 6,35, 9,53, 12,70, 15,88, 19,05, 22,23, 25,40, 31,75, 38,10 ve 50,8 *mm'dir* [2]. En uygun boru boyutlarının belirlenmesi için termal analiz ve optimizasyon süreçlerinin yapılması gerekir. Örnek olarak 25,4 mm altındaki ısı değiştiricilerinin mekanik temizliği zordur [2] veya kondenser ve kazanlar için genellikle daha büyük boru çapları tavsiye edilir [3]. Bu gibi durumlar optimizasyon süreçlerine kısıt olarak eklenebilir.

Gövde tarafı akış hızı kontrolü için değiştirilebilir parametreler, boru dış çapı, boru sayısı, boru adım oranı ve gövde – boru demeti çap oranıdır. Boru tarafından farklı olarak gövde giriş nüzulünde akışkanın jet çarpma etkisini sönümlemek için Şekil 12'de gösterildiği gibi çarpma levhası (*impingement plate*) kullanılabilir.

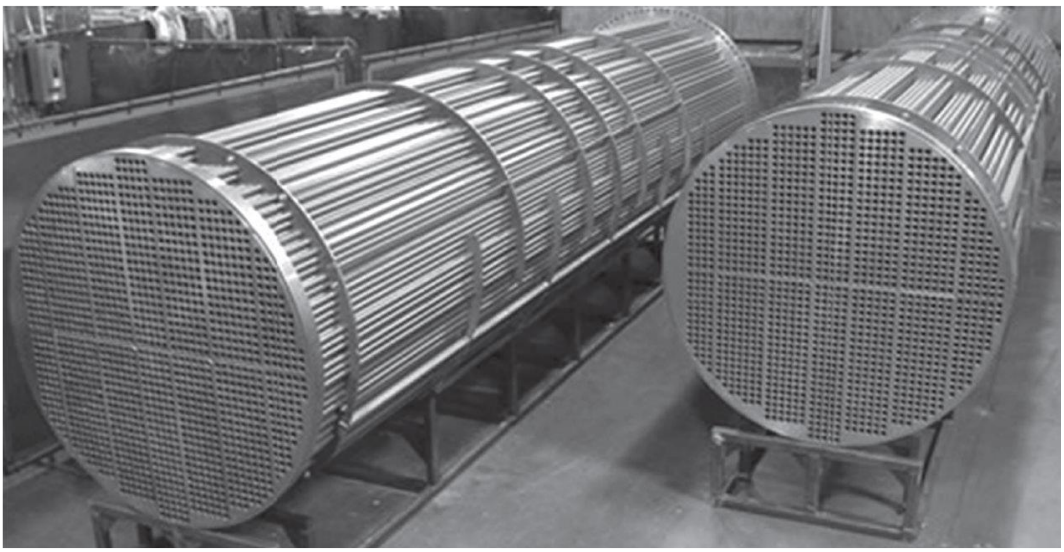
Gövde borulu ısı değiştiricilerde çok sayıda boru, demet halinde bulunur. Boru haricindeki diğer yapısal elemanlar şaşırtma perdeleri, destek çubukları, boru aynası, sızdırmazlık şerit çiftleri ve bazı durumlarda yalancı borular (*dummy tubes*)

bulunabilir. Şekil 3.10'de bir gövde borulu ısı değiştiricinin en kesiti ve boru demeti elemanları gösterilir iken Şekil 3.11'te montajlanmış boru demeti gösterilmektedir.



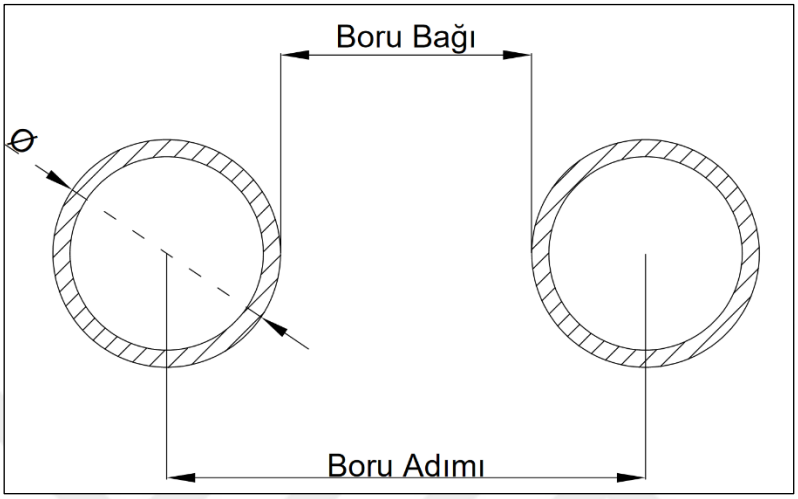
Şekil 3.10 Boru demeti elemanları [2]

Şekil 3.12'de gösterilen boru adımı komşu iki borunun merkezleri arası mesafe olarak tanımlanabilir. Boru adım oranı ise boru adımının boru çapına olan oranıdır ve boru adımı boru çapından büyük olduğu için boru adım oranı 1'den büyük olmalıdır. Boru adım oranı büyük demetin çapı daha büyük olur ve temizlenmesi daha kolay olur. Ayrıca boru adım oranı artıkça borular arası mesafe artacağından gövde tarafı akış hızı, ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı azalır.



Şekil 3.11 Montajlanan boru demetleri [2]

Uygulamada boru adım oranı en az 1,25'tir [2]. Bunun sebebi tüm boruların kaynaklandığı boru aynasının mukavim kalması içindir. Eğer boru adım oranı çok düşük olursa, iki komşu boru arası mesafe olan ve Şekil 3.12'de gösterilen boru bağı (*tube ligament*) çok azalacağı için olası gerilme yüklerde mekanik hasar oluşabilir.



Şekil 3.12 Boru bağı ve adımı

Boru sayısı toplam ısı transfer yüzey alanına doğrudan etki yaptığı gibi gövde çapına dolayısıyla gövde tarafı ısı transfer katsayısı ve basınç kaybına etki yapar. Ayrıca boru sayısı ile boru tarafı akış kesit alanı değiştiğinden boru tarafı ısı transfer ve basınç kaybına da etki yapar. Bu yüzden en uygun boru sayısının belirlenmesi ısı değiştiricinin termal performans ve maliyeti üzerine önem arz etmektedir.

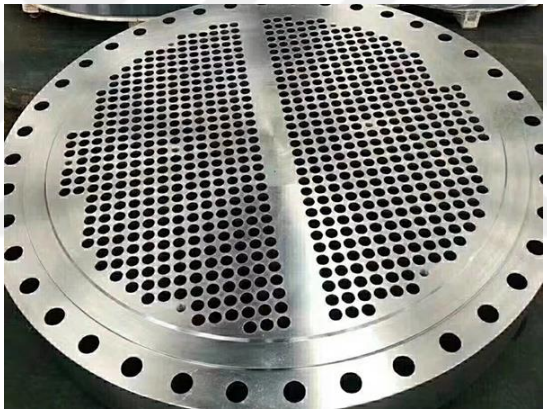
Bir gövde içerisine belirli sayıdaki boruları belirli bir düzen dâhilinde sığdırmak çoğu zaman mümkün değildir. Ayrıca zaman alıcı ve külfetli bir yöntemdir [2]. Bunun yerine, boru adımı, boru çapı, boru açısı gibi parametreleri kullanarak boru sayısını veren çizelgeler kullanmak daha pratik ve doğru sonuç verebilir [2]. Geleneksel yöntemlerden farklı olarak bu tez çalışmasında boru sayısı ve dağılımı veren bir algoritma geliştirilmiştir. Geliştirilen algoritma merkez hattaki boru sayısı, boru çapı, adımı, geçiş sayısı ve düzenine (açısına) göre boru sayısı ve boru dağılımına ilaveten boru demeti dış çapını da vermektedir.

3.2.3 Boru Aynası

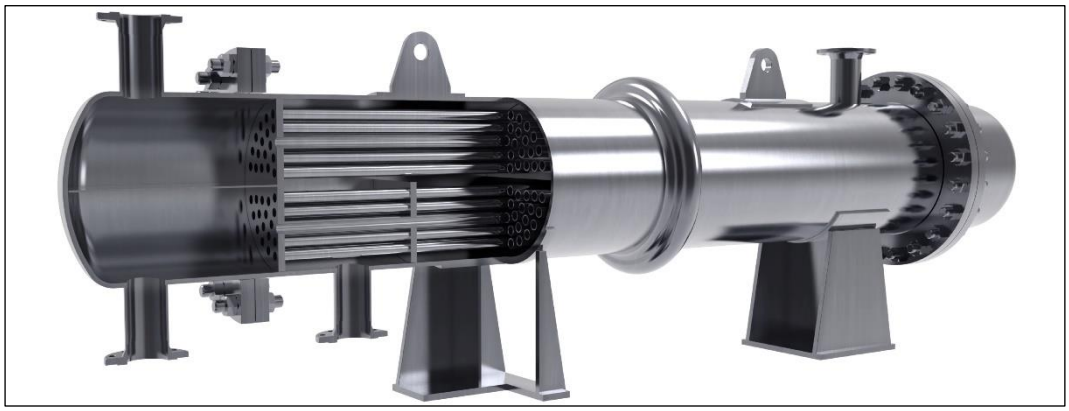
Boru aynası, boruların demet halinde kaynaklandığı genellikle yuvarlak olan plakadır. Şekil 3.13'te gösterildiği gibi borular için yuvalar açılmıştır. Boru demeti haricinde şaşırtma perdelerini yerleştirmek için kullanılan bağlantı çubukları da

boru aynasına kaynaklanır. Sızdırmayı önlemek için kullanılacak contalar için dairesel olukların yanı sıra gövdeye montajlamak için dairesel düzende cıvata yuvaları vardır. Sabit boru aynalarında cıvata kullanmak yerine boru aynası gövdeye kaynaklanır [2].

Boru aynalarının boru demetinin gövdeye montajlanmasının haricinde sızdırmazlık ve termal genişlemeyi karşılaması da beklenir. Şekil 3.3 (b)'de görüleceği üzere, *U* – borulu arka kafa tipi sadece bir adet boru aynası kullandığı için diğer kafa tiplerine kıyasla daha ekonomik olduğu söylenebilir. Ayrıca sınırsız termal genişleme imkânı vardır. Şekil 3.3 (a) ve 3.4 (e)'de görüleceği üzere, sırasıyla sabit boru aynalı ve yüzer boru aynalı kafa tipleri için iki adet boru aynası gereklidir. Termal genleşmeli yüzer arka kafa hareket ederek karşılayabilir iken sabit borulu arka kafalarda Şekil 3.14'de gösterildiği gibi genleşme körükleri ile termal genleşme karşılanmaya çalışılır.



Şekil 3.13 Boru aynası [74]



Şekil 3.14 STHE ve genleşme körüğü [75]

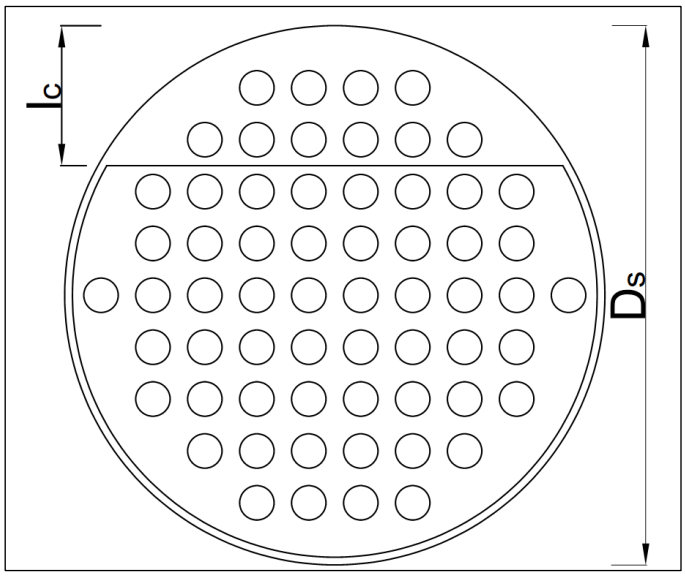
3.2.4 Enine ve Boyuna Perdeler

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan perdeler enine ve boyuna olarak sınıflandırılabilirler. Enine perdeler boru demetini destekler ve gövde tarafındaki akışı boru demetine üzerine yönlendirirler. Ayrıca enine perdeler gövde tarafı akışın türbülansı artırıp ısı transferini ve basınç kaybını artırırlar. Enine perdeleri tek bölümlü, çok bölümlü, helisel, orifis, disk – halka tipi perdelerinin yanı sıra çubuklu perdeleri de olabilir [2]. Bu tez çalışması kapsamında tek bölümlü enine perdeler ele alınacaktır.

Tek bölümlü perdeler Şekil 3.15'da görüleceği üzere tek parçası perdenin çapına paralel olarak kesilmiş ve içinden boru demeti geçen dairesel disktir. Gövde borulu ısı değiştiricilerinde en çok kullanılan perde biçimidir [2], [3], [8]. Bu diskin en az kalınlığı, çeşitli parametrelere göre TEMA Tabloları R-4.41 ve CB-4.41 tablolarından bulunur [1].

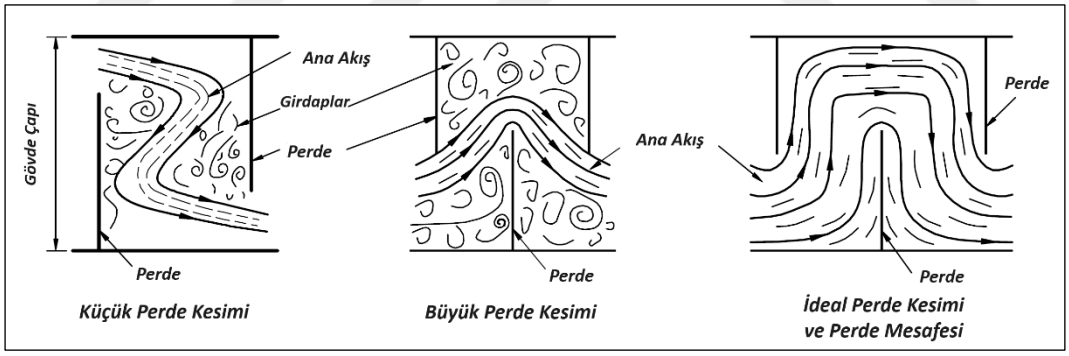
Şekil 3.15'de perde kesim mesafesi ve gövde çapı gösterilmiştir olup perde kesiminin gövde çapına olan oranına perde kesim oranı olarak adlandırılır. Perde kesim oranı azaldıkça gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ve basınç kaybı artar. Genelde, perde kesim oranları %20 ile %49 arasında değişir ve en yaygın oranlar ise %20 - %25'tir.

Gövde borulu ısı değiştirici tasarımında diğer bir önemli parametre, iki perde arasındaki boru boyunca olan mesafedir. Perdeler arası mesafe azaldıkça perde sayısının artması ile gövde tarafı ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı artmaktadır. TEMA tablosu RCB-4.52 [1], çeşitli boru dış çapları, boru malzemeleri ve karşılık gelen izin verilen maksimum sıcaklık sınırı için en fazla perde aralığı sağlar. Perdeler genellikle iki nüzul arasındadır. Giriş ve çıkış perde aralıkları, nüzulleri barındırmak için genel olarak "merkezi" perde aralığından daha büyüktür. Bunun sebebi gövde tarafı girişinde aşınmayı engellemek ve daha iyi akış dağılımı sağlamak istenmesidir.



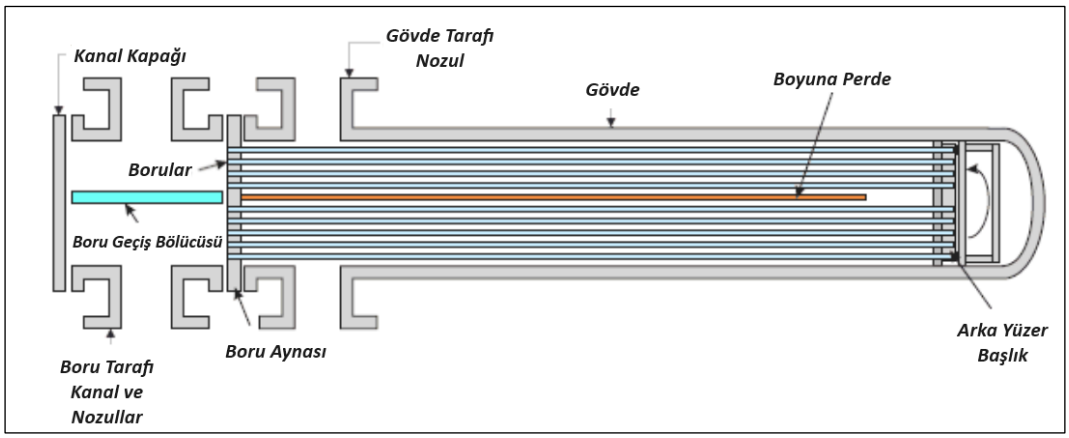
Şekil 3.15 Gövde en kesiti ve tek bölümlü perde

Gövde tarafı akış dağılımı Şekil 3.16'da [2] gösterildiği gibi, perde aralığı ve kesim oranı doğru oranda değilse kötü akış dağılımına eğilimlidir. Çok düşük veya çok yüksek bir oran, kötü akış dağılıma neden olur ve ısı transfer katsayısı yüksek basınç kaybına rağmen düşük kalır. Ayrıca kötü akış dağılımı ölü bölgeler sebebi ile kirlenmeyi hızlandırır.



Şekil 3.16 Perde kesimleri ve gövde akışlar [2]

Boyuna perdeler ise F, G ve H tipi gövde borulu ısı değiştiricilerde kullanılır ve görevleri gövde tarafı akışı eksenel olarak yönlendirmektir. Boyuna perdeler enine perde tiplerinden farklı olarak boru demetine paralel olarak uzanır. Şekil 3.17'de iki boru geçişli *F* tipi gövde borulu ısı değiştiricinin profil resmi gösterilmiştir. Ayrıca gövde tarafındaki akış yönü boru tarafı akış yönünün tersine göre ayarlandığı için iki boru geçişli *F* tipi gövde borulu ısı değiştiricisi karşı akışlı ısı değiştiricisi sınıfına girer. Fakat boyuna perde gövdeye iyi kaynaklanmaz ise oluşacak olan kaçak akımlar ısı transfer performansı azaltacaktır [2].



Şekil 3.17 F tipi STHE'nin boyuna profili [76]

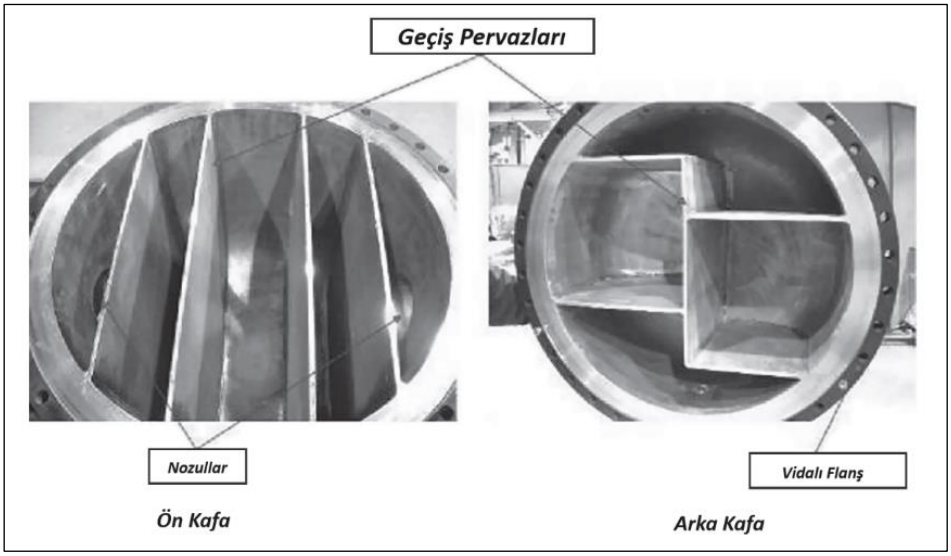
3.2.5 Ön ve Arka Kafalar

Ön ve arka kafalar boru tarafı akışkanın ısı değiştiricisine giriş ve çıkış yaptığı parçalardır. Kirletici akışkanlar ile çalışıldığında veya inceleme için sık erişim istendiğinde, kolayca çıkarılabilen bir kafa bakım maliyetlerini azaltmak için istenilir. Kafaların malzemesi dökme demir, çelik, bronz veya paslanmaz çelikten olabilir. Kafalar tipik olarak ANSI [77] flanşları ile eksenel veya teğet nozüllere sahip olabilir [2]. Çok boru geçişli gövde borulu ısı değiştiricilerde U boru tipi haricinde ön ve arka kafalarda geçiş pervazları (*pass divider*) bulunur. Şekil 3.18'de 8 boru geçişli gövde borulu ısı değiştiricisinin ön ve arka kafaları, geçiş pervazları ile birlikte gösterilmiştir.

TEMA standartlarına göre ön ve arka kafa tipleri Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Ön kafa tipinin seçimi termal gerilmelere bağlı yer değiştirmelerinden bağımsız olabilmekte ve diğer ilgili kıstaslar temizlik, bakım onarım ve boru tarafı akış basıncı ile ilgilidir. Arka kafa seçiminde ise termal genleşmeler dikkate alınır [8]. Aşağıda ön kafa tiplerine kısaca değinilmiştir.

A tipi kafa, çıkarılabilir kapaklı kanaldır ve başlığının onarımı ve değiştirilmesi kolaydır. Ayrıca, boru tesisatını bozmak zorunda kalmadan temizlik veya onarım için borulara erişim sağlar [78].

B tipi kafa, entegre kapaklıdır ve en ucuz ön kafa türüdür. Ayrıca, yüksek basınçlı görevler için A tipi kafadan daha uygundur, çünkü kafada yalnızca bir conta bulunur. Dezavantajı ise, borulara erişim elde etmek için başlığın çıkarılması amacıyla boru tesisatına müdahale edilmesini gerektirmesidir [78].



Şekil 3.18 Ön ve arka kafa geçiş pervazları [2]

B tipi kafa, entegre kapaklıdır ve en ucuz ön kafa türüdür. Ayrıca, yüksek basınçlı görevler için A tipi kafadan daha uygundur, çünkü kafada yalnızca bir conta bulunur. Dezavantajı ise, borulara erişim elde etmek için başlığın çıkarılması amacıyla boru tesisatına müdahale edilmesini gerektirmesidir [78].

C tipi kafa, boru aynasına entegre ve boru aynası ile çıkarılabilir kapaklı kanaldır. Yüksek basınç uygulamaları içindir (>100 bar). Boru tesisatını bozmadan boruya erişim sağlar, ancak boru demeti başlığın ayrılmaz bir parçası olduğu için tamir edilmesi ve değiştirilmesi zordur [78].

N tipi kafa, boru aynasına entegredir ve sadece kapaklar çıkarılabilir ancak boru demeti çıkarılamaz. Bu başlığın avantajı, borulara boru tesisatını bozmadan erişilebilmesi ve A tipi kafadan daha ucuz olmasıdır [78].

D tipi kafa, *C tipine* benzerdir**,** en pahalı ön başlık türüdür ve çok yüksek basınçlar içindir (> 150 bar). Bununla birlikte, başlık ve boru aynası gövdenin ayrılmaz bir parçası olduğu için bunların bakımı ve değiştirilmesi zordur [78].

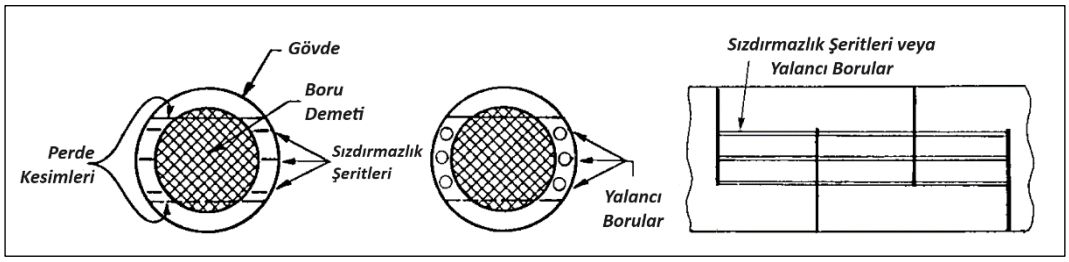
Arka kafa seçimleri ise termal gerilimlere bağlı yer değiştirmeler ile ilintilidir. Arka kafa tasarımlarında üç temel tip vardır. Bunlar sabit boru aynalı, yüzer boru aynalı ve U borulu kafa tipleridir. Aşağıda arka kafa tiplerine kısaca değinilmiştir.

Sabit boru levhalarına sahip bir gövde borulu ısı değiştiricisinde, gövde boru aynalarına kaynaklanır ve böylece contalı montaj yerleri en aza indirilir ve dolayısıyla en az bakım gerekir. Fakat temizlik için boru demetinin dışına erişim

yoktur [3]. TEMA standartlarına göre sabit boru aynalı arka kafa tipleri L, M ve N iken ön boru aynası için kullanılabilecek ön kafalar ise *A, B* ve *N* tipi kafalardır [2]. Boru demetinden gövdeye olan açıklık, tasarımlar arasında en az olanıdır, dolayısıyla demetten gövdeye baypas akışı en aza indirir. Herhangi bir sayıda boru geçişi kullanılabilir [8]. Bu düşük maliyetli seçeneğin yalnızca sınırlı termal genleşmesi vardır. Bu nedenle sabit boru aynalı ısı değiştiricileri için sıcaklık ve gösterge basınç değerleri sırası ile 315°C ve 2100 kPa'dır. Uygulamada en fazla sıcaklık farkı ise 60 °C iken genleşme körükleri bu değer 90 °C'e kadar çıkabilir [8]. Boru tarafı mekanik yöntemler ile temizlenebilir iken gövde tarafında kimyasal yöntemler kullanılabilir. Ayrıca sızdırmazlık önlemi için çift boru aynası kullanılabilir [2].

Yüzer boru aynalı arka kafa tiplerinde boru aynası gövdeye kaynaklanmaz ve arka boru aynasının termal genleşme ile hareket etmesine (*floating*) izin veren arka kafa tipleridir. TEMA standartlarındaki kafa tipleri P, S, T ve W'dur. Ön kafadaki boru aynası arka kafadaki boru aynasından biraz daha büyük olabilir. Diğer bir deyişle, arka kafadaki boru aynası küçüktür, flanş görevi görür ve kendi başlığıyla gövdeye oturur [8]. Ayrıca boru demeti temizlik için çıkarılabilir.

Yüzer kafa cıvata dairesi nedeniyle, gövdenin yakınındaki boru demetinden pek çok boru çıkarılmıştır. Bu, boru demetinden gövdeye en büyük çevresel açıklığa ve dolayısıyla boru demetinden gövdeye önemli bir baypas akışına neden olur [8]. Bu baypas akışının ısı transferine olan etkisini telafi etmek için Şekil 3.19'de gösterildiği gibi bağlantı çubukları, yalancı borular ve sızdırmazlık şeritleri kullanılabilir. Perde kesimleri arasında olan çapraz akış bölgesi her beş ile yedi boru aralığında çiftler halinde yerleştirilebilirler [8].



Şekil 3.19 Sızdırmazlık şeritleri ve yalancı borular [8]

S tipi arka kafa en yaygın olanıdır ve ancak muadil sabit boru aynalı ısı değiştiriciden daha pahalıdır [78].

P tipi arka kafa, Şekil 3.5'de görüleceği üzere dışarıdan paketlenmiş yüzer bir arka başlıktır. Sızdırmazlık kutusu, yüzer kafanın hareket etmesine izin verirken gövde tarafı akışkanını yalıtır. Tüm vidalamalar sadece dışarıdan yapıldığından bakımı kolaydır. Bu yüzer kafa ile contalardaki herhangi bir sızıntı (gövde ya da boru kenarından) dışarı doğrudur ve boru ve gövde tarafı akışkanların birbirine karışma ve kirlenme olasılığı yoktur [2]. Bu nedenle P arka kafası yüksek basınç ve zehirli akışkanlar ile kullanılmaz [8]. Ayrıca giriş ve çıkış nozulları ön kafada bulunmalıdır; dolayısıyla bu tasarım yalnızca çift sayıda boru geçişine sahip olabilir. Bu tasarımda, gövde iç çapı ile boru demeti arası açıklık 38 mm'dir ve sonuç olarak sızdırmazlık şeritleri gereklidir [8].

T tipi arka kafa, ayrı bir kapak ile gövde içindeki yüzer boru aynasına vidalanan çekmeli bir yüzer kafadır. S Arka kafasına göre demeti çıkarmak daha ucuz ve kolaydır, ancak yine de sınırsız termal genleşmeye izin verir. Bununla birlikte, yüzer kafalı kapak flanşı ve cıvata çemberi nedeniyle, boru demeti çevresinde birçok boru, boru demetinden çıkarılmıştır ve dolayısıyla belirli bir gövde çapı için en az sayıda boruyu barındırır. Bu yüzden tüm yüzer başlıklı tipler arasında en büyük demetten gövdeye açıklığa sahip olanıdır. Boru demetinden gövdeye en büyük açıklığa ve önemli bir baypas akışı ile sonuçlanır. Termal performanstaki düşüşün üstesinden gelmek için, normalde sızdırmazlık şeritleri veya yalancı borular gerekir. Ayrıca T kafa tasarımı için ideal bir uygulama, gövde tarafında geniş alan bulunan ve akış baypas akışının önemli olmadığı K tipi gövde borulu ısı değiştiricileridir [2].

Fener halkalı veya W tipi arka kafa paketlenmiş yüzer kafa Şekil 3.5'de gösterilmektedir. Burada bir sızdırmazlık halkası (*lantern ring*) boru aynasına yüzeyindedir dolayısıyla gövde ve boru tarafı flanşları arasında etkili bir sızdırmazlık sağlar. Gövde tarafı ve boru tarafı akışkanlarının karışmadan önce contalardaki herhangi bir sızıntının yerini tespit etmeye yardımcı olmak için genellikle fener halkasında havalandırma delikleri bulunur. Boru tarafında tek geçişli tasarım mümkün olmasına rağmen genellikle çift sayıda boru geçişi kullanılır. W tipi kafa, tüm yüzer kafalar arasında en düşük maliyetli tasarımdır. Sermaye maliyeti U borulu kafa tipine göre daha yüksek olmasına rağmen, işletme maliyeti daha ucuzdur. W arka kafa tipi, A, B veya C tipi ön başlık ile kullanılabilir ve düşük basınç, düşük sıcaklık ve tehlikesiz sıvılar için önerilir [2].

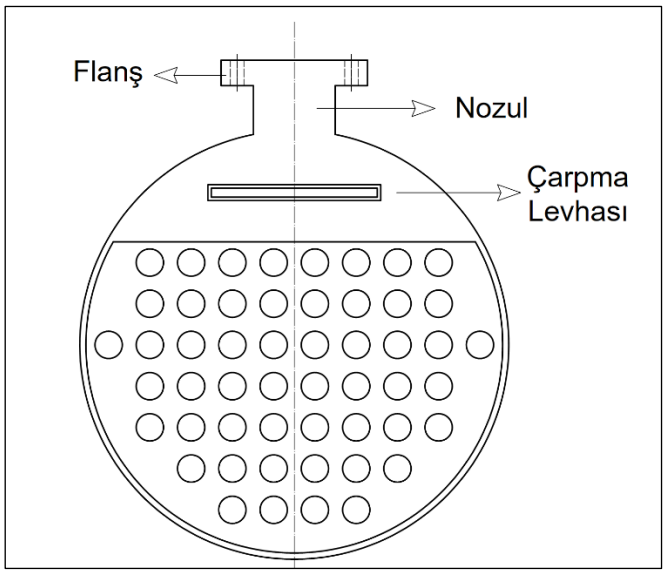
Arka kafa tipleri yerine kullanılabilecek olan ve Şekil 3.5'te gösterilen U – boru tipi en ucuz yapıdır. Bunun bir nedeni ise sadece bir boru aynasına ihtiyacının olmasıdır. Keskin U dirseği nedeniyle boru tarafı mekanik yollarla temizlenemez ve yalnızca çift sayıda boru geçişine uyum sağlanabilir, ancak termal genleşme sınırsızdır. Ayrıca yüksek basınçlara dayanıklıdır. U borulu ısı değiştiriciler A, B, C, N veya D tipi ön kafalar ile kullanılabilir [2]. Bunula birlikte, U borulu tipin eksiklikleri aşağıda sıralanmıştır: [2]

- Boruların içinden mekanik temizlik zordur; kimyasal temizlik mümkündür.
- Uzun desteksiz açıklık nedeniyle en dış sıradaki borular için U-büküm bölgesinde akış kaynaklı titreşim de bir sorun olabilir.
- Bükülme yarıçapı nedeniyle, U-boru demetleri, düz boru demetlerine kıyasla daha az ısı transfer alanına sahiptir.
- İç boruların değiştirilmesi zordur ve çoğu zaman dış katmanların çıkarılmasını veya sızdıran borunun tıkanmasını gerektirir.
- U-kıvrımlarının erozyon hasarı, yüksek boru tarafı hızıyla görülür.
- Boru tarafındaki basınç kaybı, dönüşteki ters akış nedeniyle daha fazladır.

3.2.6 Nozullar ve Çarpma Levhası

Nozullar akışkanların boru ve gövde tarafına giriş ve çıkış yaptığı flanşlı portlardır. Nozullar gövdeye ve boru tarafı akış kanallarına kaynaklanırlar. Başlıca görevi en az basınç kaybı ile akışkanları eşit olarak dağıtmak ve toplamaktır.

Yüksek hızlı bir akışkan gövdeye ilk girdiğinde, cephedeki boruların aşınmasını ve titreşimi önlemek için Şekil 3.20'de gösterildiği gibi çarpma levhası gerekli olabilir [2]. TEMA standardına göre, aşındırıcı etkilerin olan akışkanlar için çarpma levhası zorunludur [1], [2]. Ayrıca TEMA tek fazlı akışlar içinde ne zaman çarpma levhasının gerekli olduğu tayin eder. Aşındırıcı parçacıklara sahip akışkanlar için, giriş kütle akısı (ρV^2) *744 kg/m^{2}s*'yi ve temiz tek fazlı sıvılar için giriş kütle akısı (ρV^2) *2230 kg/m^{2}s*'yi aşarsa çarpma koruması gerekir [1].



Şekil 3.20 Gövde en kesiti, flanş, nozul ve çarpma levhası

3.2.7 Akış Tarafı Tayini

Gövde borulu ısı değiştiricilerde akışkanların boru veya gövde tarafına tayin edilmesi termal performans ve bakım için önemli bir konudur. Yanlış tercihler sebebi ile ısı değiştirici termal performansı düşebilir iken ekonomik ömrünü veya bakım periyodunu da kısalabilir. Aşağıda maddeler halinde gösterilen parametreler ile akış tarafları tayin edilmelidir.

- Korozyon ve Paslanma,
- Kirlenme,
- Temizlenebilirlik,
- Sıcaklık,
- Basınç,
- Basınç kaybı,
- Viskozite,
- Akış hızı,
- Zehirlilik,

Genellikle korozif, paslandırıcı, kirletici akışkanlar boru tarafına tayin edilir. Bu sayede gövde malzeme seçiminde tasarruf sağlanabilir. Ayrıca zorlayıcı akışkanlar boru tarafında daha kolay kontrol altına alınabilir. Örnek olarak korozyon için nikel ve/veya titanyum alaşımlı borular tercih edilebilir iken aşındırıcı ve kirletici akışkanların boru içi akış hızları, boru sayısı kontrol altına alınabilir. Çoğu durumda

boru tarafı temizliği gövde tarafına göre daha kolay olduğundan kirletici akışkanlar boru tarafına tayin edilerek uygun temizlik periyodları ile akışkanın kirletici özelliği ile başa çıkılabilir.

Yüksek sıcaklık ve basınçlı akışkan boru tarafına tayin edilebilir. Bu sayede, boru demeti için uygun malzeme seçimi ile gövde tarafındaki yüksek sıcaklık ve basınca dayanıklı malzeme maliyetinden kaçınılabilir. Küçük çaplı borular yüksek basınçlara dayanabilir. Ayrıca hassas basınç kayıp hesabı gereken akışkanlar için boru tarafı tayin edilebilir çünkü boru tarafı basınç kayıp hesapları gövde tarafına göre daha hassastır.

Düşük akışkan hızı ve yüksek viskoziteli akışkanların ısı transfer katsayısı düşük olmaktadır. Bu da ısı transfer performansında kısıtlayıcı bir etken olabilir. Bu akışkanları, dıştan kanatlı borular ile birlikte gövde veya halka tarafında olması termal tasarım açısından uygundur. Gövde borulu ısı değiştiricilerde, gövde tarafında daha düşük Reynolds sayılarında türbülanslı akış elde edilir [3]. Ayrıca yüksek akışkan hızları boru tarafında akış kaynaklı titreşimlere neden olmaktadır [2]. Bundan kaçınmak için yüksek debili akışkan boru tarafına tayin edilebilir.

Zehirli ve öldürücü akışkanlar, sızıntı olasılığını en aza indirmek için zehirli akışkan çift boru aynası kullanılarak boru tarafına tayin edilmelidir. Ölümcül tehlikeli operasyonlarda için imalat kodu gerekliliklerine uyulmalıdır [2].

Yukarıdaki gereksinimler çatıştığında sorunlar ortaya çıkabilir bunun üstesinde gelmek için daha maliyetli tasarımlar gerekli olabilir. Ayrıca tüm bu sorunların üstesinden gelmek için detaylı bir optimizasyon çalışması gerçekleştirilebilir.

4
BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN BOYUTSUZ TERMAL ANALİZİ

Bu bölümde borulu ısı değiştiricilerinin boyutsuz termal analizleri ele alınacaktır. Boyutsuz termal analizler ε – NTU yöntemi kullanılacak olup bu bölümde ele alınacak olan borulu ısı değiştirici tipleri, çift borulu ve gövde borulu ısı değiştiricilerdir.

Boyutsuz termal analizleri ilk olarak borulu ısı değiştiricilerin ısıl direnç ağı ve toplam ısı transfer katsayısı ifadeleri gösterilecektir. Ardından çift borulu ve gövde borulu ısı değiştiriciler için, Nusselt sayısı ve basınç kayıp korelasyonları gösterilecektir. Ardından bu tez çalışması kapsamında boru dağılım algoritması ile borulu ısı değiştiriciler için boyutsuz termal analiz modelleri geliştirilecektir. Son olarak gövde borulu ısı değiştiriciler için termal analiz ve optimizasyon vaka çalışmaları ele alınacaktır. Vaka çalışması gemilerde kullanılan ısı değiştiriciler ile ilgili olup, deniz dizel makine tatlı suyunun deniz suyu ile soğutulmasıdır.

4.1 Isıl Direnç Ağları ve Toplam Isı Transfer Katsayısı

Isı transferi yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru olan bir enerji akışı olarak tanımlanabilir. Sıcaklık farkı ise bu enerji akışının potansiyeli olarak tanımlanabilir ve doğadaki bütün akışlarda direnç kavramı söz konusudur. Belirli bir sıcaklık farkında ısı transferinin karşılaştığı direnç, ısıl direnç olarak adlandırabilir. Sıcaklık farkı ile ısı transferi doğru orantılı iken ısıl direnç ile ters orantılıdır. Denklem 4.1'de ısı transferi için sıcaklık farkı ve ısıl direnç arasındaki ilişki gösterilmiştir. Ayrıca Fourier ısı iletim kanunu ve taşınım için Newton soğuma kanunu Denklemler 4.2 ve 4.3'te gösterilmiştir.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\sum R} \tag{4.1}$$

$$\dot{Q} = -k_w A_c \frac{dT}{dx} \tag{4.2}$$

$$\dot{Q} = hA_s \Delta T \tag{4.3}$$

Denklemler 4.2 ve 4.3'te gösterilen k_w ($W/m°C$) ve h ($W/m^2°C$) sırasıyla cidar ısı iletim ve taşınım katsayılarıdır. Isı iletim katsayısı malzemeye göre farklılık gösterir iken taşınım katsayısı akış tipi, geometrisi ve rejimine bağlı olarak genellikle Nusselt sayısından elde edilir. Denklem 4.2'ye sonlu fark açılımı yapar isek, Denklem 4.4 elde edilmiş olur. Denklemler 4.2 ve 4.3'de gösterilen *w, c* ve *s* sırasıyla cidar, kesit ve yüzeyi özelliklerini işaret eder. Denklem 4.4'de gösterilen *L* cidar kalınlığıdır.

$$\dot{Q} = k_w A_c \frac{T_2 - T_1}{L} \tag{4.4}$$

Denklemler 4.3 ve 4.4'ü Denklem 4.1'deki gibi düzenlenir ise Denklemler 4.5 ve 4.6 elde edilmiş olur.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{1/(h \cdot A_s)} \tag{4.5}$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{L/(k_w A_c)} \tag{4.6}$$

Denklemler 4.5 ve 4.6'tan direnç terimlerinin Denklemler 4.7 ve 4.8'deki gibi gösterilebilir. Denklem 4.7 incelendiğinde taşınım ısıl direncinin (°C/W), taşınım ısı transfer katsayısı ve yüzey alanı ile ters orantılı olduğu fark edilebilir ve bu da beklenen bir durumdur. Denklem 4.8 incelendiğinde ısı iletim katsayısı ve kesit alanıyla iletim direncinin (°C/W) ters orantılı olduğu ve duvar kalınlığı ile doğru orantılı olduğu fark edilmektedir.

$$R_{taşınım} = \frac{1}{h \cdot A_s} \tag{4.7}$$

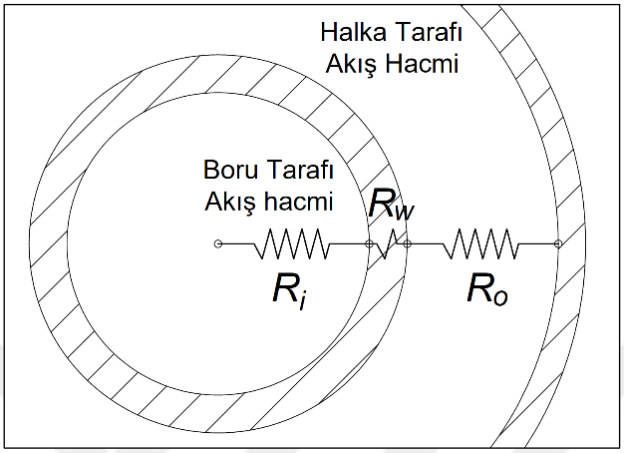
$$R_{iletim} = \frac{L}{k_w A_c} \tag{4.8}$$

Denklem 4.8 düz duvar kontrol hacmi için geçerli bir bağıntıdır. Çengel [7] silindir tipi kontrol hacimleri için Denklem 4.9'daki ısıl direnç ifadesini türetmiştir. Denklem 4.9'da gösterilen *di* ve *do* sırasıyla iç ve dış çap iken *L* ifadesi boru boyudur.

$$R_{iletim,silindir} = \frac{\ln(do/di)}{2\pi k_w L} \tag{4.9}$$

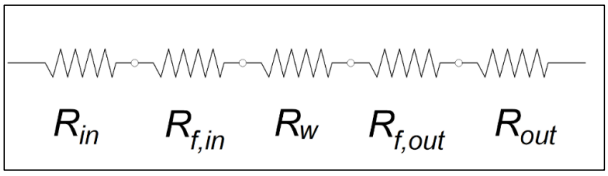
Şekil 4.1'de çift borulu ısı değiştiricinin kesit profili ve ısıl direnç ağı gösterilmiştir. Boru ve halka tarafı akışkanların tamamen temiz olduğu varsayılarak toplam direnç Denklem 4.10'da gösterilmiştir.

$$\sum_j R_j = R_i + R_w + R_o \tag{4.10}$$



Şekil 4.1 Isıl direnç ağı

Denklem 4.10'da R_i ve R_o taşınım ısıl dirençleri iken R_w ise silindirik cidarın ısı iletim direncidir. Taşınım ve iletim direnç ifadeleri Denklem 4.10'da yerlerine ikame edilir ise Denklem 4.11 elde edilir. Ayrıca iç borunun iç ve dış yüzeyinde kirlenme ile ısı transferine ek dirençler meydana gelebilir. Kirlenme ile gelen ek dirençler Şekil 4.2'de gösterildiği gibi ısıl direnç ağına eklenebilir. Ayrıca kirlenme direnci (°C/W) Denklem 4.12'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Kirlenme faktörü ile ısıl direnç ağ

$$\sum_j R_j = \frac{1}{h_{in}A_{in}} + \frac{\ln(do/di)}{2\pi k_w L} + \frac{1}{h_{out}A_{out}} \tag{4.11}$$

$$R_f = \frac{F}{A} \tag{4.12}$$

Denklem 4.12'de F ($°C/Wm^2$) kirlenme faktörüdür. Sonuç olarak kirlenme dirençleriyle birlikte oluşan toplam ısıl direnç Denklem 4.13'de gösterilmiştir.

$$\sum_j R_j = \frac{1}{h_i A_i} + R_{f,i} + \frac{\ln\left(d_o/d_i\right)}{2\pi k_w L} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o A_o} \tag{4.13}$$

Toplam ısıl direnç ile birlikte ısı transfer ifadesi Denklem 4.14'te gösterilmiştir. Denklem 4.14'de gösterilen U_o ve U_i sırasıyla halka ve boru tarafı toplam ısı transfer katsayıları iken A_o ve A_i sırasıyla silindirik borunun dış ve iç taraflarının ısı transfer yüzey alanları olmakla birlikte sırasıyla Denklemler 4.15 ve 4.16'de gösterilmiştir. Toplam ısıl direncin bir diğer ifadesi Denklem 4.17'de gösterilmiştir.

$$\dot{Q} = U_o A_o \Delta T = U_i A_i \Delta T = \frac{\Delta T}{\sum_i R_i} \tag{4.14}$$

$$A_o = \pi \cdot do \cdot L \tag{4.15}$$

$$A_i = \pi \cdot di \cdot L \tag{4.16}$$

$$\sum_i R_i = \frac{1}{U_o A_o} \tag{4.17}$$

Literatürde genellikle U_o dikkate alınarak termal analizler gerçekleştirilir. Denklem 4.13, Denklem 4.17'e dâhil edilirse, toplam ısı transfer katsayısı (U_o) Denklem 4.18'daki gibi elde edilir.

$$U_o = \left(\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o}{A_i} R_{f,i} + A_o \frac{\ln\left(do/di\right)}{2\pi k_w L} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \tag{4.18}$$

Ayrıca Denklemler 4.15 ve 4.16, Denklem 4.18'ya dâhil edilir ise toplam ısı transfer katsayısı yalın silindirik borulu ısı değiştiriciler için Denklem 4.19 gibi elde edilir.

$$U_o = \left(\frac{do}{di \cdot h_i} + \frac{do \cdot F_i}{di} + do \frac{\ln\left(do/di\right)}{2k_w} + F_o + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \tag{4.19}$$

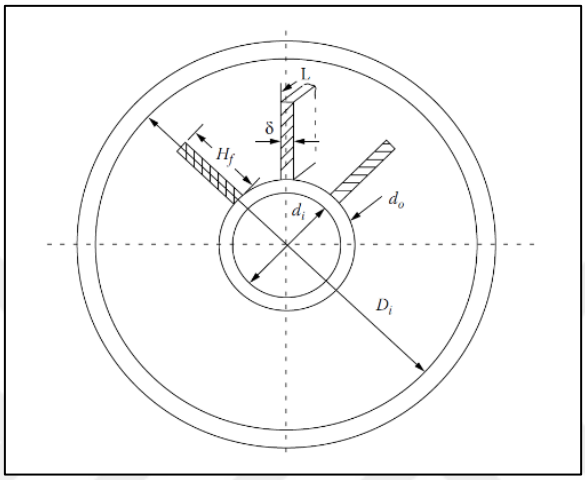
Şekiller 3.8 ve 4.3'te gösterildiği gibi dıştan kanatlı borulu ısı değiştirici ele alınırsa, halka tarafı ısıl dirençlerin güncellemesi gerekmektedir. Denklem 4.7 incelendiğinde, eğer ısı transfer yüzey alanı artarsa, taşınım ısıl direnç azalacağı fark edilmektedir. Özellikle düşük ısı transfer katsayısına sahip akış tarafındaki ısıl direnci azaltmak için kanat yapıları tercih edilir. Buna örnek olarak gaz veya buhar fazındaki akış taraflarında kanat yapıları kullanılabilir.

Denklemler 4.20 – 4.22 arasında sırasıyla kanat yüzey alanı, yalın boru alanı ve halka tarafı toplam ısı transfer yüzey alanı ifadeleri gösterilmiştir.

$$A_f = N_t N_f L\left(2H_f + d_f\right) \tag{4.20}$$

$$A_o = N_t L\left(\pi d_o - N_f d_f\right) \tag{4.21}$$

$$A_t = A_o + A_f \tag{4.22}$$



Şekil 4.3 Boru boyuna kanatlı ısı değiştirici [3]

Boru kanatlı ısı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısını elde etmek için Denklem 4.18'da A_o yerine Denklem 4.22'deki toplam alan A_t*'nin* getirilmesi düşünülebilir. Fakat kanat tabanından ucuna kadar sıcaklık sabit olmamasından ötürü kanat taban sıcaklığı dikkate alınarak kanat verim ifadesi geliştirilmiştir. Ek olarak taban alanı ve birden fazla kanat olması düşünülür ise toplam kanat verim ifadesi Denklem 4.23 olduğu gibi türetilmiştir [79].

$$\eta_t = \left[1 - \left(1 - \eta_f\right)\frac{A_f}{A_t}\right] \tag{4.23}$$

Denklem 4.23'de gösterilen η_t toplam kanat verimi iken η_f tekil kanat verimidir. Toplam kanat verimi halka tarafı taşınım ve kirlenme dirençleri ile ilişkilendirilebilir. Denklemler 4.24 ve 4.25'de ilgili ısıl dirençler gösterilmiştir.

$$R_{taşınım,kanat} = \frac{1}{h_o \cdot \eta_t \cdot A_t} \tag{4.24}$$

$$R_{f,kanat} = \frac{F_o}{A_t \cdot \eta_t} \tag{4.25}$$

Denklemler 4.24 ve 4.25, Denklem 4.18'ya dâhil edilirse, dıştan boru kanatlı ısı değiştiricilerin toplam ısı transfer katsayısı Denklem 4.26'dakı gibi elde edilir. Dikkat edileceği üzere iletim direnç terimine toplam boru sayısı eklenmiştir. Bunun nedeni ise Denklemler 4.20 ve 4.21 ısı transfer yüzey alan ifadelerinde toplam boru sayısının dâhil olmasıdır.

$$U_o = \left(\frac{A_t}{A_i h_i} + \frac{A_t F_i}{A_t} + A_t \frac{\ln\left(d_o/d_i\right)}{2\pi k_w \cdot L \cdot N_t} + \frac{F_o}{\eta_t} + \frac{1}{h_o \eta_t} \right)^{-1} \tag{4.26}$$

Akışkan çıkış sıcaklıklarının belirlenmesinde, akışkan termofiziksel özelliklerinin sabit veya değişken olması önemlidir. Denklemler 4.27 ve 4.28'de sabit termofiziksel özelliklere göre çıkış sıcaklıkları verilmiştir.

$$T_{\text{sıcak},çıkış} = T_{sıcak,\text{giriş}} - \dot{Q} \Big/ \left(\dot{m}_{sıcak}\, Cp_{sıcak} \right) \tag{4.27}$$

$$T_{\text{soğuk},çıkış} = T_{\text{soğuk,giriş}} + \dot{Q} \Big/ \left(\dot{m}_{\text{soğuk}}\, Cp_{\text{soğuk}} \right) \tag{4.28}$$

Akışkan termofiziksel özellikleri eğer değişken ise, çıkış sıcaklıkları basınç ve entalpiye göre hesaplanmalı veya çağrılmalıdır. Denklemler 4.29 ve 4.30'da akışkanların çıkış entalpileri gösterilmekte olup bu tez çalışması kapsamında akışkanların çıkış sıcaklıkları Denklemler 4.31 ve 4.32'de gösterildiği gibi çağrılır. Ayrıca bu tez çalışması kapsamında akışkanların termofiziksel özelliklerini sağlayan @CoolProp [80] kütüphanesi kullanılacaktır.

$$i_{sıcak,çıkış} = i_{sıcak,giriş} - \dot{Q} \Big/ \dot{m}_{sıcak} \tag{4.29}$$

$$i_{soğuk,çıkış} = i_{soğuk,giriş} + \dot{Q} \Big/ \dot{m}_{soğuk} \tag{4.30}$$

$$T_{\text{sıcak},çıkış} = @\ fonksiyon\left(i_{sıcak,çıkış}, P_{çıkış,sıcak} \right) \tag{4.31}$$

$$T_{\text{soğuk},çıkış} = @\ fonksiyon\left(i_{soğuk,çıkış}, P_{\text{soğuk},çıkış} \right) \tag{4.32}$$

Ortalama cidar sıcaklıkları Nusselt sayısı ve basınç kayıp bağıntılarında gerekli olabilir. Denklemler 4.33 ve 4.34'de sırasıyla ısı transfer yüzey elemanın iç ve dış

yüzey sıcaklıkları verilmiştir. Ayrıca dıştan boru kanatlı ısı değiştiriciler için ortalama cidar sıcaklığı bağıntısı Denklem 4.35'da gösterilmiştir.

$$T_{w,i} = \frac{T_{t,1} + T_{t,2}}{2} + \dot{Q}\left(\frac{1}{A_i h_t} + R_{f,t}\right) \tag{4.33}$$

$$T_{w,o} = \frac{T_{s,1} + T_{s,2}}{2} + \dot{Q}\left(\frac{1}{A_o h_s} + R_{f,s}\right) \tag{4.34}$$

$$T_{w,o} = \frac{T_{s,1} + T_{s,2}}{2} + \dot{Q}\left(\frac{1}{A_i \eta_i h_s} + R_{f,s}\right) \tag{4.35}$$

4.2 Boru Tarafı Isı Taşınım Katsayısı ve Basınç Kaybı

Boru içi tek fazlı akışlarda, ısı transfer ve basınç kaybını hesaplamak için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü bağıntıları kullanılır. Nusselt sayısını korelasyonlarını seçmek için Reynolds ve Prandtl sayısını belirlenmelidir. Sürtünme faktörü bağıntılarının seçimi için ise Reynolds sayısı belirlenmesi yeterlidir. Reynolds sayısı ayrıca akış rejimlerinin tanımlamak için de kullanılır ve akış hızına, akışkan özelliklerine ve geometriye bağlıdır. Prandtl sayısı ise sadece akışkan özelliklerine bağlı bir parametre olmakla birlikte akış momentumun, akış termal yayılımına olan oranının bir ölçüsü olarak ifade edilebilir [79].

Boru içi akış hızını veren ifade Denklem 4.36'da gösterilmiş olup akış hızının bağlı olduğu parametreler akışkan debisi ($\dot{m}_t$, kg/s) ve yoğunluğu (ρ_t, kg/m^3), boru geçiş sayısı (N_p), toplam boru sayısı (N_t) ve boru iç çapıdır (d_i). Ayrıca aşağıdaki denklemlerde gösterilen t alt indisi boru tarafını işaret eder. Reynolds ve Prandtl sayısının bağıntıları Denklemler 4.37 ve 4.38'de gösterilmiştir. Bu denklemlerde gösterilen μ_t (kg/ms) dinamik viskozite iken Denklem 4.39'deki gösterilen $C_{p,t}$ ($j/kg°C$) ve k_t ($W/m°C$) sırasıyla akışkan özgül ısısı ve iletim katsayısıdır.

$$u_t = \frac{4\dot{m}_t Np}{\rho_t \pi di^2 Nt} \tag{4.36}$$

$$\mathrm{Re}_t = \frac{\rho_t u_t di}{\mu_t} \tag{4.37}$$

$$\mathrm{Pr}_t = \frac{\mu_t Cp_t}{k_t} \tag{4.38}$$

Akışkanların termofiziksel özellikleri boru içi akışta yığın özelliklere belirlenir. Yığın özellikler akışkanın ısı değiştiricideki giriş ve çıkış yeğin özelliklerinin ortalamalarıdır. Isı değiştiricilerde akış taraflarının cidar sıcaklığı yığın sıcaklıktan farklıdır ve bu sebepten ısıl sınır tabakada akışkan özellikleri, yığın özelliklerden farklıdır. Bu durumun etkisi göstermek için Nusselt sayısı ve f sürtünme faktörü bağıntıları veya korelasyonlarına Φ katsayısı Denklemler 4.39 ve 4.40'da görüleceği üzere çarpım olarak getirilir. Fakat bu tez çalışması kapsamında Nusselt sayısı korelasyonlarında Φ katsayısı bulunmuyorsa Denklem 4.39 dikkate alınmayacaktır. Denklemler 4.39 ve 4.40'da gösterilen m ve n katsayıları, akış rejimi, akışkanın fazı ve akışkanın soğuk veya sıcak olmasına bağlı olarak Sekulic [8] veya Kakaç'ın [3] sunduğu tablolardan bulunabilir.

$$Nu_t = Nu_{t,cp}\phi^n \tag{4.39}$$

$$f_t = f_{t,cp}\phi^m \tag{4.40}$$

Denklem 4.39 ve 4.40'da gösterilen cp alt indisi akışkanların termofiziksel özelliklerinin sabit olduğunu işaret eder. Bu denklemlerde gösterilen Φ katsayıları sıvı ve gaz fazı için farklı bağıntılara sahiptir. Bu bağıntılar, sıvı ve gaz fazları için sırasıyla Denklemler 4.41 ve 4.42'de gösterilmiştir.

$$\phi = \frac{\mu_t}{\mu_w} \tag{4.41}$$

$$\phi = \frac{T_w + 273.15}{T_t + 273.15} \tag{4.42}$$

Bu tez çalışması kapsamında boru içi tek fazlı akışta Reynolds sayısına bağlı olarak kullanılacak olan Nusselt sayısı korelasyonları Denklemler 4.43 – 4.46 arasında gösterilir iken Darcy sürtünme faktörü bağıntıları ise Denklemler 4.47 – 4.51 arasında gösterilmiştir.

Eğer $Re \leq 2300$ koşulu için, Hausen'in önerdiği Nusselt sayısı korelasyonu kullanılabilir ve Denklem 4.43'de gösterilmiştir [3].

$$Nu_t = 3,66 + \frac{0.19\left(\mathrm{Re}_t \,\mathrm{Pr}_t \frac{di}{L}\right)^{0,8}}{1+0,177\left(\mathrm{Re}_t \,\mathrm{Pr}_t \frac{di}{L}\right)^{0,467}} \tag{4.43}$$

Eğer $2300 < Re \leq 10.000$ koşulu için, Gnielinski'nin önerdiği Nusselt sayısı korelasyonu kullanılabilir ve Denklemler 4.44 ve 4.45'de gösterilmiştir [3].

$$f = \left(1,58 \ln \mathrm{Re}_t - 3,28\right)^{-2} \tag{4.44}$$

$$Nu_t = \frac{f/2\left(\mathrm{Re}_t - 1000\right)\mathrm{Pr}_t}{1+12,7\left(f/2\right)^{0.5}\left(\mathrm{Pr}_t^{2/3}-1\right)} \tag{4.45}$$

Eğer $Re \geq 10.000$ koşulu için, Petukhov'nun önerdiği Nusselt sayısı korelasyonu kullanılabilir ve Denklem 4.46 gösterilmiştir [3].

$$Nu_t = \frac{f/2 \cdot \mathrm{Re}_t \,\mathrm{Pr}_t}{1,07+12,7\sqrt{f/2}\left(\mathrm{Pr}_t^{2/3}-1\right)} \tag{4.46}$$

Eğer $Re \leq 2300$ koşulu için, Darcy sürtünme faktörü Denklem 4.47 kullanılarak hesaplanabilir [7].

$$f_{t,cp} = \frac{64}{\mathrm{Re}_t} \tag{4.47}$$

Eğer $2300 < Re \leq 4000$ koşulu için, Darcy sürtünme faktörü Denklemler 4.48 – 4.50 kullanılarak hesaplanır [81].

$$A = \left(2,457 \ln\left(\left(\frac{7}{\mathrm{Re}_t}\right)^{0,9} + 0,27\frac{SR}{di}\right)^{-1}\right)^{16} \tag{4.48}$$

$$B = \left(37530/\mathrm{Re}_t\right)^{16} \tag{4.49}$$

$$f_{t,cp} = 8\left(\left(\frac{8}{\mathrm{Re}_t}\right)^{12} + \left(A+B\right)^{-1,5}\right)^{1/12} \tag{4.50}$$

Eğer $Re > 4000$ koşulu için, Darcy sürtünme faktörü Denklem 4.45 kullanılarak hesaplanır [7]. Denklem 4.51, kapalı bir denklem olup iteratif yöntemler ile çözülmelidir.

$$\frac{1}{\sqrt{f_{t,cp}}} = -2\log\left(\frac{SR/di}{3,7} + \frac{2,51}{\mathrm{Re}\sqrt{f_{t,cp}}}\right) \tag{4.51}$$

Boru tarafı taşınım katsayısı ve boru boyunca basınç kayıp bağıntıları sırasıyla Denklemler 4.52 ve 4.53'da gösterilmiştir.

$$h_t = \frac{Nu_t k_t}{d_i} \tag{4.52}$$

$$\Delta P_{t,L} = f_t \frac{L}{di} \frac{\rho_t u_t^2}{2} \tag{4.53}$$

Ayrıca iç akışlarda yerel basınç kayıp ifadeleri Denklem 4.54'da gösterildiği gibi ifade edilebilir [82]. Denklem 4.48'da gösterilen *C* katsayısı yerel kayıp çeşitlerine göre belirlenir [82], [3].

$$\Delta P_{t,yerel} = K \frac{\rho_t u_t^2}{2} \tag{4.54}$$

4.3 Halka Tarafı Isı Taşınım Katsayısı ve Basınç Kaybı

Bu tez çalışması kapsamında boru veya boru demeti üzerindeki akış tarafında eğer şaşırtma perdeleri yok ise halka tarafı olarak adlandırılacaktır.

Halka tarafı akışı için ısı taşınım katsayısı ve basınç kaybı hesaplarında boru tarafında kullanılan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü bağıntıları kullanılabilir. Bunun için karakteristik uzunluk tanımlanması gerekmektedir. Isı transfer için eşdeğer çap (D_e) tanımlanır iken Reynolds sayısı ve basınç kaybı için hidrolik çap (D_h) parametrelerinin tanımlanması gerekmektedir [3]. Denklemler 4.55 ve 4.56'da sırasıyla eşdeğer ve hidrolik çap bağıntıları verilmiştir. Bu denklemlerde gösterilen A_c halka tarafı akış kesit alanıdır.

$$D_e = \frac{4A_c}{P_h} \tag{4.55}$$

$$D_h = \frac{4A_c}{P_{wet}} \tag{4.56}$$

Denklem 4.55'de gösterilen P_h (m) ısıtılan çevre iken Denklem 4.56'da gösterilen P_{wet} (m) ıslak çevredir. Halka tarafında borular birden fazla olabileceği gibi kanatlı

yapıda da olabilir. D_e ve D_h*'nin* kanatsız boru demeti ile olan formülü Denklemler 4.57 ve 4.58'de, kanatlı boru demeti ile olan formülü Denklemler 4.59 ve 4.60'da gösterilmiştir. Bu denklemlerde gösterilen *i* ve *o* alt indisleri iç ve dış anlamları işaret eder.

$$D_e = \frac{D_i^2 - d_o^2 N_t}{d_o N_t} \tag{4.57}$$

$$D_h = \frac{D_i^2 - d_o^2 N_t}{D_i + d_o N_t} \tag{4.58}$$

Denklemler 4.51 ve 4.52'da gösterilen D_i boru demetini kaplayan görece büyük silindirin (gövde) iç çapıdır. Denklemler 4.53 ve 4.54'de gösterilen H_f, N_f ve d_f sırası ile kanat yüksekliği, kanat sayısı ve kanat kalınlığıdır.

$$D_e = \frac{4\left(\frac{\pi D_i^2}{4} - \frac{\pi d_o^2 N_t}{4} - d_f H_f N_f N_t\right)}{\left(\pi d_o + 2H_f N_f\right) N_t} \tag{4.59}$$

$$D_h = \frac{4\left(\frac{\pi D_i^2}{4} - \frac{\pi d_o^2 N_t}{4} - d_f H_f N_f N_t\right)}{\pi D_i + \left(\pi d_o + 2H_f N_f\right) N_t} \tag{4.60}$$

4.4 Gövde Tarafı Nusselt Sayısı ve Basınç Kayıp Korelasyonları

Bu tez çalışması kapsamında, gövde borulu ısı değiştiricilerin boru demeti üzerindeki akış hacmine gövde tarafı olarak adlandırılacaktır. Gövde borulu ısı değiştiricilerinin gövde tarafında Bölüm 3'de bahsedildiği gibi gövde tarafı akışı yönlendiren ve türbülansı artıran perdeler vardır. Bu nedenle gövde tarafı taşınım katsayısı ve basınç kaybı hesaplamaları için Kern yöntemi [3] veya Bell yöntemi [8] kullanılabilir. Bu iki yöntem tek bölümlü enine perdeleri dikkate almaktadır. Bu tez çalışması kapsamında boru dağılımı algoritması borulu ısı değiştiricilerin termal analizlerinde kullanılmak için geliştirilmiştir. Geliştirilen algoritma sayesinde toplam boru sayısı, boru satır sayısı ve boru demeti çapı gibi parametreler çeşitli girdi parametrelerine göre elde edilebilir. Gövde çapı, kafa tiplerine göre boru demeti çapına eklenen açıklık değeri ile belirlenebilir. Açıklık (*Cl*) bağıntıları kafa tiplerine göre Tablo 4.1'deki gösterilmiştir [83]. Tablo 4.1'de D_{otl} *(m)* boru demeti dış çap iken *Cl'*nin birimi milimetredir.

Tablo 4.1 Gövde ve boru demeti açıklık bağıntıları

	Korelasyon
Sabit Boru Aynalı ve U boru	$Cl = 10D_{otl} + 8$
Dıştan Paketlenmiş Kayar Başlık	$Cl = 38$
Bölünmüş Halka Kayar Başlık	$Cl = 27.5D_{otl} + 44.5$
Çekmeli Kayar Başlık	$Cl = 9.5D_{otl} + 83.8$

4.4.1 Kern Yöntemi

Kern yöntemi [3] ile gövde tarafı taşınım ve basınç kayıp korelasyonları, perde kesim oranı *0,25* için Denklemler 4.61 – 4.71 arası gösterilmektedir. Denklemlerde gösterilen *s* alt indisi gövde tarafını işaret eder.

$$\frac{h_s D_e}{k_s} = 0,36\,\mathrm{Re}_s^{0.55}\,\mathrm{Pr}_s^{1/3}\left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}}\right)^{0,4} \tag{4.61}$$

$$\mathrm{Re}_s = \frac{D_e G_s}{\mu_s} \tag{4.62}$$

$$\mathrm{Pr}_s = \frac{C_{p,s}\mu_s}{k_s} \tag{4.63}$$

Şekil 4.4'de gösterilen kare ve üçgen boru düzeni gösterilmiştir. Denklem 4.61'de gösterilen D_e *(m)* için gövde tarafı akışın eksenel olduğu varsayımı üzerine sırasıyla kare ve üçgen boru düzenleri için Denklemler 4.64 ve 4.65'te gösterilmiştir.

$$D_e = \frac{4P_T^2 - \pi do^2}{\pi do} \tag{4.64}$$

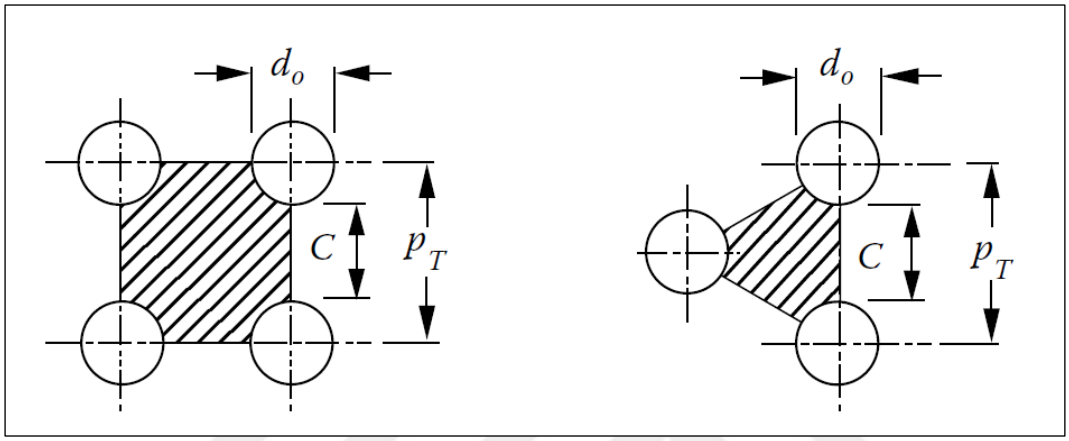
$$D_e = \frac{P_T^2\, 2\sqrt{3} - \pi do^2}{\pi do} \tag{4.65}$$

Gövde tarafı akış kesit alanı (A_c) bağıntısı Denklem 4.66'da gösterilmiştir. Denklem 4.66'da gösterilen *D* ifadesi Şekil 4.5'teki ***a*** ve ***b*** boru dağılımları için gövde iç çapı (D_s) iken ***c*** ve ***d*** boru dağılımları için gövde çapına en yakın boru sırasının

merkezinden geçen ve gövde çemberinin sınırlarındaki yatay mesafedir. Bu mesafenin analitik ifadesi Denklem 4.67'de gösterilmiştir. Denklem 4.67'de gösterilen w_p, boru geçiş pervaz genişliğidir.

$$A_c = \frac{D\left(P_T - do\right)L_b}{P_T} \tag{4.66}$$

$$D = \sqrt{D_s^2 - \left(w_p + do\right)^2} \tag{4.67}$$



Şekil 4.4 Kare ve üçgen boru düzenleri ve mesafeler [3]

Denklem 4.66'deki L_b, perde aralığı olmakla birlikte boru demeti üzerindeki perde sayısı (N_b) ve boru boyu (L) bağlı olarak Denklem 4.68'de gösterilmiştir.

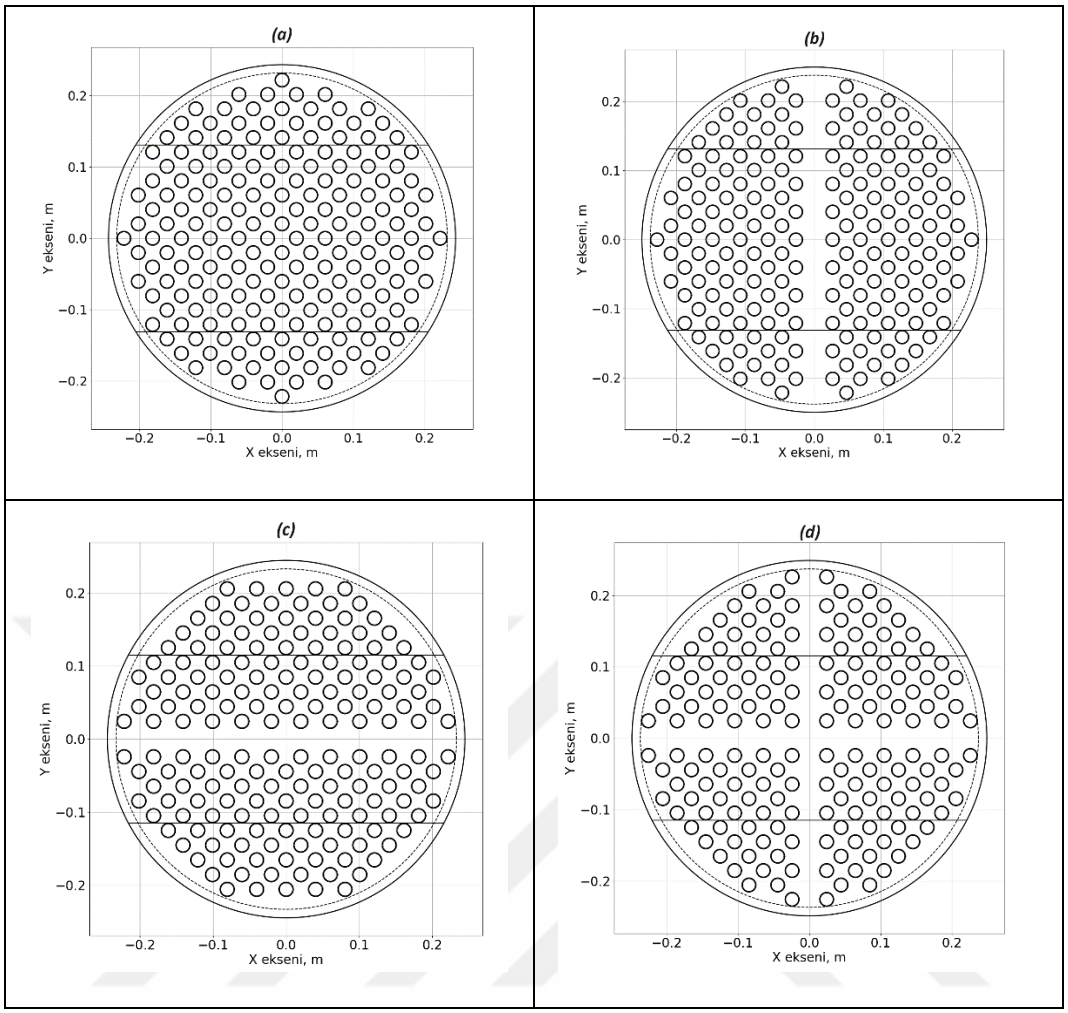
$$L_b = \frac{L}{N_b + 1} \tag{4.68}$$

Denklem 4.62'da gösterilen G_s (kg/m^2s) gövde tarafı akış akısı olmakla ile birlikte Denklem 4.69'de gösterilirmiştir. Gövde tarafı basınç kaybı bağıntısı Denklem 4.71'de gösterilmiştir.

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_c} \tag{4.69}$$

$$f_s = \exp\left(0.576 - 0.19 \ln \mathrm{Re}_s\right) \tag{4.70}$$

$$\Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 \left(N_b + 1\right) D_s}{2 \rho_s D_e} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}}\right)^{-0.14} \tag{4.71}$$



Şekil 4.5 Kare ve üçgen boru düzenlerinde örnek boru dağılımları

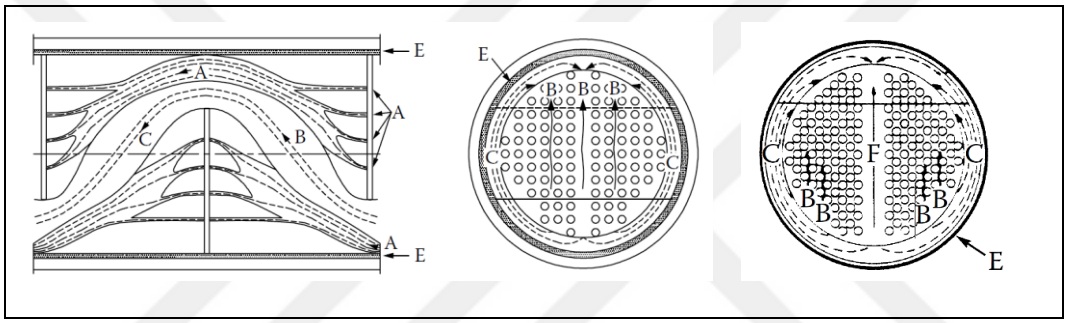
4.4.2 Bell – Delaware Yöntemi

Bell – Delaware yöntemi [8] gövde tarafındaki akışı çapraz, pencere ve kaçak – bypass akışlar olarak gruplandırır. Gövde tarafı akışın çoğunluğu boru tarafındaki gibi eksenel değildir ve iki perde aralığında çapraz akış var iken pencere bölgelerinde eksenel akışın yanı sıra muhtelif yerlerde kaçak – bypass akışlar da mevcuttur. Kaçak – bypass akışın etkileri ideal saf çapraz akıştan elde edilen ısı transfer katsayına J çarpanları olarak dâhil edilir. Şekil 4.6'da boru demeti üzerindeki gövde tarafı akışı farklı semboller ile gösterilmiştir. Bu akışların harf notasyonları ve tanımları Tablo 4.2'de tanıtılmıştır. Bell – Delaware yönteminde gövde tarafı ısı taşınım katsayısı Denklem 4.72'de gösterilmiştir.

$$h_s = h_{id} J_c J_l J_b J_s J_r \tag{4.72}$$

Tablo 4.2 Gövde tarafı akış tipleri [8]

	Akış Tanımı
A	Boru ile perde arasındaki kaçak akış
B	İki perde arasındaki çapraz akış
C	Boru demeti ve gövde arasındaki baypas akış ve pencere bölgelerinde akış
E	Perde ile gövde arasındaki kaçak akış
F	Boru demetinde geçiş bölücülerindeki Baypas akış



Şekil 4.6 Gövde tarafı akışlar [2], [84]

Denklem 4.72'de gösterilen h_{id} saf çapraz akış için ısı taşınım katsayısıdır. Bunun için Martin'nin [85] sunduğu korelasyonlar veya 30°, 45° ve 90° boru düzenleri için önerilen *Colburn j-factor* [3] korelasyonları kullanılabilir. Sekulic [8] *J* katsayıları bağıntılarını açıklamalarıyla birlikte sunmuştur. Tablo 4.3'de ise kısa *J* katsayıları için kısa tanım sunulmuştur.

Bu tez çalışması kapsamında geliştirilen boru dağılım modelinden, Bell- Delaware yöntemi için gerekli parametreler çağrılmaktadır. Bu parametreler simgeleriyle birlikte Tablo 4.4'de gösterilmektedir. Ek olarak, Tablo 4.4'de gösterilen parametreler ile pencere bölgesi düzeltme katsayısı olan J_c Denklem 4.73'deki gibi ifade edilebilir. Eğer pencere bölgelerinde boru bulunmaz ise J_c katsayısı *1* olarak alınabilir.

$$J_c = 0.55 + 0.72\, N_{t,c} / N_t \tag{4.73}$$

Tablo 4.3 J katsayı tanımları [8]

	J Katsayı Tanımları
J_c	Pencere bölgesi ile ilgili düzeltme faktörü
J_l	Boru – Perde ve Perde – Gövde kaçak akışlarla ilgili düzeltme faktörü
J_b	C ve F kaçak akımlarıyla ilgili düzeltme faktörü
J_s	Giriş ve Çıkıştaki Perde Aralığı ile ilgili düzeltme faktörü
J_r	Düşük Reynolds sayılarıyla ilgili düzeltme faktörü

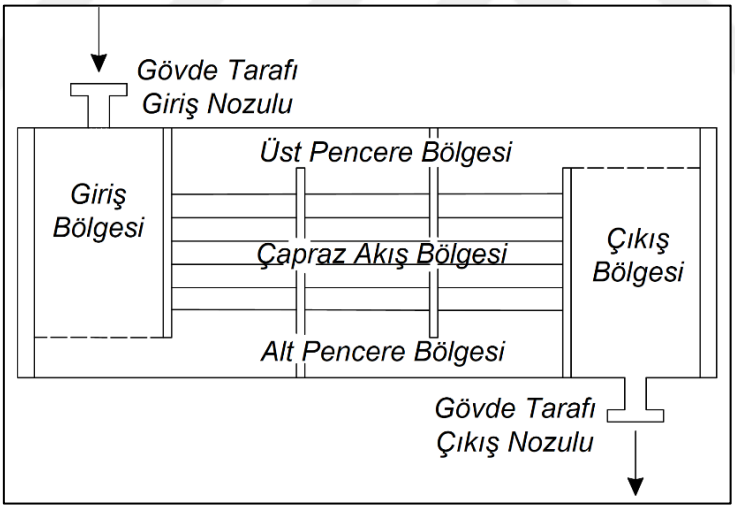
Tablo 4.4 Boru demeti parametre simgeleri

	Simge
Gövde çapı	D_s
Boru demeti dış çapı	D_{otl}
Perde kesim oranı	BCR
Toplam boru sayısı	N_t
Üst pencere bölgesi boru sayısı	$N_{t,w,up}$
Alt pencere bölgesi boru sayısı	$N_{t,w,down}$
Çapraz akış bölgesi boru sayısı	$N_{t,c}$
Toplam boru satır sayısı	N_r
Üst pencere bölgesi boru satır sayısı	$N_{r,w,up}$
Alt pencere bölgesi boru satır sayısı	$N_{r,w,down}$
Çapraz akış bölgesi boru satır satısı	$N_{r,c}$

Bu tez çalışması kapsamında perde sayısı (N_b), merkez perde aralığı ($L_{b,merkez}$) yerine tasarım parametresi olarak düşünülmüştür. Merkez perde aralığı bağıntısı Denklem 4.74'te gösterilmiştir. Denklem 4.74'de gösterilen $L_{b,giriş}$ ve $L_{b,çıkış}$ sırasıyla gövde tarafı giriş ve çıkış nozullarındaki perde aralıklarıdır.

$$L_{b,\text{merkez}} = \frac{L - \left(L_{b,\text{giriş}} + L_{b,\text{çıkış}} \right)}{N_b - 1} \tag{4.74}$$

Bell – Delaware yöntemindeki gövde tarafı basınç kaybı giriş – çıkış, pencere ve çapraz bölgesi olarak üçe ayrılır. Bu tez çalışması kapsamında, Şekil 4.7'de görüleceği üzere giriş, çıkış, alt pencere, üst pencere ve çapraz akış bölgeleri olarak 5'e ayrılmıştır. Bunun sebebi ise çarpma levhası veya akış kaynaklı titreşim sebebi ile pencere bölgelerindeki boru satır sayılarının asimetrik olarak da eksiltilmesidir. Şekil 4.8'de görüleceği üzere pencere bölgesinde boru satır sayısındaki eksiltmeler simetrik veya asimetrik olabilir. Boru satır sayısı, gövde tarafı basınç kaybı ile ilişkili olduğundan, Bell – Delaware yöntemindeki basınç kayıp korelasyonlarına bu tez çalışmasında değişiklikler yapılmıştır. Bu sayede asimetrik boru eksiltme durumlarında da Bell – Delaware yöntemi uygulanabilir hale getirilmiştir. Gövde tarafı basınç kayıp korelasyonları Denklemler 4.75 – 4.84 arasında gösterilmiştir. Bu denklemlerde yer alan ζ düzeltme faktörlerinin tanımları Tablo 4.5'te gösterilmiştir.

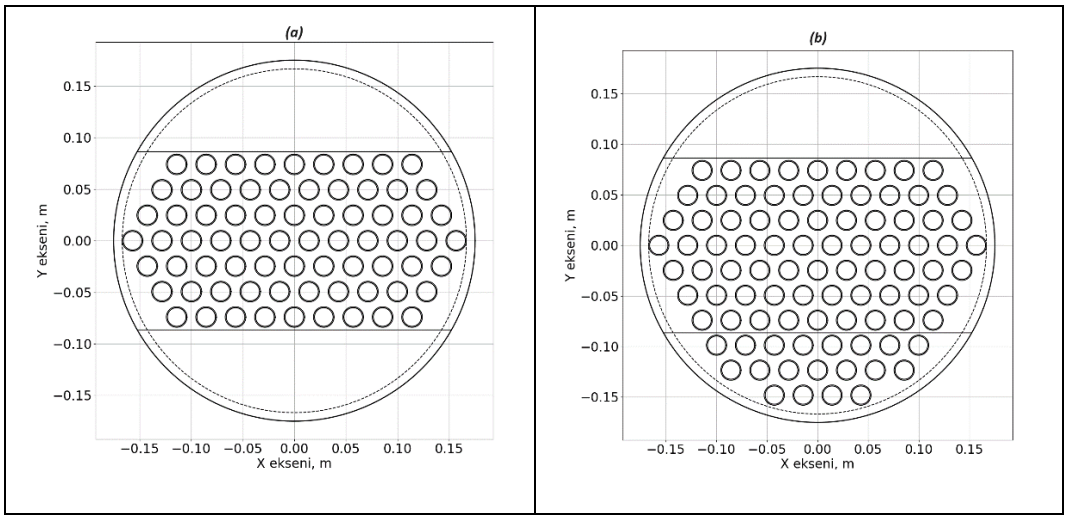


Şekil 4.7 Gövde tarafı akış bölgeleri

$$\Delta P_s = \Delta P_i + \Delta P_e + \Delta P_c + \Delta P_{w,up} + \Delta P_{w,\text{down}} \tag{4.75}$$

$$\Delta P_{id} = \frac{4 f_{id} G_s^2 N_{r,c}}{2 \rho_s} \left(\frac{\mu_{s,w}}{\mu_s} \right)^{0.25} \tag{4.76}$$

$$\Delta P_i = \Delta P_{id} \left(1 + \frac{N_{r,w,up}}{N_{r,c}} \right) \zeta_b \zeta_s \tag{4.77}$$



Şekil 4.8 Simetrik ve asimetrik boru satır eksiltmeleri

$$\Delta P_e = \Delta P_{id}\left(1+\frac{N_{r,w,\text{down}}}{N_{r,c}}\right)\zeta_b\zeta_s \tag{4.78}$$

Çapraz akış, üst pencere ve alt pencere bölge sayıları perde sayıları ile ilişkilendirilebilir. Çapraz akış bölge sayısı perde sayısının bir eksiğidir ve çapraz akış bölgesi basınç kayıp bağıntısı olan Denklem 4.79'de yer almıştır.

$$\Delta P_c = \left(N_b - 1\right)\Delta P_{id}\zeta_b\zeta_l \tag{4.79}$$

Üst ve alt pencere bölge sayıları sırasıyla $N_{b,\text{up}}$ ve $N_{b,down}$ parametreleri ile gösterilmiş olup sırasıyla üst ve alt pencere bölgesi basınç kayıp bağıntıları olan Denklemler 4.80 ve 4.81'de yer almıştır.

$$\Delta P_{w,up} = N_{b,up}\left(2+0.6N_{r,\text{w,up}}\right)\frac{G_{w,up}^2}{2\rho_s}\zeta_l \tag{4.80}$$

$$\Delta P_{w,\text{down}} = N_{b,\text{down}}\left(2+0.6N_{r,\text{w,down}}\right)\frac{G_{w,\text{down}}^2}{2\rho_s}\zeta_l \tag{4.81}$$

Eğer N_b*'nin* değeri çift sayı ise, $N_{b,up}$ ve $N_{b,down}$ bağıntısı Denklem 4.82'de gösterilmiştir.

$$N_{b,up} = N_{b,down} = N_b/2 \tag{4.82}$$

Eğer N_b*'nin* değeri tek sayı ise, $N_{b,up}$ ve $N_{b,down}$ bağıntıları sırasıyla Denklemler 4.83 ve 4.84'de gösterilmiştir.

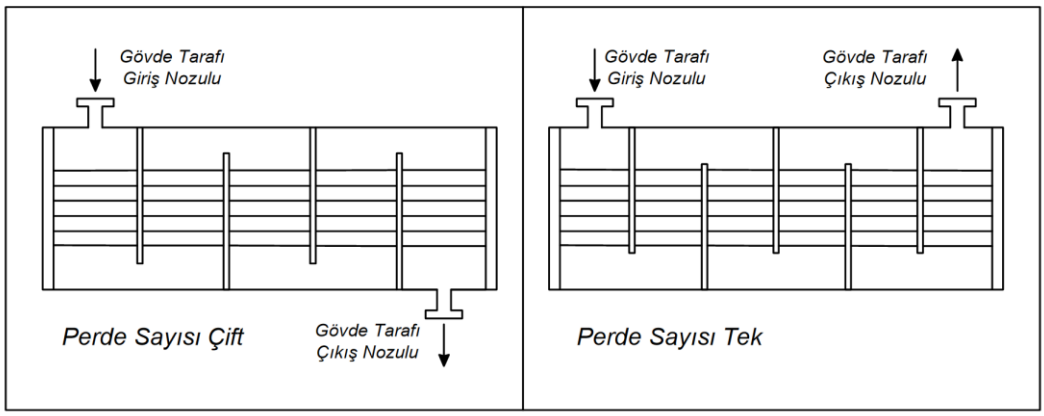
$$N_{b,up} = \left(N_b + 1\right)/2 \tag{4.83}$$

$$N_{b,\text{down}} = \left(N_b - 1\right)/2 \tag{4.84}$$

Tablo 4.5 ξ düzeltme faktörü tanımları

	ζ katsayı Tanımları
ξ_s	Giriş ve çıkıştaki farklı bölme aralığı düzeltme faktörü
ξ_b	C ve F kaçak akımları ile ilgili düzeltme faktörü
ξ_l	Boru – Perde ve Perde – Gövde arası kaçak akım düzeltme faktörü

Perde sayısı, bölme sayısı ile direkt ilgili olmakla birlikte gövde tarafı akışkanının nozul oryantasyonunu da etkilemektedir. Şekil 4.9'da perde sayısı ve gövde tarafı nozul oryantasyonu gösterilmiştir.



Şekil 4.9 Gövde nozul notasyonu

4.4.3 Diğer Gövde Tiplerinde Bell – Delaware Yöntemi

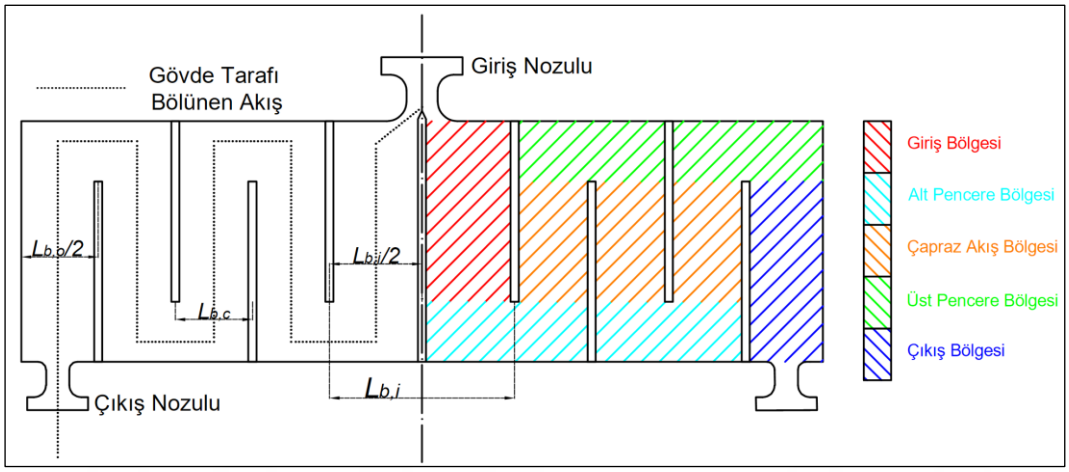
Bu tez çalışması kapsamında, Bell – Delaware yöntemi TEMA E tipi gövde haricinde TEMA J, F, G ve H tipi gövde borulu ısı değiştiriciler için de uyarlanmıştır. Her gövde tipinin kendine özel tasarım şartları vardır ve buna bağlı olarak Bell – Delaware yönteminin muhtelif kısımları değiştirilmelidir. TEMA J, F, G ve H tipi gövdelerin boyuna profil resimleri ile birlikte tasarım şartları ve modifiye edilen Bell – Delaware yöntemi bağıntıları bu bölümde ele alınacaktır.

J tipi gövde borulu ısı değiştiricisinin boyuna profil resmi ve gövde tarafı akış bölgeleri Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Bu gövde tipi, boyuna kesit düzleminden E tipi gövdenin ayna simetriği gibi olduğundan toplam perde sayısı çift olmalıdır.

Gövde tarafında akışkan ikiye ayrıldığı için sağ ve sol gövde akış tarafından sadece bir tanesi dikkate alınarak bağlı olarak Bell – Delaware korelasyonları uygulanabilir. Diğer bir deyişle debi değeri ve perde sayısının yarısı dikkate alınmalıdır. Çapraz akış ve pencere bölgelerindeki basınç kayıp korelasyonları Denklemler 4.85 – 4.88 arasında gösterilmiştir.

$$L_{b,c} = 0,5\frac{L-\left(L_{b,i}+L_{b,o}\right)}{N_b/2-1} \tag{4.85}$$

$$\Delta P_c = \left(N_b/2-1\right)\Delta P_{id}\zeta_b\zeta_l \tag{4.86}$$



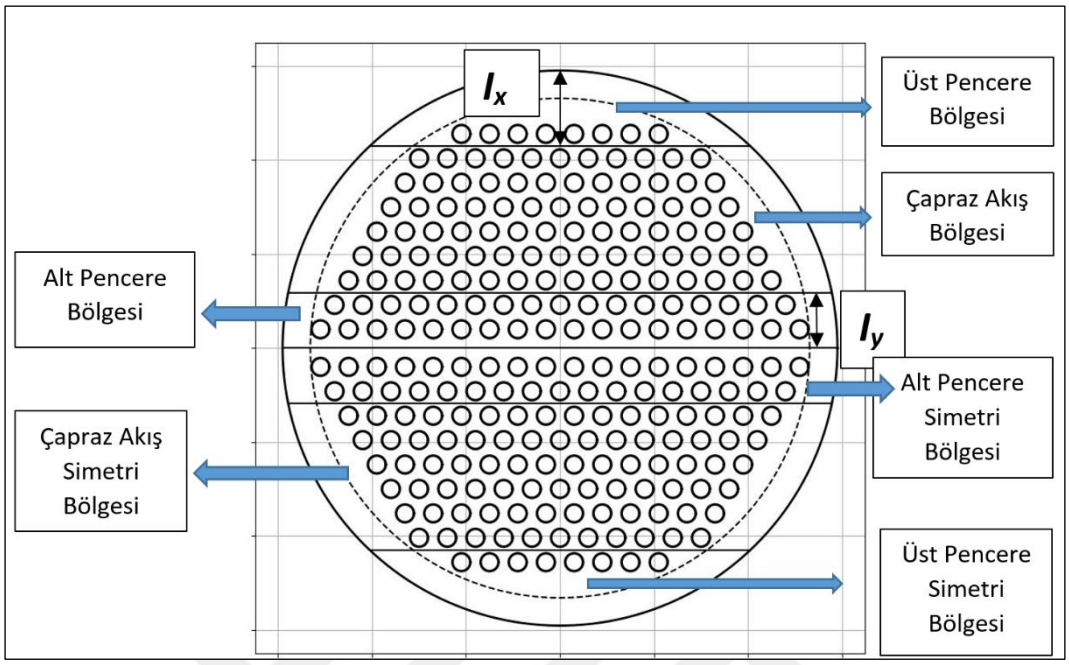
Şekil 4.10 J tipi gövde ve gövde tarafı akış bölgeleri

$$\Delta P_{w,up} = \frac{N_{b,up}}{2}\left(2+0.6N_{r,\mathrm{w,up}}\right)\frac{G_{w,up}^2}{2\rho_s}\zeta_l \tag{4.87}$$

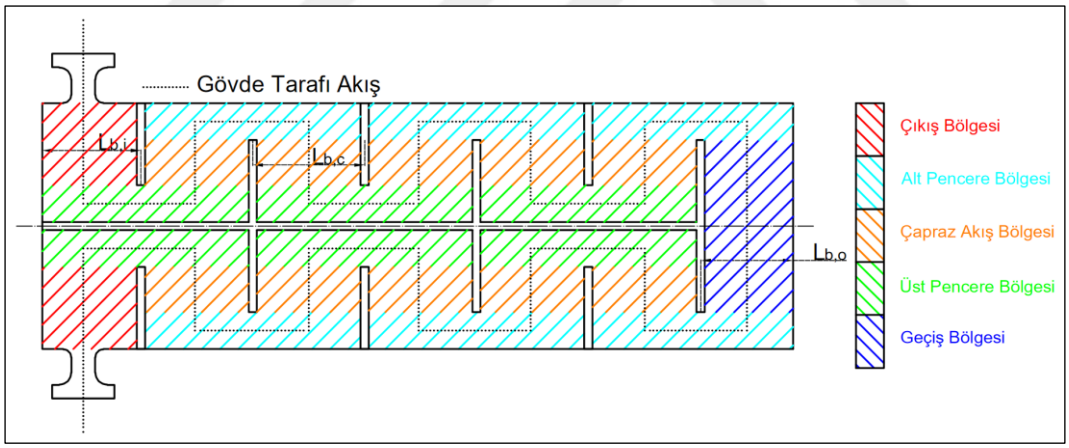
$$\Delta P_{w,\mathrm{down}} = \frac{N_{b,\mathrm{down}}}{2}\left(2+0.6N_{r,\mathrm{w,down}}\right)\frac{G_{w,\mathrm{down}}^2}{2\rho_s}\zeta_l \tag{4.88}$$

TEMA F, G ve H tipi gövde borulu ısı değiştiricilerde gövde tarafı akışı yönlendiren boyuna perde bulunmaktadır. Bell – Delaware metodunun uygulanabilmesi için perde kesim oranları, çapraz akış ve pencere bölgelerinin tanımlanması gerekmektedir. Şekil 4.11'de boyuna perdeli bir gövde borulu ısı değiştiricinin enine kesit profili, ilgili parametreleri ve akış bölgeleri tanıtılmıştır. Şekilde gösterilen I_x ve I_y parametreleri sırasıyla üst ve alt perde kesim mesafeleri olmakla birlikte perde kesim oranı Denklem 4.89'deki gibi iki sayı içeren vektör ile ifade edilebilir.

$$BCR = \left[\frac{2I_x}{D_s}, \frac{2I_y}{D_s} \right] \tag{4.89}$$



Şekil 4.11 Boyuna perdeli STHE en kesiti



Şekil 4.12 F tipi gövde ve gövde tarafı akış bölgeleri

F tipi gövde borulu ısı değiştiricisinin boyuna profil resmi ve gövde tarafı akış bölgeleri Şekil 4.12'de gösterilmiştir. Bu gövde tipinde eksenel simetri ve nozullar ters taraflarda olduğundan toplam perde sayısı dördün katı olmalıdır ve olası boru satır eksiltmeleri simetriktir. Bu gövde tipi için basınç kaybı ile ilgili bağıntılar Denklemler 4.90 – 4.96 arasında gösterilmiştir.

$$L_{b,c} = \frac{L - \left(L_{b,i} + L_{b,o} \right)}{N_b/2 - 1} \tag{4.90}$$

$$\Delta P_i = \Delta P_e \tag{4.91}$$

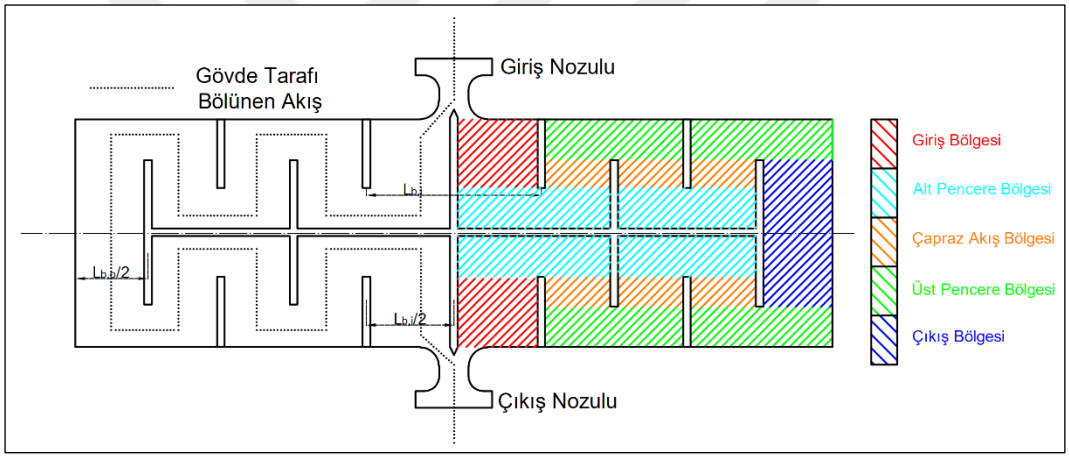
$$\Delta P_s = 2\left(\Delta P_i + \Delta P_{w,up} + \Delta P_{w,down} + \Delta P_c\right) + \Delta P_{trans} \tag{4.92}$$

$$\Delta P_{w,up} = \frac{N_b}{4}\left(2 + 0.6N_{r,\mathrm{w,up}}\right)\frac{G_{w,up}^2}{2\rho_s}\zeta_l \tag{4.93}$$

$$\Delta P_{w,\mathrm{down}} = \frac{N_b}{4}\left(2 + 0.6N_{r,\mathrm{w,down}}\right)\frac{G_{w,\mathrm{down}}^2}{2\rho_s}\zeta_l \tag{4.94}$$

$$\Delta P_c = \left(\frac{N_b}{2} - 1\right)\Delta P_{id}\zeta_b\zeta_l \tag{4.95}$$

$$\Delta P_{trans} = 2\Delta P_{id}\left(1 + \frac{N_{r,w}}{N_{r,c}}\right)\zeta_b\zeta_s \tag{4.96}$$



Şekil 4.13 G tipi gövde ve gövde tarafı akış bölgeleri

G tipi gövde borulu ısı değiştiricisinin boyuna profil resmi ve gövde tarafı akış bölgeleri Şekil 4.13'te gösterilmiştir. Bu gövde tipi, J tipi gövdede olduğu gibi gövde tarafı akış ikiye ayrılır. Eksenel simetri vardır ve nozullar ters taraflarda olduğundan olası boru satır eksiltmeleri simetriktir. Ayrıca 4 simetrik bölge olduğundan dolayı toplam perde sayısı sekizin katı olmalıdır. Bu gövde tipi için basınç kaybı ile ilgili bağıntılar Denklemler 4.97 – 4.102 arasında gösterilmiştir.

$$L_{b,c} = 0.5\frac{L - \left(L_{b,i} + L_{b,\mathrm{o}}\right)}{N_b/4 - 1} \tag{4.97}$$

$$\Delta P_s = 2\left(\Delta P_i + \Delta P_{w,up} + \Delta P_{w,down} + \Delta P_c\right) + \Delta P_{trans} \tag{4.98}$$

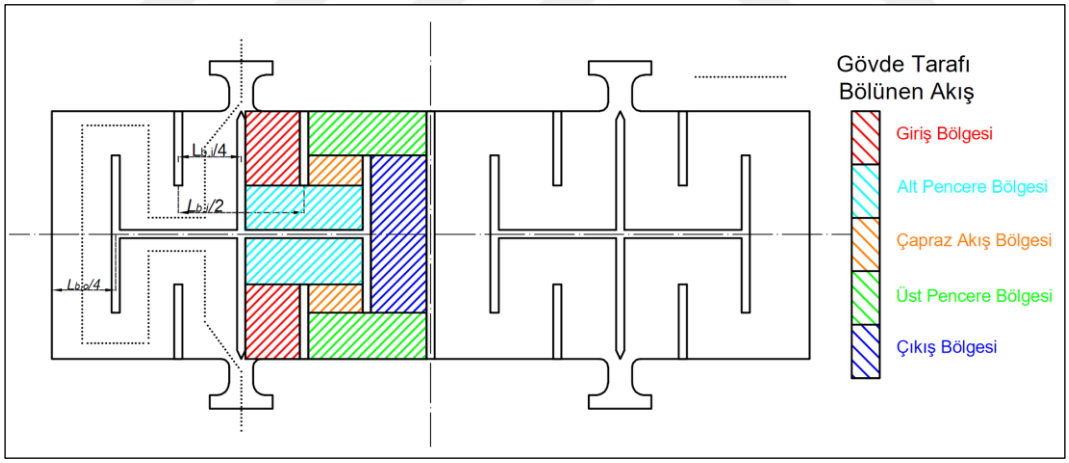
$$\Delta P_{w,up} = \frac{N_b}{8}\left(2+0.6N_{r,\mathrm{w,up}}\right)\frac{G_{w,up}^2}{2\rho_s}\zeta_l \tag{4.99}$$

$$\Delta P_{w,\mathrm{down}} = \frac{N_b}{8}\left(2+0.6N_{r,\mathrm{w,down}}\right)\frac{G_{w,\mathrm{down}}^2}{2\rho_s}\zeta_l \tag{4.100}$$

$$\Delta P_c = \frac{N_b}{8}\Delta P_{id}\zeta_b\zeta_l \tag{4.101}$$

$$\Delta P_{trans} = 2\Delta P_{id}\left(1+\frac{N_{r,w}}{N_{r,c}}\right)\zeta_b\zeta_s \tag{4.102}$$

H tipi gövde borulu ısı değiştiricisinin boyuna profil resmi ve gövde tarafı akış bölgeleri Şekil 4.14'de gösterilmiştir. Bu gövde tipinde J ve G tipi gövdelerden farklı olarak gövde tarafı akış dörtte ayrılır. Çift taraflı eksenel simetri vardır ve nozullar ters taraflarda olduğundan olası boru satır eksiltmeleri de simetriktir. Ayrıca sekiz simetrik bölge olduğundan dolayı toplam perde sayısı on altının katı olmalıdır. Bu gövde tipi için basınç kaybı ile ilgili bağıntılar Denklemler 4.103 – 4.108 arasında gösterilmiştir.



Şekil 4.14 H tipi gövde ve gövde tarafı akış bölgeleri

$$L_{b,c} = 0.25\frac{L-\left(L_{b,i}+L_{b,\mathrm{o}}\right)}{N_b/8-1} \tag{4.103}$$

$$\Delta P_s = 2\left(\Delta P_i + \Delta P_{w,up} + \Delta P_{w,down} + \Delta P_c\right) + \Delta P_{trans} \tag{4.104}$$

$$\Delta P_{w,up} = \frac{N_b}{16}\left(2+0.6N_{r,\mathrm{w,up}}\right)\frac{G_{w,up}^2}{2\rho_s}\zeta_l \tag{4.105}$$

$$\Delta P_{w,\text{down}} = \frac{N_b}{16}\left(2 + 0.6N_{r,\text{w,down}}\right)\frac{G_{w,\text{down}}^2}{2\rho_s}\zeta_l \tag{4.106}$$

$$\Delta P_c = \frac{N_b}{16}\Delta P_{id}\zeta_b\zeta_l \tag{4.107}$$

$$\Delta P_{trans} = 2\Delta P_{id}\left(1 + \frac{N_{r,w}}{N_{r,c}}\right)\zeta_b\zeta_s \tag{4.108}$$

4.5 Gövde Borulu Isı Değiştirici için Vaka Çalışması

Bu vaka çalışmasında, Ezgi'nin [86] ele aldığı deniz dizel motor soğutma sistemindeki gövde borulu ısı değiştirici termal analizi ve çok amaçlı optimizasyonu ele alınacaktır.

4.5.1 STHE Termal Analiz Vaka Çalışması

Bu vaka çalışması için gövde borulu ısı değiştiricinin tanımlı alan şartına göre çıkış sıcaklıkları ve basınç kayıp hesapları gerçekleştirilecek ve Ezgi'nin [86] sunduğu sonuçlar ile kıyaslanacaktır. Ele alınacak vaka çalışmasında akışkan özellikleri Tablo 4.6'da gösterilmiştir. Bu vaka çalışması için modellenen gövde borulu ısı değiştiricinin gövde en kesiti Şekil 4.15 ve boyuna kesiti Şekil 4.16'ta gösterilmiştir.

Vaka çalışmasında deniz suyu soğutma sistemi Şekil 4.17'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere ceket suyunun tamamı deniz suyu soğutucu olan STHE'ye gitmemektedir. Bu vaka çalışması için STHE'ye giden debi kesri *0,85* olarak kabul edilmiştir.

Soğutma suyu korozif ve kirletici olduğundan boru tarafına tayin edilmiştir. Boru malzemesi Ezgi'nin çalışmasında UNS C70600 kodlu bakır nikel alaşımdır ve boru malzemesinin iletim katsayısı 50 W/m°C'dir [87].

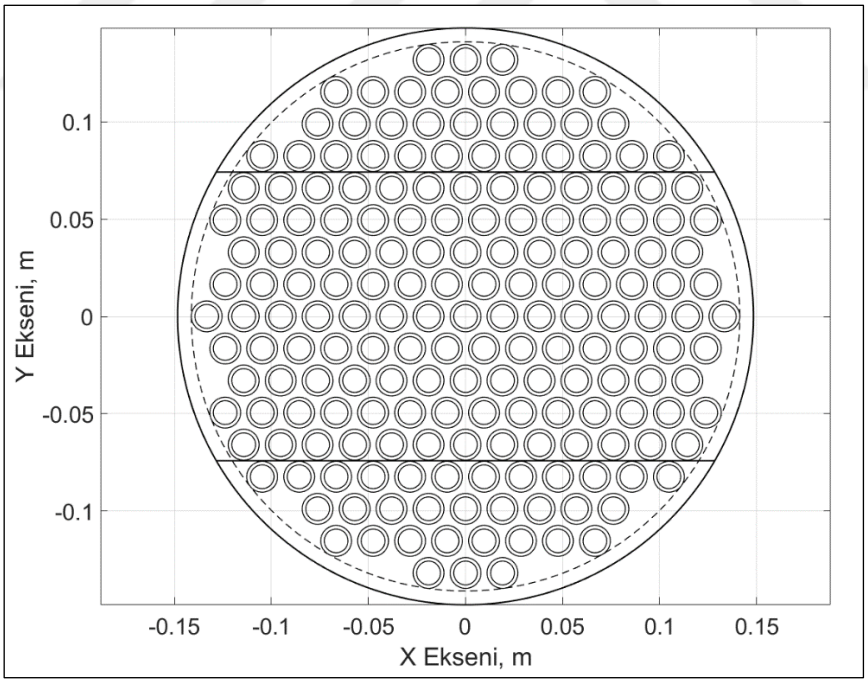
Bu tez kapsamında gövde borulu ısı değiştiricinin termal analizi için geliştirilen modelde tatlı su akışkan özellikleri CoolProp [80] kütüphanesinden çağrılır iken tuzlu su akışkan özellikleri ise MIT [88] tarafından geliştirilen kütüphaneden çağrılacaktır. Gövde tarafındaki ısı transfer ve basınç kayıp modelleri için Bell – Delaware yöntemi kullanılacaktır.

Çift borulu ve gövde borulu ısı değiştiricilerin boru tarafı toplam basınç kaybı Denklem 4.109'de gösterilmiştir [3].

$$\Delta P_t = N_s N_p \left(f_t \frac{L}{di} \phi^m + 2,5 \right) \frac{\rho_t u_t^2}{2000} \tag{4.109}$$

Tablo 4.6 Akışkan özellikleri

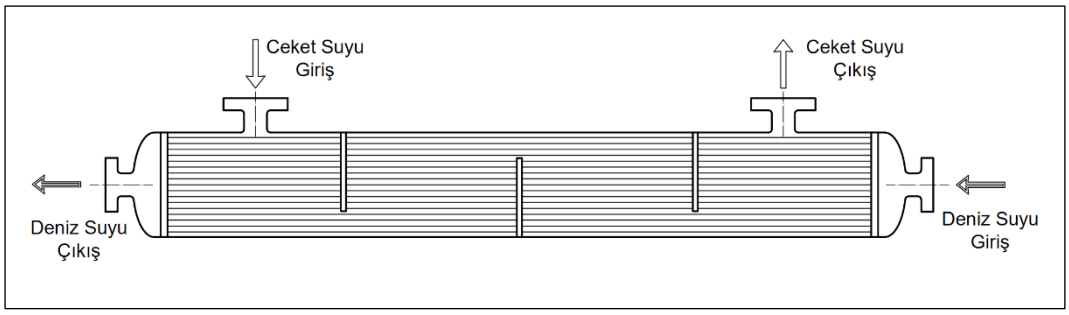
	Ceket Suyu	**Deniz Suyu**
Hacimsel Debi	$0,85 \times 85,1625 \frac{m^3}{saat}$	$136,2748 \frac{m^3}{saat}$
Giriş Yoğunluğu	$984,7773 \frac{kg}{m^3}$	$1022,2518 \frac{kg}{m^3}$
Kütlesel Debi	$19,8039\ kg/s$	$38,6964\ kg/s$
Giriş Sıcaklığı ve Basıncı	$57\ °C - 2,5\ bar$	$15\ °C - 2,5\ bar$
Kirlenme Faktörü	0	0
Tuzluluk kütle kesri	0	30×10^{-3}



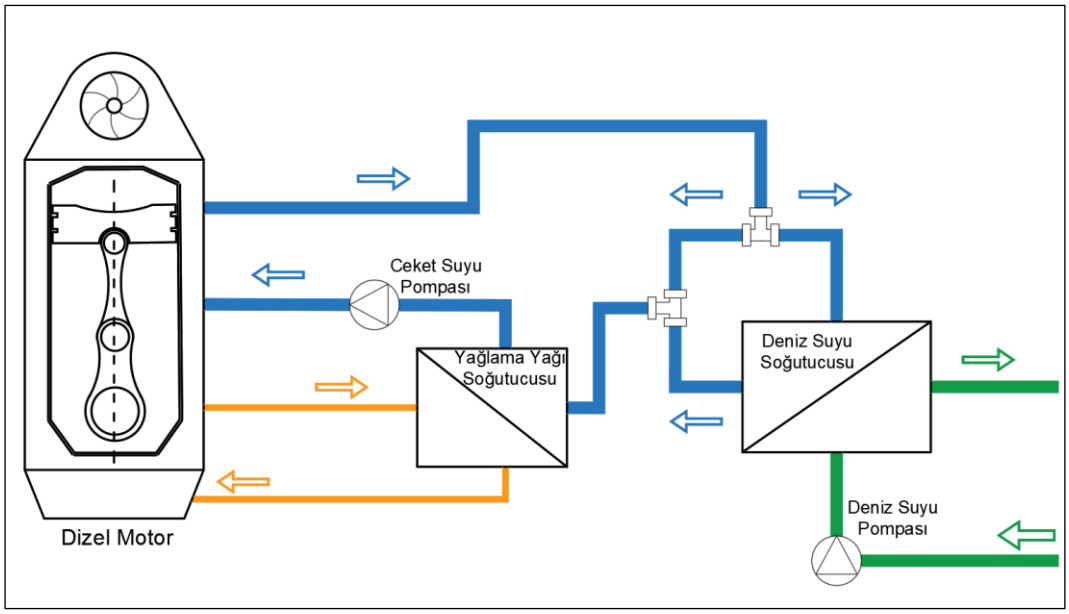
Şekil 4.15 Modellenen STHE boru demeti

Bu vaka çalışmasında Ezgi'nin [86] sunduğu STHE yapısal özellikleri ile bu tez çalışması kapsamında modellenen STHE'nin yapısal özellikleri Tablo 4.7'de gösterilmiştir. Akışkanlar arası giriş sıcaklıkları farkı 50 °C'den az olduğu için sabit

boru aynalı tasarımın var olduğu düşünülmüştür ve STHE'nin TEMA kodu AEL olarak düşünülebilir. Ayrıca giriş, çıkış ve merkezi perde aralıkları eşit kabul edilmiştir.



Şekil 4.16 STHE boyuna en kesit



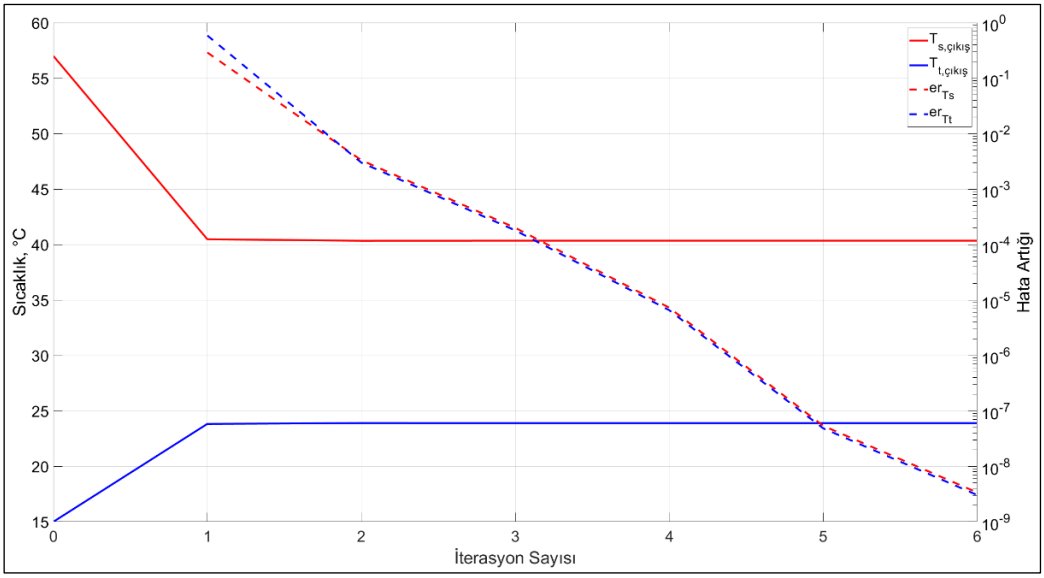
Şekil 4.17 Deniz suyu soğutma sistemi [86]

Geometrik özellikler aynı olmak üzere tanımlı alan şartında termal analiz sonuçları Şekil 4.18'de gösterilmiştir. Şekilden çıkış sıcaklıklarının iterasyonlar ile birlikte yatay bir seyir izlediği ve hata artıklarının ise kararlı bir biçimde yakınsadığı fark edilebilir. Ayrıca Tablo 4.8'de vaka çalışmasının ayrıntılı termal analiz sonuçları gösterilmiştir.

Bu vaka çalışmasında kirlenme faktörleri sıfır alınarak, STHE'nin en performanslı durumu incelenmek istenmiş ve Tablo 4.9'da görüleceği üzere sıcak akışkanın sıcaklık düşümü Ezgi'nin [86] sunduğu alt sınıra yaklaşmıştır. Bu sonuçtan oluşturulan modeller ve yapılan kabullerin tutarlı olduğu değerlendirilebilir.

Tablo 4.7 STHE yapısal özellikleri ve kıyaslanması

	[86]	**Modellenen**	**Bağıl Fark, %**
Boru İç Çapı	–	13,9745 mm	–
Boru Dış Çapı	15,8750 mm	15,8750 mm	% 0
Boru Adımı	24 mm	20 mm	% 0
Boru Sayısı	186	187	% 0,5376
Boru Açısı	30°	30°	% 0
Boru Boyu	2,0698 m	2,0698 m	% 0
Perde Aralığı	0,5 m	0,5174 m	% 0,0348
Perde Kesimi Oranı	–	0.2460	–
Perde Sayısı	–	3	–
Boru Geçiş Sayısı	1	1	
Boru Demeti Çapı	–	295,8750 mm	–
Gövde İç Çapı	305 mm	306,8338 mm	% 0,6012
Üst Pencere Boru Sayısı	–	32	–
Alt Pencere Boru Sayısı	–	32	–
Sızdırmazlık Şerit sayısı	–	0	–
Boru – Perde Açıklığı	–	0,794 mm	–
Perde – Gövde Açıklığı	–	2,946 mm	–
Boru Satır Sayısı	17	17	% 0
Üst Pencere Boru Satır Sayısı	–	4	–
Alt Pencere Boru Satır Sayısı	–	4	–



Şekil 4.18 STHE vaka çalışması için çıkış sıcaklıkları ve hata artığı

Tablo 4.8 STHE vaka çalışması ısı transfer özellikleri

	Boru Tarafı	**Gövde Tarafı**
Çıkış Sıcaklıkları, °C	23.8912	40,3465
Basınç Kayıpları, kPa	5,5218	9,23739
Re sayıları	17468,8820	15821,0316
Pr sayıları	7,2260	3,6556
Isı taşınım katsayısı, W/m²°C	5942,4694	5114,836
Isı Transferi, MW	1,3790	
Etkinlik Değeri	0,3966	
Toplam Isı Transfer Katsayısı	2457,4933	
Isıl Kapasite Oranı	0,5316	
Transfer Birim Sayısı	0,5730	
Toplam Yüzey Alanı, m²	19,3032	

Tablo 4.9 STHE vaka çalışması kıyaslama

	Model	[86]
Ceket Suyu Çıkış Sıcaklığı	40,3465 °C	40 – 55 °C
Deniz Suyu Çıkış Sıcaklığı	23,8912 °C	20,5 – 36 °C

4.5.2 STHE Optimizasyon Çalışması

Bu vaka çalışması için çok amaçlı optimizasyon, NSGA II [89] yöntemi ile Matlab [90] ortamında gerçekleştirilecektir. Matlab'nin kendi kütüphanesinde bulunan *@gamultiobj* fonksiyonu kullanılacak olup, nüfus büyüklüğü 240 olarak ayarlanmış olup, diğer ayarlar varsayılan değerlerdedir. Optimizasyon sürecindeki amaç fonksiyonları gövde borulu ısı değiştiricinin yıllık toplam maliyeti ve gövde tarafı akış hacmidir. Karar değişkenleri ise çoğunlukla STHE geometrik tasarım parametreleridir. Tablo 4.10'de karar değişkenleri alt – üst sınırlar ve tipleriyle birlikte gösterilmiştir.

Tablo 4.10 Karar değişkenleri, alt – üst sınırları ve tipleri

	Alt Sınır	**Üst Sınır**	**Tip**
Gövde ve Boru Demet Tip İndeksi	1	10	Ayrık
Boru Çap İndeksi	1	8	Ayrık
Boru Adım Oranı	1,2	2	Sürekli
Merkezdeki Boru Sayısı	8	20	Ayrık
Boru Düzeni İndeksi	1	3	Ayrık
Perde Kesim Oranı İndeksi	1	5	Ayrık
Bir Geçişteki Perde Sayısı	3	25	Ayrık
Boru Satırı Azaltma Sayısı	0	20	Ayrık
Giriş Perde Aralığı Oranı	0,1	0,30	Sürekli
Soğutma Suyu Debisi, kg/s	10	50	Sürekli

Tabloda tanıtılan indekslerin geometrik anlamları Tablolar 4.11 – 4.13 arasında gösterilmiştir. Geometrik tasarım karar değişkenlerinin yanına soğutma suyu akış debisi de karar değişkeni olarak tanımlanmıştır. Bunun nedeni ise soğutma suyu debisinin pompa devir sayısı ile değiştirilebilmesindendir.

Tablo 4.11 Gövde ve boru demet tip indeksi

İndeks	Gövde Tipi	Boru Geçiş Sayısı	Geçiş Pervaz Yönü	Boru Eksiltme Aynalama
1	E	1	-	Var
2	E	2	Paralel	Var
3	E	2	Normal	Var
4	E	4	-	Var
5	E	1	-	Yok
6	E	2	Paralel	Yok
7	J	1	-	Var
8	J	2	Paralel	Var
9	J	2	Normal	Var
10	J	4	-	Var
11	J	1	-	Yok
12	J	2	Paralel	Yok
13	F	2	Normal	Var
14	F	4	Normal	Var
15	G	1	Normal	Var
16	G	2	Normal	Var
17	G	4	-	Var
18	H	1	Normal	Var

Tablo 4.11 Gövde ve boru demet tip indeksi (Devam)

İndeks	Gövde Tipi	Boru Geçiş Sayısı	Geçiş Pervaz Yönü	Boru Eksiltme Aynalama
19	H	2	Normal	Var
20	H	4	-	Var

Tablo 4.12 Boru çap İndeksi [3]

İndeks	1	2	3	4	5	6	7	8
di, mm	5,4366	8,4069	11,2789	13,9745	17,2711	20,4462	23,6279	29,2627
do, mm	6,35	9,525	12,7	15,875	19,05	22,225	25,4	31,75

Tablo 4.13 Boru düzeni ve perde kesim oranı indeksleri

İndeks	1	2	3	4	5
Boru Düzeni	30°	45°	90°	-	-
Perde Kesim oranı	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35

Bu optimizasyon çalışması kapsamında STHE'nin boru malzemesi monel olarak kabul edilmiş olup STHE sermaye maliyeti (*IC*) Denklem 4.110'te gösterilmiştir [83].

$$IC = \delta_M \delta_P \delta_T 3,28 \times 10^4 \left(\frac{Alan}{80} \right)^{0,68} \tag{4.110}$$

Yıllık işletme maliyeti (*OC*) sadece pompalama maliyeti olarak düşünülmüş ve Denklemler 4.111 ve 4.112'de gösterilmiştir. Denklem 4.111'de gösterilen P_p pompalama gücü iken Denklem 4.112'da gösterilen *EC*, elektrik maliyeti ($/kWsaat) ve *OP* (saat), yıllık işletme saatidir.

$$P_p = \left(\frac{\Delta P_s \dot{m}_s}{\rho_s} + \frac{\Delta P_t \dot{m}_t}{\rho_t} \right) \frac{1}{\eta_p} \tag{4.111}$$

$$OC = EC \cdot OP \cdot P_p \tag{4.112}$$

Amaç fonksiyonu olan yıllık toplam maliyet Denklem 4.113'te gösterildiği gibi sermaye maliyetinin yıllık ödemesi ve yıllık işletme maliyetinin toplamından oluşur. Denklemde gösterilen *yl*, donanım ömrünü yıl cinsinden ifade eder.

$$AC = IC\frac{faiz\left(1+faiz\right)^{yl}}{\left(1+faiz\right)^{yl}-1}+OC \tag{4.113}$$

Denklemler 4.114 – 4.125'te gösterilen ekonomik parametrelerinin değerleri Tablo 4.14'de gösterilmiştir.

Tablo 4.14 Ekonomik parametreler

	Değer		**Değer**
Malzeme Katsayısı, δ_M	2,1	**Elektrik Maliyeti, EC**	0,10 $/kWsaat
Basınç Katsayısı, δ_P	1	**Yıllık İşletme Saati, OP**	6000 saat
Sıcaklık Katsayısı, δ_T	1	**Faiz**	%3
Pompa Verimi, η_P	0,65	**Ekipman Ömrü, yıl**	10

Denklem 4.114'de diğer bir amaç fonksiyonu olan gövde tarafı akış hacmi (*Hacim*, m^3) gösterilmiştir. Denklem 4.115'da ise amaç fonksiyonu cezalandırma yöntemi ile vektörel formda gösterilmiştir.

$$Vol = \frac{\pi D_s^2}{4}L \tag{4.114}$$

$$F = \left[AC, Hacim\right]+\left[500,2\right]\times\sum_{j=1}^{10}\text{maks.}\left(\left[0,g_j\right]\right) \tag{4.115}$$

Denklem 4.115'da gösterilen doğrusal olmayan kısıt fonksiyonları (g) Denklemler 4.116 – 4.125'de gösterilmiştir.

$$g_1 : L-4\le 0 \tag{4.116}$$

$$g_2 : 0,9-u_t\le 0 \tag{4.117}$$

$$g_3 : u_t-2,4\le 0 \tag{4.118}$$

$$g_4 : 0,6-u_s\le 0 \tag{4.119}$$

$$g_5 : u_s - 1,5 \leq 0 \tag{4.120}$$

$$g_6 : \Delta P_s - 100 \tag{4.121}$$

$$g_7 : \Delta P_t - 100 \tag{4.122}$$

$$g_8 : D_s - 0,65 \leq 0 \tag{4.123}$$

$$g_9 : \mathrm{L_{b,c}} - \mathrm{L_{b,i}} / n_{shell} \leq 0 \tag{4.124}$$

$$g_{10} : -2L_{b,c} + \mathrm{L_{b,i}} / n_{shell} \leq 0 \tag{4.125}$$

Denklemler 4.124 ve 4.125'te gösterilen n_{shell} parametresi gövde tipine göre değişmektedir ve değerleri Tablo 4.15'de gösterilmiştir.

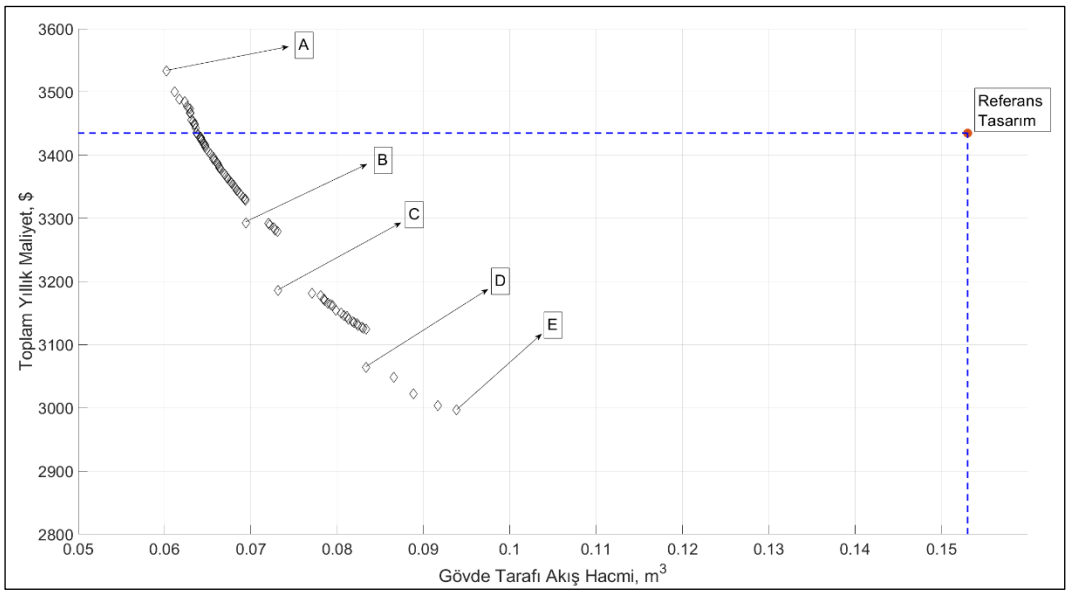
Tablo 4.15 Gövde tipleri ve n_{shell} değerleri

Gövde tipi	**E**	**J**	**F**	**G**	**H**
$\mathbf{n_{shell}}$	1	2	1	2	4

Optimizasyon süresince ısı değiştiricinin termal analizleri tanımlı sıcaklık şartına göre gerçekleştirilecektir. Tanımlı sıcaklık şartı, gövde tarafındaki gömlek suyu için tanımlanmış olup, çıkış sıcaklığı 40 °C olarak belirlenmiştir. Tanımlı sıcaklık şartında, tanımlı ε ve Cr değerlerine karşılık gelen NTU değeri gereklidir. E_1, F_2 ve E_2 tipi STHE'lerin analitik NTU bağıntıları mevcuttur ve Bölüm 2'de gösterilmiştir. F_4 tipi ve bölünmüş akışlı STHE'lerin tanımlı ε ve Cr değerlerine karşılık gelen NTU değerleri, Denklem 4.126'de gösterildiği gibi kapalı denklem oluşturulup Newton – Raphson [54] ile iteratif çözümünden bulunabilir. Denklem 4.126'de gösterilen *i* alt indisi tanımlı değeri gösterir iken NTU değeri hata artığını sıfıra yakınsatan değer olmalıdır.

$$Hata\ Artığı\left(NTU\right) = \varepsilon_i - Etkinlik\left(NTU, Cr_i\right) \tag{4.126}$$

F_4 tipi STHE'nin etkinlik bağıntısı Bölüm 2'de gösterilir iken G_4 ve H_4 tipi STHE'lerin haricindeki bölünmüş akışlı ısı değiştiricilerin termal etkinlik bağıntıları literatürde mevcuttur [10], [11], [12], [15]. Bu tez çalışması kapsamında G_4 ve H_4 tipi STHE'lerin NTU ve Cr'ye bağlı etkinlik değerleri Bölüm 5'te nümerik olarak elde edilmiş olup bu optimizasyon çalışmasına dahil edilmiştir.



Şekil 4.19 STHE'nin çok amaçlı optimizasyonu, Pareto cephesi

Çok amaçlı optimizasyon sonucu olan Pareto cephesi, referans tasarımda dahil olmak üzere Şekil 4.19'da gösterilmiştir. Şekilden anlaşılacağı üzere her iki amaç fonksiyonunda da iyileşmeler görülmektedir. Yıllık toplam maliyet için %12,74 iyileşme var iken gövde tarafı akış hacminde ise %60,65'lik bir iyileşme söz konusudur. Pareto cephesindeki A, B, C, D ve E çözümlerinin karar değişkenleri ve amaç fonksiyonları Tablo 4.16'da gösterilmiştir. Ayrıca Pareto cephesindeki optimal çözümlerin geometrik ve termo – ekonomik parametreleri sırasıyla Tablolar 4.17 ve 4.18'de gösterilmiştir.

Pareto cephesinde gösterilen A, B, C, D ve E çözümlerinin gövde en kesitleri Şekil 4.20'de gösterilmiştir. Ayrıca Tablolar 4.16 - 4.18'de gösterilen sonuçlardan STHE hacmi büyüdükçe yıllık toplam maliyet ve toplam basınç kayıplarının azaldığı fark edilmektedir.

Tablo 4.16 Karar değişkenleri ve amaç fonksiyonları

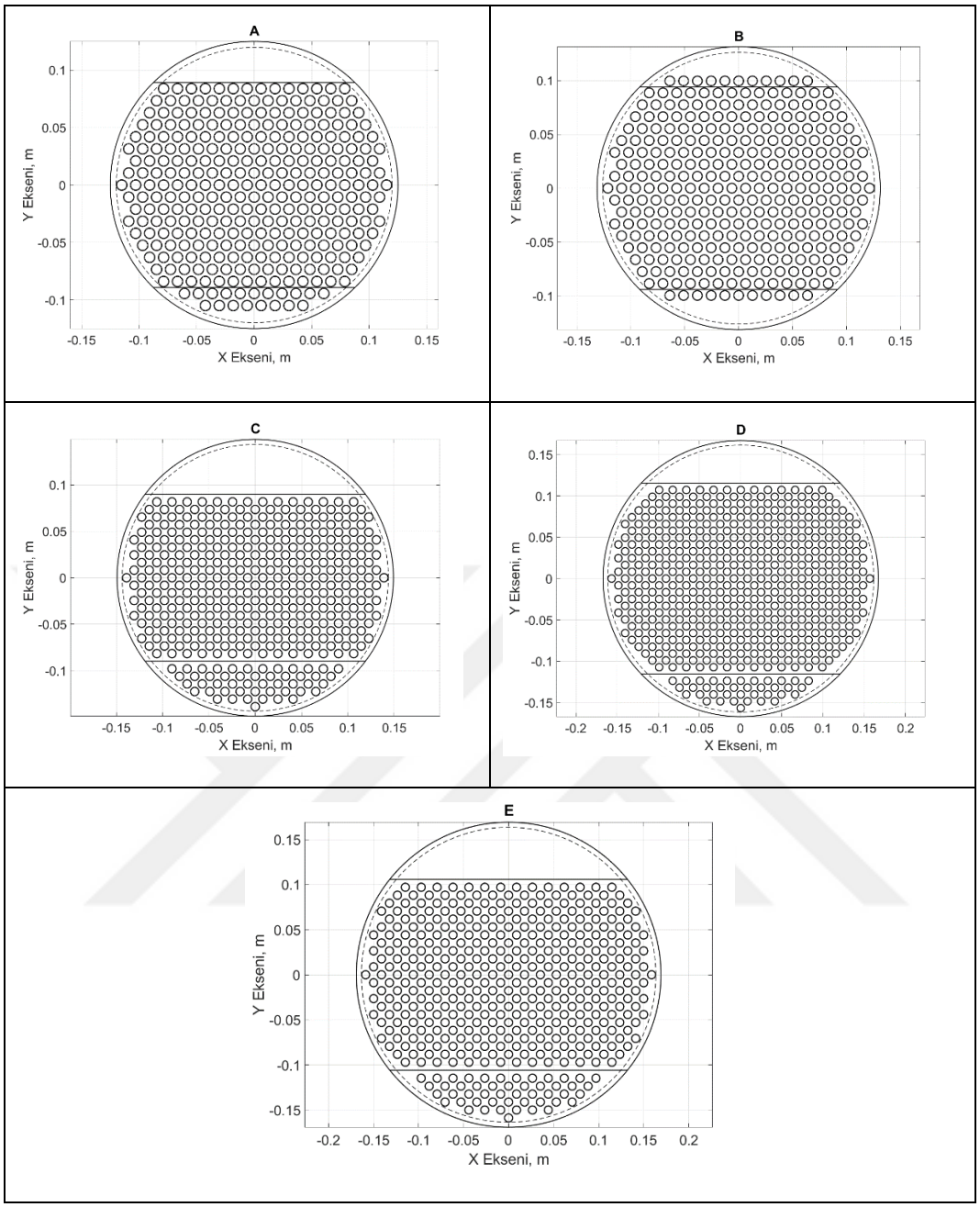
	A	**B**	**C**	**D**	**E**
X_1	5	1	5	5	5
X_2	2	2	2	2	2
X_3, PR	1,2721	1,3414	1,2134	1,2256	1,3103
X_4, Nd	20	20	18	20	19
X_5	1	1	2	2	2
X_6	1	1	2	1	2
X_7	4	4	3	3	3
X_8	7	1	4	7	7
X_9, $L_{bi,r}$	0,2007	0,2024	0,2906	0,2614	0,2534
X_{10} $\dot{m}_t$, kg/s	41,1301	38,9026	49,0372	43,4372	44,6227
AC, $	3533,1230	3292,7631	3185,9762	3064,1065	2997,0377
Vol, m^3	0,0602	0,0695	0,0732	0,0834	0,0938

Tablo 4.17 Optimal çözümlerin geometrik parametreleri

	A	**B**	**C**	**D**	**E**
Gövde Tipi	*E*	*E*	*E*	*E*	*E*
D_s, m	0,2501	0, 2628	0,2983	0,3344	03385
L, m	1,1566	1,2063	0,9900	0,8955	0,9825
N_t	311	314	385	499	434
N_r	19	19	27	32	29
Boru Düzeni	30°	30°	45°	45°	45°
PR	1,2721	1,3414	1,2134	1,2256	1,3103
Np	1	1	1	1	1
di, mm	8,4069	8,4069	8,4069	8,4069	8,4069
do, mm	9,5250	9,5250	9,5250	9,5250	9,5250
$N_{r,w,up}$	0	1	0	0	0
$N_{t,w,up}$	0	11	0	0	0
$N_{r,w,down}$	2	1	6	5	6
$N_{t,w,down}$	19	11	49	37	49
$N_{r,c}$	19	17	27	27	23
$N_{t,c}$	292	292	336	462	385
BCR	0,1434	0,1421	0,1986	0,1544	0,1871
N_b	4	4	3	3	3
$L_{b,i}$ ve $L_{b,o}$, m	0,2321	0,2442	0,2877	0,2340	0,2490
$L_{b,c}$, m	0,2308	0,2393	0,2073	0,2137	0,2422

Tablo 4.18 Optimal çözümlerin termo – ekonomik parametreleri

	A	B	C	D	E
$\dot{m}_t$, kg/s	41,1301	38,9026	49,0372	43,4372	44,6227
$T_{t,çıkış}$, °C	23,0432	23,5014	21,7457	22,6123	22,4104
ΔP_t, kPa	16,4093	14,8868	14,0567	6,5002	9,3584
u_t, m/s	2,3327	2,1854	2,2462	1,5353	1,8134
$T_{s,çıkış}$, °C	40	40	40	40	40
ΔP_s, kPa	38,3816	26,7828	15,9150	15,9618	9,9729
u_s, m/s	1,3694	1,0895	1,1369	0,9497	0,6613
U_o, W/m^{2}K	4208,1704	4023.9595	3892,4922	3363,9897	3514,1680
Alan, m^2	10,7633	11,3342	11,4053	13,3712	12,7592
Etkinlik	0,4050	0,4049	0,4049	0,4049	0,4048
NTU	0,5813	0,5853	0,5697	0,5773	0,5754
Cr	0,4708	0,4977	0,3949	0,4458	0,4339
IC, $	17608	18238	18316	20407	19767
OC, $	1533	1187	1080	639	661



Şekil 4.20 Optimal çözümlerin STHE en kesitleri

5
BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN AYRIK TERMAL ANALİZİ

Isı değiştiricilerde transkritik akış, iki fazlı akış veya sıkışma noktası (*pinch point*) tahmini için ayrık termal analizler gereklidir. Ayrık analizlerin en bilinenlerden bir tanesi hesaplamalı akışlar dinamiği yöntemi olduğu düşünülebilir. Fakat hesaplama süresi, boyutsuz analizlere göre kıyaslanamayacak kadar yüksek olduğundan bilinen geometri ve akış tipleri için her zaman tercih edilmeyebilir.

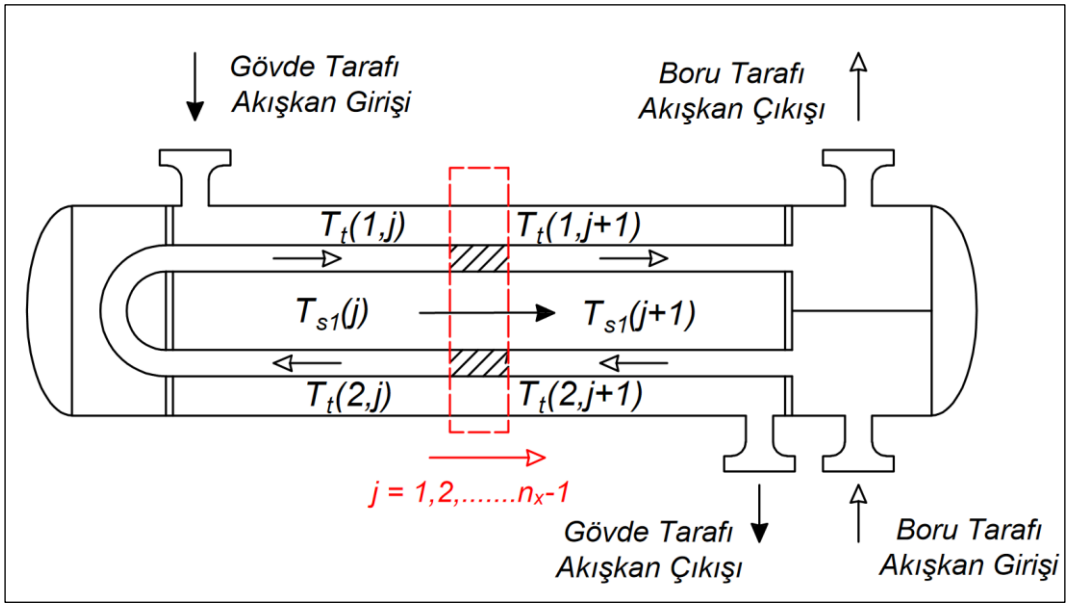
Bu tez çalışması kapsamında ayrık alt ısı değiştiriciler (DSHE) yöntemini tanıtılacaktır. Bu yöntem sayesinde hesaplama süreleri daha uygun olmakla beraber akışkan özelliklerindeki değişimler termal analize dâhil edilebilir. Ayrıca ısı değiştirici boyunca sıcaklık profilleri elde edilebilir veya karmaşık akış desenlerine sahip ısı değiştiricilerinin etkinlik değerleri yalnızca temel akış desenlerine dayalı olarak nümerik modeller ile hesaplanabilir.

Bu bölümde ilk olarak, farklı gövde tipleri sahip STHE'ler için, eksenel akışlara dayalı bir boyutlu ayrık modellemesi ele alınacaktır. Bir boyutlu DSHE'de boyutsuz sayılar olan NTU ve Cr değerleri tanımlanarak, sıcaklık profilleri, hata artıkları, etkinlik değerlerinin nümerik türetimi ve duyarlılık analizleri gösterilecektir. Son olarak bir boyutlu DSHE yöntemi ile transkritik akışı ele alan örnek vaka çalışması ele alınıp sonuçları, ε – NTU yöntemi ile kıyaslamalı olarak sunulacaktır.

Gövde borulu ısı değiştiricilerin akış deseni, çapraz akışlı ısı değiştirici ağı olarak da tanımlanabilir. Bu bölümde, diğer bir temel akış deseni olan çapraz akışı dikkate alan iki boyutlu DSHE yöntemi tanıtılacaktır. Ardından tanımlı NTU, Cr ve perde sayılarında gövde borulu ısı değiştiricilerin sıcaklık profilleri, hata artıkları, etkinlik değerlerinin nümerik türetimi ve duyarlılık analizleri gösterilecektir. Son olarak Bölüm 4'te ele alınan termal analiz vaka çalışması iki boyutlu DSHE yöntemi ile ele alınacak olup termal analiz sonuçları ε – NTU yöntemi ile kıyaslamalı olarak sunulacaktır.

5.1 E Tipi STHE için Bir Boyutlu DSHE Yöntemi Uygulaması

İki boru geçişli E tipi gövde borulu ısı değiştiriciye (E_2 STHE) uygulanan DSHE'nin nümerik şeması Şekil 5.1'de gösterilmiştir. Şekil 5.1'de görüleceği üzere paralel ve karşı akış desenlerine sahip alt ısı değiştirici çifti taralı olarak gösterilmektedir. Analiz başlangıcında sıcaklık vektörlerinin değerleri bilinmediğinden dolayı alt ısı değiştirici çiftlerine, ε – NTU yöntemi iteratif olarak uygulanmalıdır. Bu ayrık analiz yöntemi, eksenel akış desenleri olan paralel ve karşı akışları temel almaktadır. Bu sayede paralel ve karşı akışın ε – NTU bağıntıları kullanılarak daha karmaşık akış desenine sahip bir STHE'nin sıcaklık profili ve etkinlik değeri nümerik olarak hesaplanabilir.



Şekil 5.1 E_2 STHE'nin DSHE nümerik şeması

Bu ayrık analiz yönteminde yapılan kabuller aşağıda gösterilmiştir. Bunlar:

- Sürekli akış rejimi,
- Çevreye ısı kaybı ve boru boyunca ısı iletimi ihmal,
- Isı transfer yüzey alanı her bir ısı değiştirici için eşit,
- Toplam ısı transfer katsayısı boru boyunca sabit,
- Akışkan özellikleri dolayısıyla ısıl kapasite oranları sabit,
- Akış desenleri eksenel dir,

Şekil 5.1'de gösterilen n_x, j, T_t *ve* T_s sırasıyla toplam düğüm sayısı, indeks, boru ve gövde tarafı sıcaklık vektörleridir. Sıcaklık vektör değerlerinin belirlenmesi için alt ısı değiştirici çiftlerine iteratif olarak Denklemler 5.1 – 5.10 uygulanır.

$$c_{\min} = \min\left[\left(C_t, \mathrm{C_s}\right)\right] \tag{5.1}$$

$$c_{\max} = \max\left[\left(C_t, C_s\right)\right] \tag{5.2}$$

$$c_r = \frac{c_{\min}}{c_{\max}} \tag{5.3}$$

$$ntu = \frac{UA}{2\left(n_x - 1\right)c_{\min}} \tag{5.4}$$

$$\varepsilon_{\mathrm{p}} = \frac{1 - \exp\left[-ntu\left(1 + c_r\right)\right]}{1 + c_r} \tag{5.5}$$

Eğer $c_r = 1$ ise karşı akışlı akış deseni için etkinlik bağıntısı Denklem 5.6'da gösterilmiştir.

$$\varepsilon_c = \frac{ntu}{1 + ntu} \tag{5.6}$$

Eğer $c_r \neq 1$ ise karşı akışlı akış deseni için etkinlik bağıntısı Denklem 5.7'de gösterilmiştir.

$$\varepsilon_c = \frac{1 - \exp\left[-ntu\left(1 + c_r\right)\right]}{1 - c_r \exp\left[-ntu\left(1 + c_r\right)\right]} \tag{5.7}$$

$$\dot{Q}_{p,i} = \varepsilon_p c_{\min}\left(T_s\left(j\right) - T_{\mathrm{t}}\left(1, j\right)\right) \tag{5.8}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{c},i} = \varepsilon_c c_{\min}\left(T_s\left(j\right) - T_t\left(2, j+1\right)\right) \tag{5.9}$$

$$\dot{Q}_j = \dot{Q}_{\mathrm{p,j}} + \dot{Q}_{\mathrm{c,j}} \tag{5.10}$$

Alt ısı değiştirici çiftlerine ısı transferleri belirlendikten sonra çıkış sıcaklıkları Denklemler 5.11 – 5.13'te gösterilmektedir.

$$T_s\left(j+1\right) = T_s\left(j\right) - \frac{\dot{Q}_i}{C_s} \tag{5.11}$$

$$T_t(2,j) = T_t(2,j+1) - \frac{\dot{Q}_{c,j}}{C_t} \tag{5.12}$$

$$T_t(1,j+1) = T_t(1,j) - \frac{\dot{Q}_{p,i}}{C_t} \tag{5.13}$$

E_2 STHE için boru tarafında sınır şartı olarak Denklem 5.14'de gösterilen ifade uygulanabilir. Diğer bir deyişle, boru veya boruların *U* dönüşünde alt ve üst sıcaklık noktaları birbirine eşittir.

$$T_t(1,1) = T_t(2,1) \tag{5.14}$$

Her bir alt ısı değiştirici çiftinin çıkış sıcaklıkları hesaplandıktan sonra, E_2 STHE'nin etkinliği nümerik olarak Denklemler 5.15 - 5.19 kullanılarak bulunabilir.

$$\Delta T_{max} = T_{s,giriş} - T_{t,giriş} \tag{5.15}$$

$$\dot{Q}_t = C_t\left(T_{t,çıkış} - T_{t,giriş}\right) \tag{5.16}$$

$$\dot{Q}_s = C_s\left(T_{s,giriş} - T_{s,çıkış}\right) \tag{5.17}$$

$$\dot{Q} = 0.5\left(\dot{Q}_t + \dot{Q}_s\right) \tag{5.18}$$

$$\varepsilon_{num} = \frac{\dot{Q}}{C_{min}\Delta T_{max}} \tag{5.19}$$

E_2 STHE'nin etkinlik bağıntısı Bölüm 2'de gösterilmiştir. Böylece analitik hata artığı Denklem 5.20 gösterildiği gibi tanımlanabilir. Ayrıca birinci yasa, boru tarafı çıkış sıcaklığı ve gövde tarafı çıkış sıcaklığı hata artıkları sırasıyla Denklemler 5.21 – 5.23'de gösterilmiştir. Bu denklemlerde gösterilen *k* üst indisi iterasyon sayısıdır.

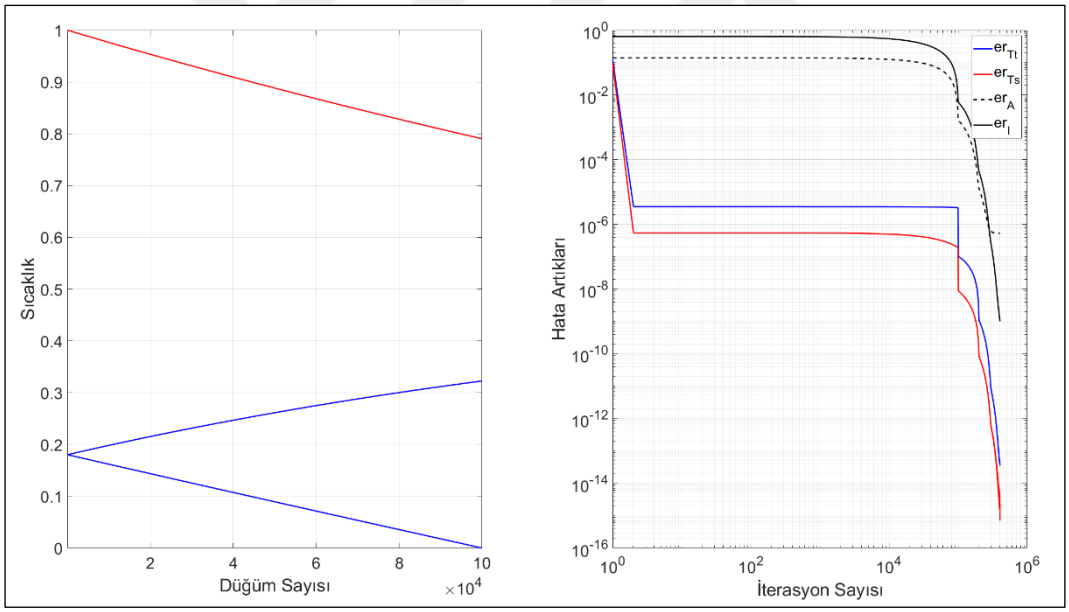
$$e_{r,analitik} = \frac{\left|\varepsilon_{num}^{k} - \varepsilon_{analitical}\right|}{\varepsilon_{analitical}} \tag{5.20}$$

$$e_{r,I} = \frac{\left|\dot{Q}_t^{k} - \dot{Q}_s^{k}\right|}{\dot{Q}_s^{k}} \tag{5.21}$$

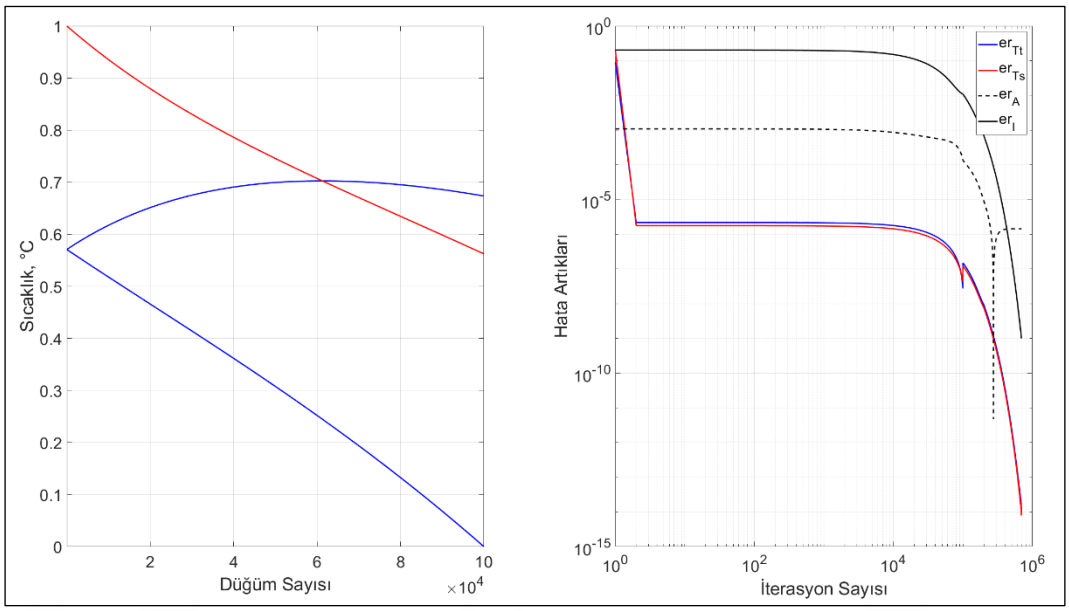
$$e_{r,Tt} = \frac{\left| T_{t,outlet}^{k+1} - T_{t,outlet}^{k} \right|}{T_{t,outlet}^{k+1}} \tag{5.22}$$

$$e_{r,Ts} = \frac{\left| T_{s,outlet}^{k+1} - T_{s,outlet}^{k} \right|}{T_{s,outlet}^{k+1}} \tag{5.23}$$

Bu tez çalışması kapsamında, E_2 STHE için geliştirilen DSHE modelinin uygulaması ve analiz sonuçları iki vaka çalışması ile ele alınacaktır. İlk vaka çalışmasında tanımlanan NTU ve C_r değerleri sırasıyla 0,45 ve 0,65 olup, sıcaklık profillerinde sıcaklık geçişi yoktur. İkinci vaka çalışmasında ise NTU ve Cr değerleri sırasıyla 2,5 ve 0,65 olup sıcaklık profillerinde sıcaklık geçişi [8] bulunmaktadır. Yakınsama için dikkate alınan yakınsama parametresi $e_{r,l}$, yakınsama kriteri 10^{-9} ve düğüm sayısı ise 10^5 olarak tanımlanmıştır. Her iki vaka çalışmasının sıcaklık profilleri ve hata artıkları sırasıyla Şekiller 5.2 ve 5.3'te gösterilmektedir.



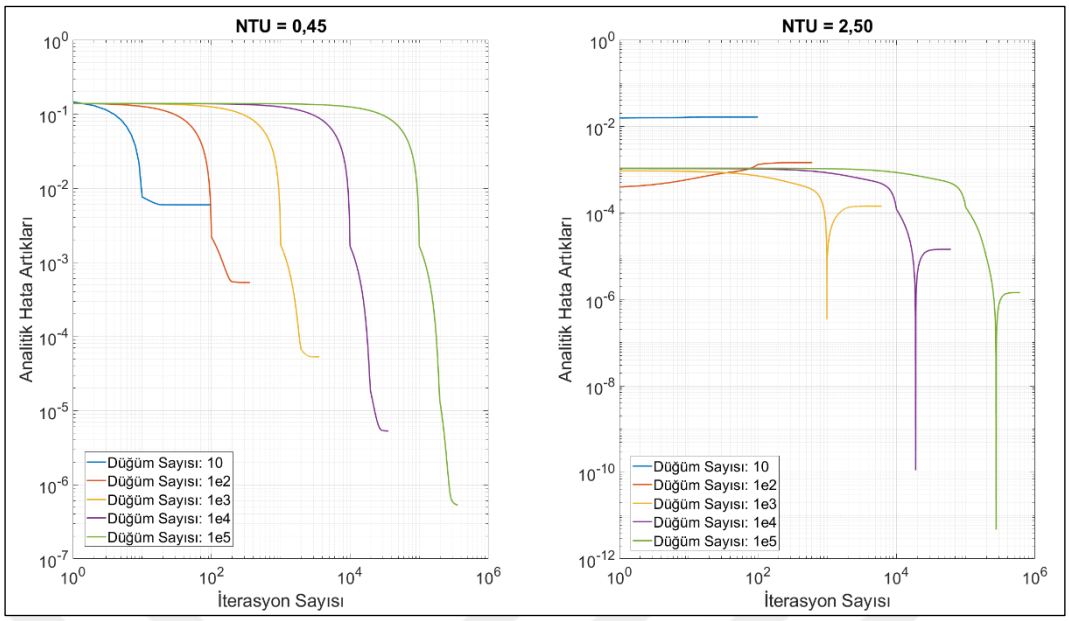
Şekil 5.2 NTU = 0,45 için sıcaklık profili ve hata artıkları



Şekil 5.3 NTU = 2,5 için sıcaklık profili ve hata artıkları

Şekil 5.3'de görüleceği üzere, ikinci vaka çalışmasında sıcaklık profillerinde sıcaklık geçişi (*temperature cross*) görülmektedir. Ayrıca sıcaklık geçişinden sonra soğuk akışkanın sıcaklık eğrisinin türevi negatife döner. Buradan sıcaklık profilinin belirli bir kısmında ters ısı transfer mekanizmasının olduğu görülmektedir. Ancak tüm bunlara rağmen sıcak akışkanın sıcaklık eğrisinin eğimi değişmemekte ve iterasyon sayısı arttıkça hata artıklar azalmaktadır. Bu sonuçtan DSHE yönteminin nümerik olarak yakınsadığı söylenebilir.

Şekiller 5.2 ve 5.3 incelendiği zaman analitik hata ve birinci yasa hata artığının diğer hata oranlarına göre daha geç yakınsadığı fark edilebilir. Ayrıca şekillerde analitik hata oranı ise belirli bir iterasyon sayısından sonra yatay bir seyir izlediği görülmektedir. Şekil 5.4 her iki vaka çalışması için farklı düğüm sayılarında analitik hata artık eğrileri gösterilmiştir. Sonuçlara göre düğüm sayısı artıkça analitik hata oranı azalmakta ve iterasyon sayısı artmaktadır.



Şekil 5.4 Farklı düğüm sayılarında analitik hata artıkları

Tablo 5.1'de vaka çalışmalarının analitik ve sayısal etkililik değerleri gösterilmektedir. Her iki durumda da DSHE yöntemi etkinlik değerleri açısından hassas sonuçlar vermiştir.

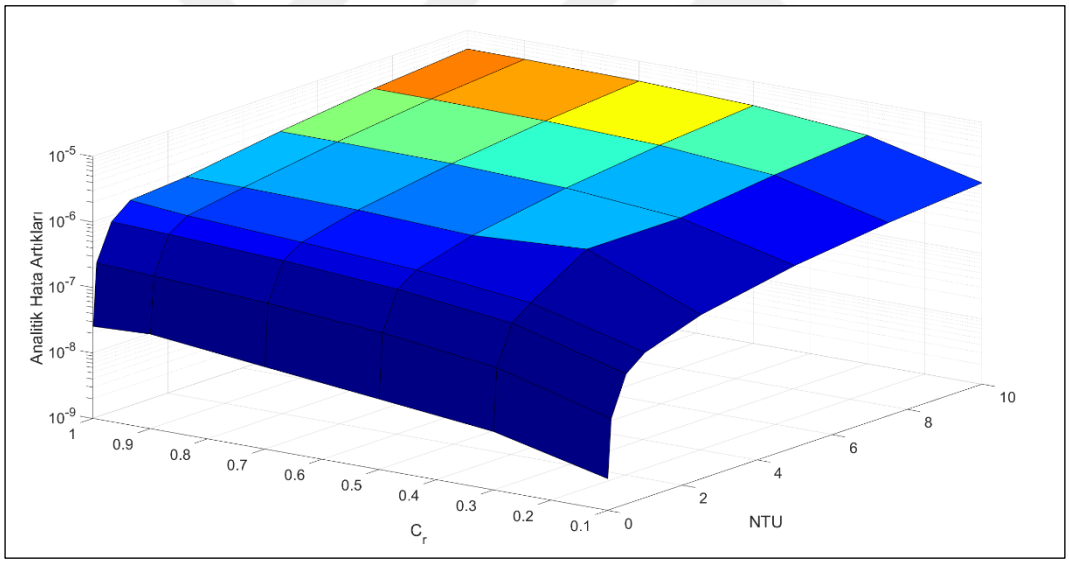
Tablo 5.1 Analitik ve nümerik etkinlik değerleri

NTU	Analitik Etkinlik	Nümerik Etkinlik	Bağıl Fark
0,45	0.322548222186133	0.322548393001522	5.30×10^{-7}
2,50	0.673378274506092	0.673379238752313	1.43×10^{-6}

Tablo 5.2'de belirli NTU ve Cr aralıklarında E_2 STHE'nin DSHE analizlerindeki nihai analitik hata artıkları sunulmuştur. Ayrıca Şekil 5.5'de analitik hata artığının NTU ve Cr göre yüzeyi fonksiyonu gösterilmiştir. Tablo 5.2 ve Şekil 5.5'ten de görüleceği üzere yüksek NTU ve Cr değerlerinde analitik hata artıkları artmaktadır.

Tablo 5.2 Belirli NTU ve Cr aralıklarındaki analitik hata artıkları

		NTU							
		0,01	**0,1**	**0,5**	**1,0**	**2,5**	**5,0**	**7,5**	**10**
Cr	**0,1**	3,04e-9	2,41e-8	9,81e-8	1,66e-7	3,22e-7	5,96e-7	8,87e-7	1,18e-6
	0,3	7,79e-9	7,08e-8	2,84e-7	4,64e-7	1,57e-6	1,55e-6	2,30e-6	3,07e-6
	0,5	1,19e-8	1,17e-7	4,53e-7	7,17e-7	1,24e-6	2,17e-6	3,21e-6	4,27e-6
	0,7	1,80e-8	1,62e-7	6,08e-7	9,26e-7	1,48e-6	2,49e-6	3,69e-6	4,91e-6
	0,9	2,77e-8	2,06e-7	7,47e-7	1,15e-6	1,59e-6	2,61e-6	3,87e-6	5,15e-6
	1,0	2,54e-8	2,27e-7	8,12e-7	1,38e-6	1,61e-6	2,62e-6	3,89e-6	5,18e-6



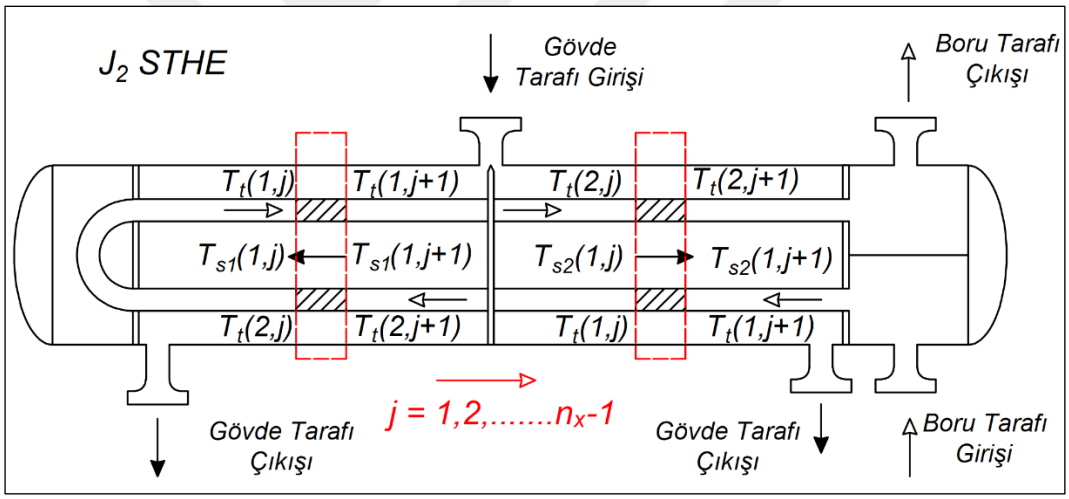
Şekil 5.5 Belirli NTU ve Cr aralıklarındaki hata artıkları yüzeyi

5.2 Bölünmüş Akışlı STHE'lerde DSHE Yöntemi Uygulanması

TEMA sınıflandırılmasına giren bölünmüş akışlı gövde borulu ısı değiştiricilerin gövde tipleri J, G ve H olarak tanımlanır. Her bir tip gövdenin boru geçiş sayılarıyla birlikte ayrı birer P – Ntu bağıntıları geliştirilmiştir [8]. Literatürde J tipi gövde için bir, iki ve dört boru geçişli P – Ntu bağıntıları var iken G ve H tipi gövdeler için bir ve iki boru geçişli için P – Ntu bağıntıları vardır [15].

Bu tez çalışması kapsamında üç boru geçişli J tipi gövde borulu ısı değiştirici (J_3 STHE) ve dört boru geçişli G ve H tipi gövde borulu ısı değiştiricilerinin (G_4 ve H_4 STHE'ler) ε – NTU eğrileri DSHE kullanılarak nümerik olarak elde edilecektir. DSHE yönteminin bu tip ısı değiştiricilerde doğrulanması için iki boru geçişli STHE'lerin (J_2, G_2 *ve* H_2 *STHE*) DSHE yöntemi uygulamaları gerçekleştirilip, hata analizleri yapılacaktır. Ardından J_3, G_4 ve H_4 STHE'lerin DSHE yöntemi uygulamaları ele alınıp ve bu tip STHE'ler için ε – NTU eğrileri nümerik olarak elde edilecektir.

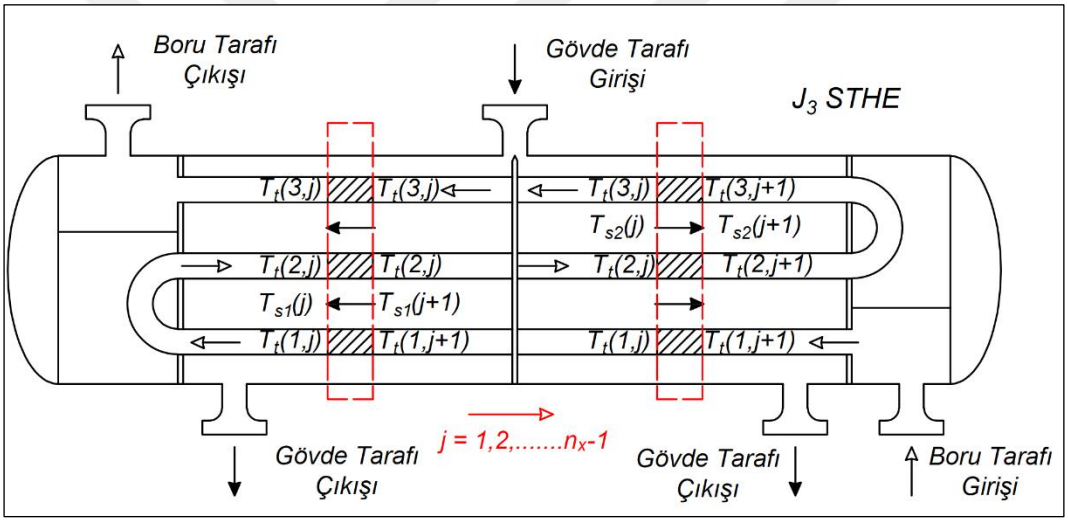
Şekiller 5.6 – 5.11 arasında ele alınacak olan tüm bölünmüş akışlı gövde borulu ısı değiştiricilerin DSHE yöntemi şemaları gösterilmiştir. Alt ısı değiştirici gruplarının NTU bağıntıları, ısıl kapasiteleri ve DSHE modelinin sınır şartları Tablolar 5.3 – 5.5 arasında gösterilmiştir. Şemalarda gösterilen n_x düğüm sayısı iken j indeks sayacıdır.



Şekil 5.6 J_2 STHE için DSHE yöntemi nümerik şema

Tablo 5.3 J_2 ve J_3 STHE'nin ayrık elemanları için DSHE değerleri

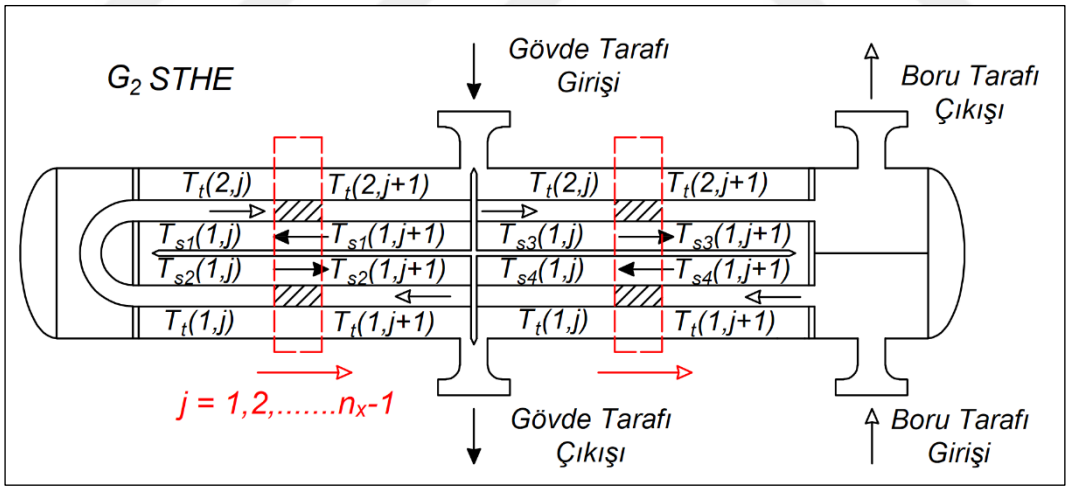
	J_2 STHE	**J_3 STHE**
NTU	$\dfrac{UA}{2(n_x-1)c_{\min}}$	$\dfrac{UA}{3(n_x-1)c_{\min}}$
Isıl kapasiteler	$[Ct, Cs/2]$	$[Ct, Cs/2]$
Sınır Şartları	$T_{t(1,1)} = T_{t(2,1)}$	$T_{t(1,1)} = T_{t(2,1)}$ $T_{t(3,\text{end})} = T_{t(2,end)}$



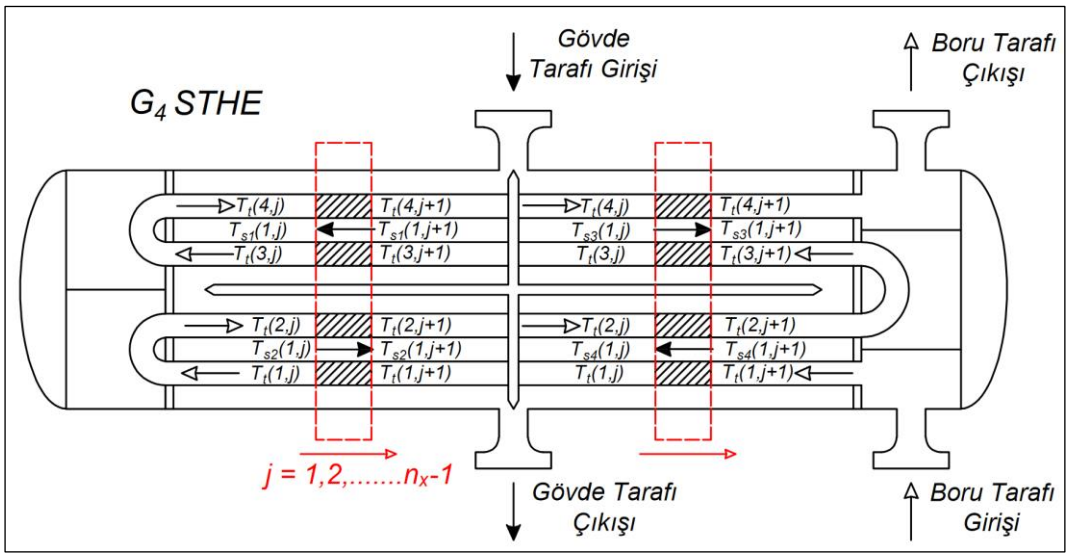
Şekil 5.7 J_3 STHE için DSHE yöntemi nümerik şema

Tablo 5.4 G_2 ve G_4 STHE ayrık elemanları için DSHE değerleri

	G_2 STHE	**G_4 STHE**
Transfer birim sayısı	$\dfrac{UA}{2(n_x-1)c_{\min}}$	$\dfrac{UA}{4(n_x-1)c_{\min}}$
Isıl kapasiteler	$[Ct, Cs/2]$	$[Ct, Cs/2]$
Sınır Şartları	$T_{t,(2,1)} = T_{t,(1,1)}$ $T_{s(2,1)} = T_{s(1,1)}$ $T_{s(4,\text{end})} = T_{s(3,\text{end})}$	$T_{t,(2,1)} = T_{t,(1,1)}$ $T_{t(3,end)} = T_{t(2,\text{end})}$ $T_{t,(4,1)} = T_{t,(3,1)}$ $T_{s(2,1)} = T_{s(1,1)}$ $T_{s(4,\text{end})} = T_{s(3,\text{end})}$



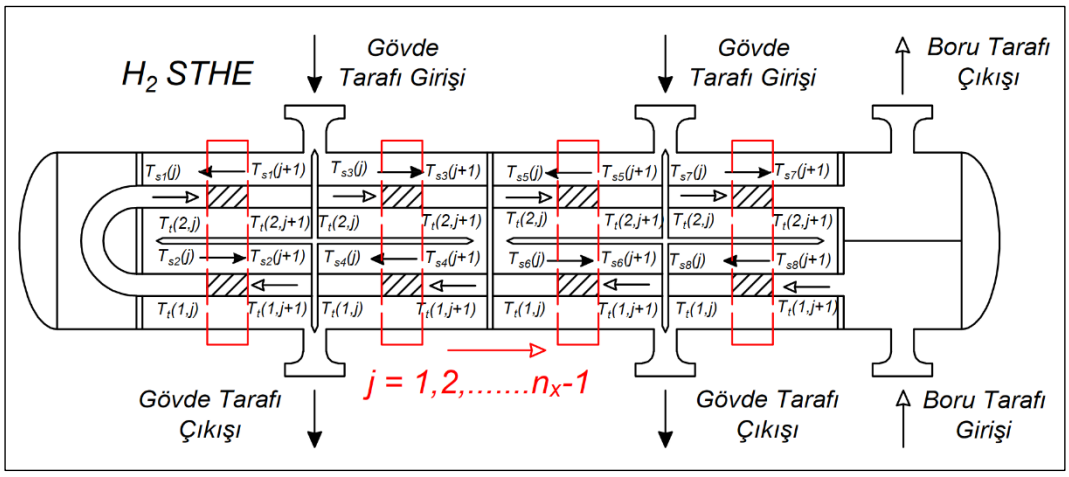
Şekil 5.8 G_2 STHE için DSHE yöntemi nümerik şema



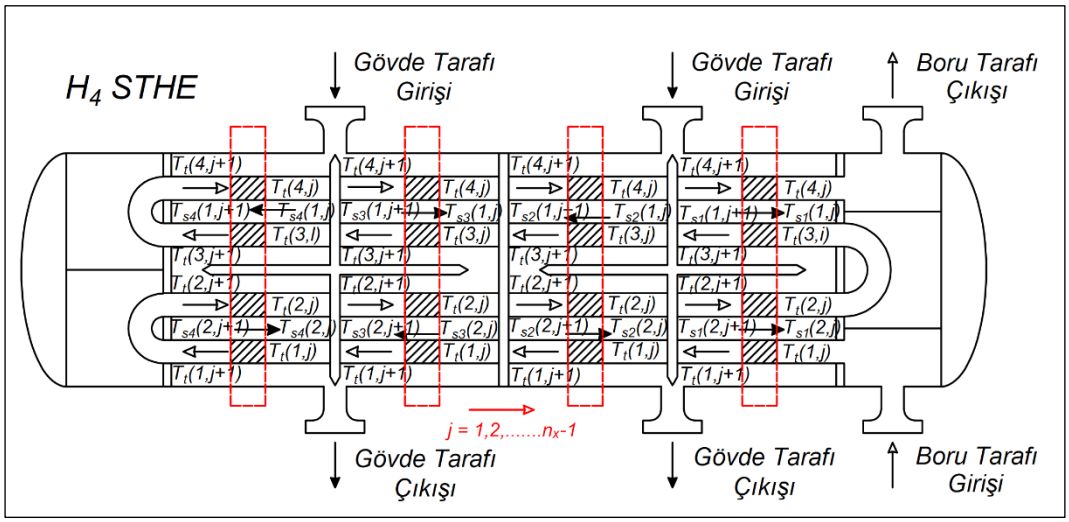
Şekil 5.9 G_4 STHE için DSHE yöntemi nümerik şema

Tablo 5.5 H_2 ve H_4 STHE ayrık elemanları için DSHE değerleri

	G_2 STHE	**G_4 STHE**
Transfer birim sayısı	$\dfrac{UA}{2(n_x-1)c_{\min}}$	$\dfrac{UA}{4(n_x-1)c_{\min}}$
Isıl kapasiteler	$[Ct, Cs/4]$	$[Ct, Cs/4]$
Sınır Şartları	$T_{t,(2,1)} = T_{t,(1,1)}$ $T_{s2,(1)} = T_{s1,(1)}$ $T_{s4,(end)} = T_{s3,(end)}$ $T_{s6,(1)} = T_{s5,(1)}$ $T_{s8,(end)} = T_{s7,(end)}$	$T_{t,(2,1)} = T_{t,(1,1)}$ $T_{t(3,end)} = T_{t(2,\text{end})}$ $T_{t,(4,1)} = T_{t,(3,1)}$ $T_{s2,(1)} = T_{s1,(1)}$ $T_{s4,(end)} = T_{s3,(end)}$ $T_{s6,(1)} = T_{s5,(1)}$ $T_{s8,(end)} = T_{s7,(end)}$

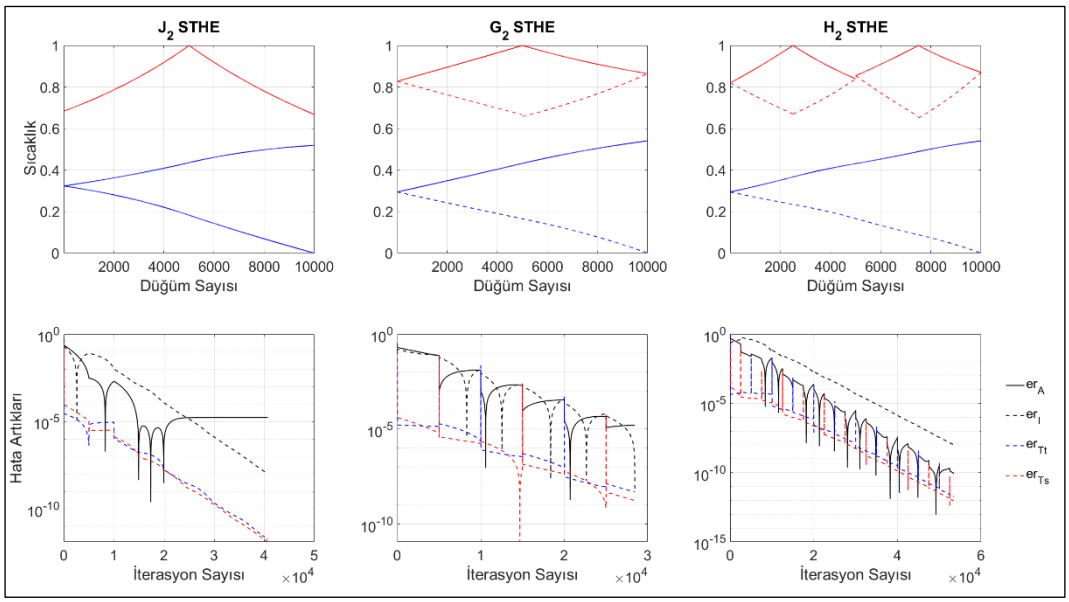


Şekil 5.10 H_2 STHE için DSHE yöntemi nümerik şema

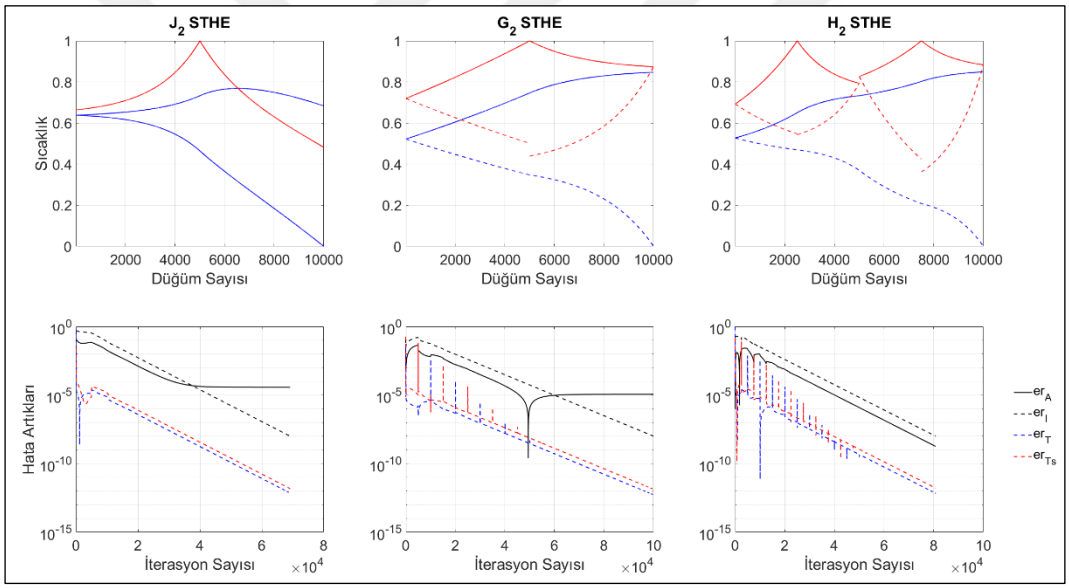


Şekil 5.11 H_4 STHE DSHE yöntemi nümerik şema

Şekiller 5.12 ve 5.13'de Cr'nin 0,625 ($Ct < Cs$) eşit olduğu ve sırasıyla NTU *1* ve *4*'e eşit olduğu durumlarda J_2, G_2 ve H_2 STHE'lerin sıcaklık profilleri ve hata artıkları gösterilmiştir. Şekil 5.13'de görüleceği üzere sıcaklık geçişleri gerçekleşmiş olup hata artıkların ise iterasyon sayılarıyla birlikte azaldığı görülebilir. Bu sayede, DSHE yönteminin bölünmüş akışlı gövde borulu ısı değiştiricilerde kararlı çalıştığı sonucuna varılabilir.

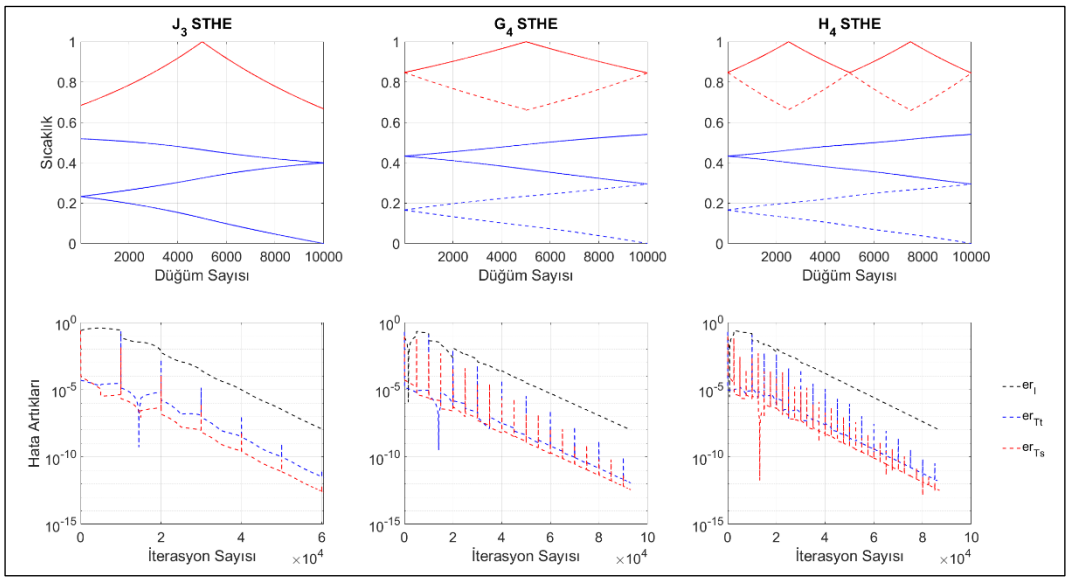


Şekil 5.12 Sıcaklık profilleri ve hata artıkları; NTU = 1

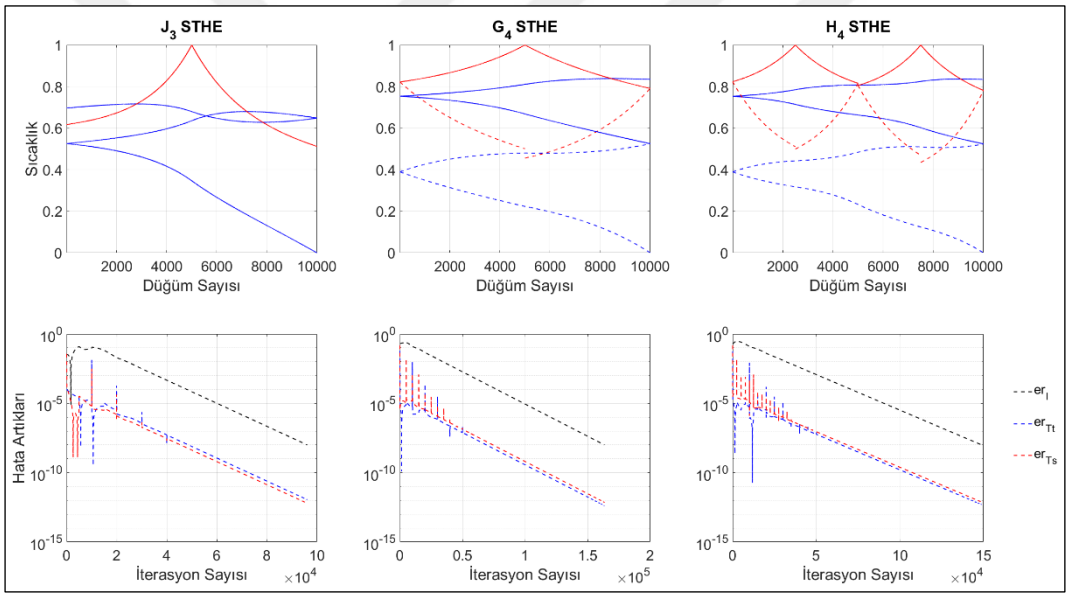


Şekil 5.13 Sıcaklık profilleri ve hata artıkları; NTU = 4

Şekil 5.14 ve 5.15'de Cr'nin 0,625 ve NTU'nun sırasıyla 1 ve 4'e eşit olduğu durumlarda, J_3, G_4 ve H_4 STHE'lerin sıcaklık profilleri ve hata artıkları gösterilmiştir. Sonuçlara göre DSHE'nin kararlı çalıştığı söylenebilir.

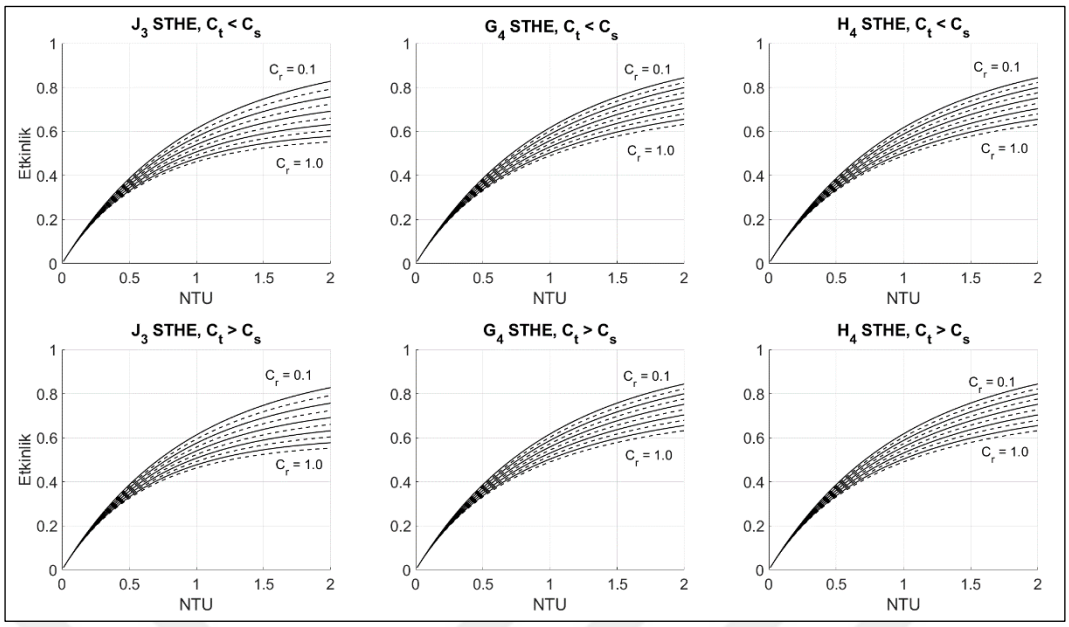


Şekil 5.14 Sıcaklık profilleri ve hata artıkları; NTU = 1

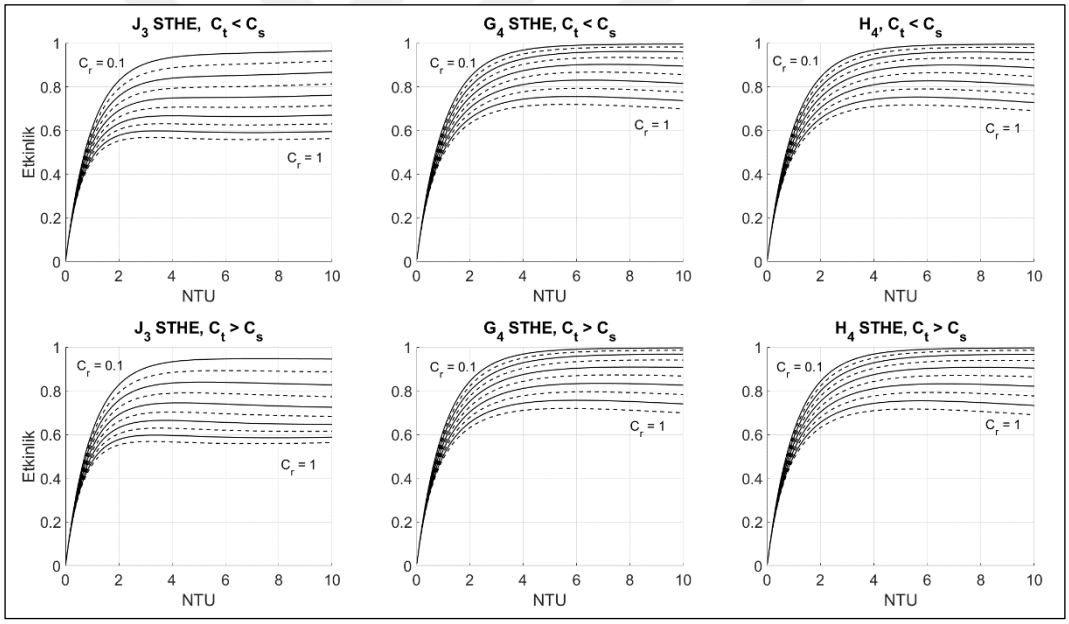


Şekil 5.15 Sıcaklık profilleri ve hata artıkları; NTU = 4

Şekiller 5.16 – 5.17'de DSHE kullanılarak en az ısıl kapasitenin hem boru hem de gövde tarafında olacak biçimde J_3, G_4 ve H_4 STHE'lerin Cr 0,1'den 1'e kadar olan ε – NTU eğrileri gösterilmiştir. Eğriler dikkatle incelenirse aynı NTU ve Cr değerlerinde G_4 ve H_4 STHE'lerin etkinlik değerleri J_3 STHE'ye kıyasla daha iyi olduğu fark edilebilir ve bu durum diğer boru geçiş sayılarında da benzerdir.



Şekil 5.16 NTU ≤ 2 için J_3, G_4 ve H_4 STHE için ε – NTU eğrileri



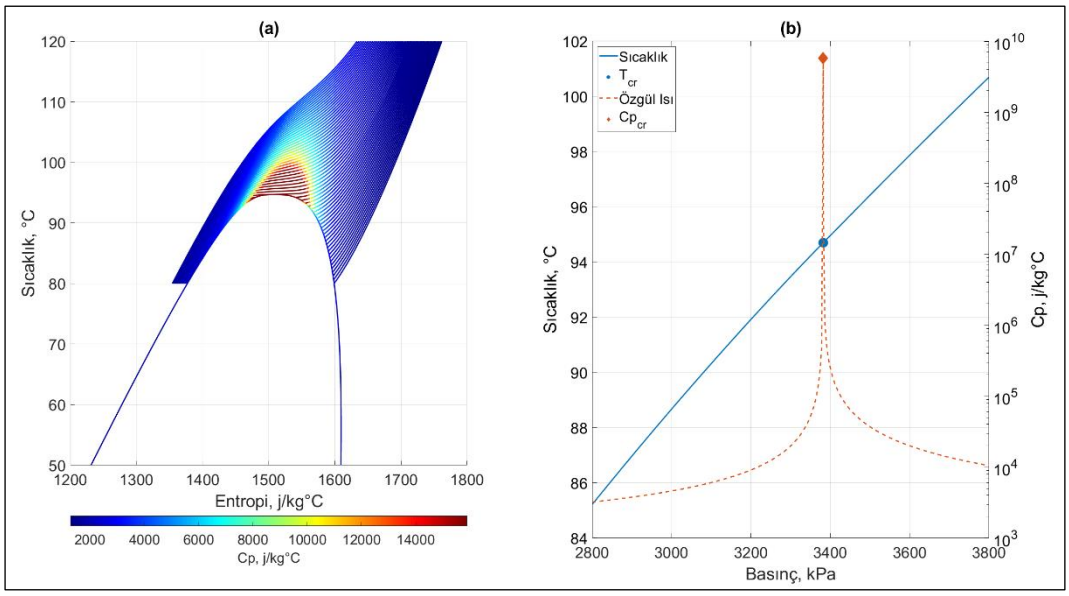
Şekil 5.17 NTU ≤ 10 için J_3, G_4 ve H_4 STHE için ε – NTU eğrileri

5.3 DSHE Yöntemi ile Termal Analiz Vaka Çalışması

Bu vaka çalışmasında Warstila 9L20 [91] tipi deniz dizel motoru egzoz gazının transkritik organik Rankine çevrimi ile atık ısı geri kazanımı ele alınacaktır. Egzoz gazından atık ısıyı çekmek için kullanılacak olan gövde borulu ısı değiştirici, yüksek sıcaklık farkı nedeniyle TEMA kodu AEU olarak düşünülmüştür. Akışkanların giriş özellikleri Tablo 5.6'da ve egzoz gazının bileşenleri Tablo 5.7'de

gösterilmiştir. Boru ve gövde tarafı akışkan özellikleri CoolProp [80] kütüphanesinden çağrılacaktır.

Şekil 5.18 (a)'da R1234yf'nin sıcaklık – entropi grafiğinde transkritik bölge ve civarı, sabit basınç özgül ısı (Cp) değerleri ile renklendirilmiştir. Şekil 5.18 (b)'de ise R1234yf'nin sözde kritik sıcaklık – basınç eğrisi ve bu değerlere karşılık gelen Cp eğrisi gösterilmiştir. Sonuç olarak transkritik bölgede özgül ısı değerleri astronomik bir şekilde değişmekte ve bu değişimleri evaparatörün termal analize yansıtabilmek için DSHE yöntemi önerilmektedir.



Şekil 5.18 R1234yf'nin kritik bölge özellikleri

Tablo 5.6 Akışkan özellikleri

	Boru Tarafı	**Gövde Tarafı**
Akışkan Adı	R1234yf	Egzoz
Giriş Sıcaklığı	30 °C	325 °C
Giriş Basıncı	3384 kPa	106 kPa
Debi	1,2 kg/s	4,32 kg/s
Kirlenme Faktörü	10^{-5} m^2°C/W	$2x10^{-5}$ m^2°C/W

Tablo 5.7 Egzoz gazı bileşenlerinin kütlesel kesirleri

	CO_2	H_2O	N_2	O_2
Kütle Kesirleri	0,0811	0,0301	0,7484	0,1403

Boru tarafında Nusselt sayısı korelasyonu için Jackson bağıntıları [92] kullanılacak olup Denklemler 5.24 ve 5.25'te gösterilmiştir. Denklemlerdeki *t* alt indisi boru tarafını, *w* alt indisi cidar sıcaklığı işaret ederken *b* alt indisi yığın sıcaklığı işaret etmektedir.

$$Nu_t = 0,0183\,\mathrm{Re}^{0,82}\,\mathrm{Pr}^{0,5}\left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0,3}\left(\frac{\overline{C}_{p,w}}{C_{p,b}}\right)^{n} \tag{5.24}$$

$$C_{p,w} = \frac{h_w - h_b}{T_w - T_b} \tag{5.25}$$

Denklem 5.24'deki *n* ifadeleri Tablo 5.8'de gösterilmiş olup tablodaki sıcaklık değerlerinin birimi Kelvin'dir. Ayrıca Tablo 5.8'de yer alan *pc* alt indisi sözde kritik sıcaklığa işaret etmekte olup kritik üstü basınçlara karşılık gelen sözde kritik sıcaklık eğrisi Şekil 5.18 (b)'de gösterilmiştir.

Tablo 5.8 Üst katsayısı (n) ve sıcaklık aralıkları

Bağıntılar	**Sıcaklık Aralıkları**
$n = 0,4$	$T_b < T_w < T_{pc}$ *ve* $1,2T_{pc} < T_b < T_w$
$n = 0,4 + 0,2\left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1\right)$	$T_b < T_{pc} < T_w$
$n = 0,4 + 0,2\left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1\right)\left(1 - 5\left(\frac{T_b}{T_{pc}} - 1\right)\right)$	$T_{pc} < T_b < 1,2T_{pc}$ *ve* $T_b < T_w$

STHE'ler için boru tarafı toplam basınç kaybı Denklem 4.100'de tanımlanmıştır. Darcy sürtünme faktörü bağıntılarına Denklemler 4.38 – 4.42 arasında gösterilmiş olup bu vaka çalışması için sıvı ve gaz fazlarında sürtünme faktörü düzeltme katsayısı olan Φ'nin üst katsayıları Tablo 5.9'da gösterilmiştir.

Tablo 5.9 Φ düzeltme parametresi üs katsayısı, *m* [8]

	Laminer Akış	**Türbülanslı Akış**
Sıvı Fazı	0,58	0,25
Buhar Fazı	1,00	-0,10

DSHE yöntemindeki boru ve gövde tarafı basınç kayıp dağılımı ve terimleri Şekil 5.19'da gösterilmiştir. Şekilde gösterilen *j* alt indisi ayrık alt ısı değiştirici indeksini göstermektedir. Boru tarafı basınç kayıp terimleri Denklemler 5.26 – 5.29 arasında gösterilmekte olup basınç kayıp terimlerinde gösterilen hız ifadeleri ise Denklemler 5.30 – 5.33 arasında gösterilmektedir. Bu denklemlerde gösterilen u_t (*m/s*) boru tarafı akışkanın boru içi akış hızı ifade ederken, *Np* boru geçiş sayısını, *Nt* toplam boru sayısını, ρ_t boru tarafı akışkan yoğunluğunu ve *di* boru iç çapını ifade eder.

$$\Delta P_{t,\mathrm{j}} = f_{\mathrm{t,cp},j}\phi^m \frac{\Delta L}{d_i}\frac{\rho_{b,j}u_{t,j}^2}{2000} \tag{5.26}$$

$$\Delta P_{t,giriş} = 1,25\frac{\rho_{t,giriş}u_{t,giriş}^2}{2000}\text{ , [82]} \tag{5.27}$$

$$\Delta P_{t,çıkış} = 1,25\frac{\rho_{t,çıkış}u_{t,çıkış}^2}{2000}\text{ , [82]} \tag{5.28}$$

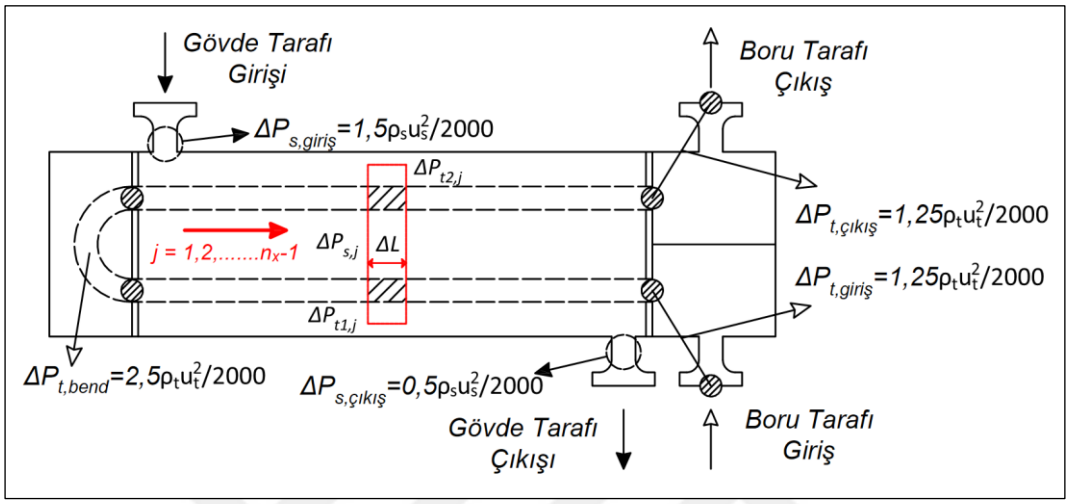
$$\Delta P_{t,dönüş} = 2,50\frac{\rho_{t,\mathrm{dönüş}}u_{t,\mathrm{dönüş}}^2}{2000}\text{ , [82]} \tag{5.29}$$

$$u_{t,j} = \frac{4\dot{m}_t\, Np}{\rho_t \pi di^2 Nt} \tag{5.30}$$

$$u_{\mathrm{t},giriş} = \frac{4\dot{m}_t\, Np}{\pi di^2 \rho_{t,giriş}} \tag{5.31}$$

$$u_{\text{t,çıkış}} = \frac{4\dot{m}_t\, Np}{\pi di^2 \rho_{t,\text{çıkış}}} \tag{5.32}$$

$$u_{\text{t,dönüş}} = \frac{4\dot{m}_t\, Np}{\pi di^2 \rho_{t,\text{dönüş}}} \tag{5.33}$$



Şekil 5.19 DSHE yöntemi yerel ve ayrık basınç kayıp şeması

Gövde tarafındaki Nusselt sayısı ve basınç kayıp korelasyonları için Bölüm 4'te değinilen Kern yöntemi kullanılacaktır. Kern yöntemin önerdiği Nusselt sayısı ve basınç kayıp bağıntıları soğutulan egzoz gazı ve DSHE yöntemi için Denklemler 5.34 ve 5.39'de gösterildiği gibi değiştirilmiştir [8].

$$\frac{h_s D_e}{k_s} = 0,36\,\text{Re}_{s,j}^{0.55}\,\text{Pr}_{s,j}^{1/3} \tag{5.34}$$

$$\Delta P_{s,\text{j}} = f_{s,j} G_{s,j}^2 \frac{\Delta L}{L_b} \frac{D_s}{2\rho_{s,j} D_e} \left(\frac{0,5\left(T_{w1,j} + T_{w2,j}\right)}{T_{s,j}} \right)^{-0,1} \tag{5.35}$$

Denklemler 5.36 ve 5.37'de gövde tarafı akışkanın nozullardaki yerel basınç kayıp bağıntıları gösterilmiştir. Gövde tarafı akışkan gaz fazında olduğu için nozullarda dikkate değer ölçüde basınç kaybı gerçekleşebilir. Bu denklemlerde gösterilen ρ_s ve u_s sırasıyla gövde tarafı akışkanın yoğunluğu ve akış hızıdır.

$$\Delta P_{s,giriş} = 1,5 \frac{\rho_{s,\text{giriş}} u_{s,\text{giriş}}^2}{2000}\text{, [82]} \tag{5.36}$$

$$\Delta P_{s,çıkış} = 0,5\frac{\rho_{s,çıkış} u_{s,çıkış}^2}{2000} \text{ , [82]} \tag{5.37}$$

Denklemler 5.38 ve 5.39'da gövde tarafı akışkanın nozullardaki akış hızı bağıntıları gösterilmiştir. Bu denklemlerde gösterilen D_{nozul} ısı değiştirici gövdesindeki nozul çapıdır.

$$u_{s,giriş} = \frac{4\dot{m}_s}{\pi D_{nozul}^2 \rho_{s,giriş}} \tag{5.38}$$

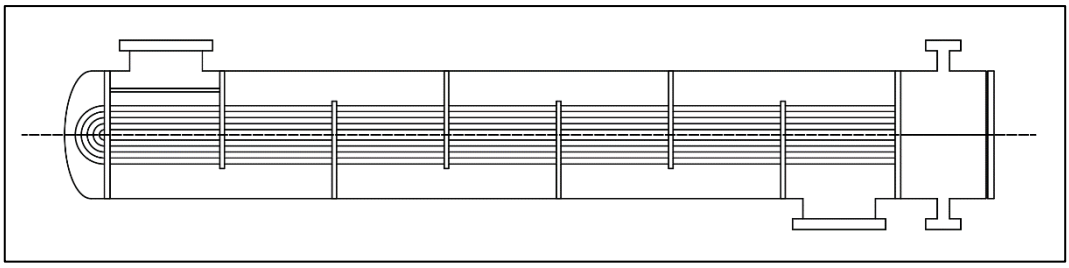
$$u_{s,çıkış} = \frac{4\dot{m}_s}{\pi D_{nozul}^2 \rho_{s,çıkış}} \tag{5.39}$$

Denklemler 5.40 ve 5.41'de boru içi ve dışı cidar sıcaklıklarının bağıntıları gösterilmiştir. Bu denklemlerde gösterilen A_i ve A_o sırasıyla toplam boru iç ve dış yüzey alanları iken $h_{t,j}$ ve $h_{s,j}$ sırasıyla ayrık boru ve gövde tarafı ısı transfer katsayılarıdır.

$$T_{w,i,j} = \frac{T_{t,\mathrm{j}} + T_{t,\mathrm{j+1}}}{2} + \dot{Q}_j \left(\frac{n_x - 1}{A_i h_{t,j}} + R_{f,t} \right) \tag{5.40}$$

$$T_{w,\mathrm{o},j} = \frac{T_{\mathrm{s,j}} + T_{\mathrm{s,j+1}}}{2} + \dot{Q}_j \left(\frac{n_x - 1}{A_o h_{\mathrm{s},j}} + R_{f,\mathrm{s}} \right) \tag{5.41}$$

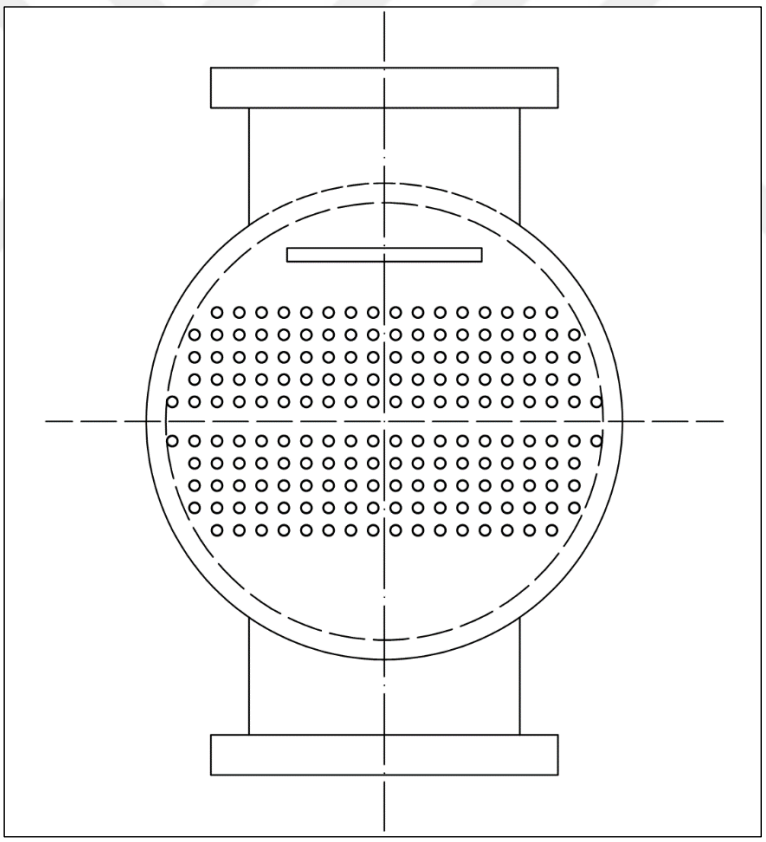
Bu vaka çalışmasında kullanılacak olan egzoz kazanının yapısal özellikleri Tablo 5.10'da gösterilmiş olup, egzoz kazanının boyuna ve enine kesit profilleri sırasıyla Şekiller 5.20 ve 5.21'de gösterilmiştir. Boru malzemesi olan monelin iletim katsayısına Bölüm 4'de değinilmiştir.



Şekil 5.20 Egzoz kazanı boyuna profili

Tablo 5.10 Egzoz kazanı özellikleri

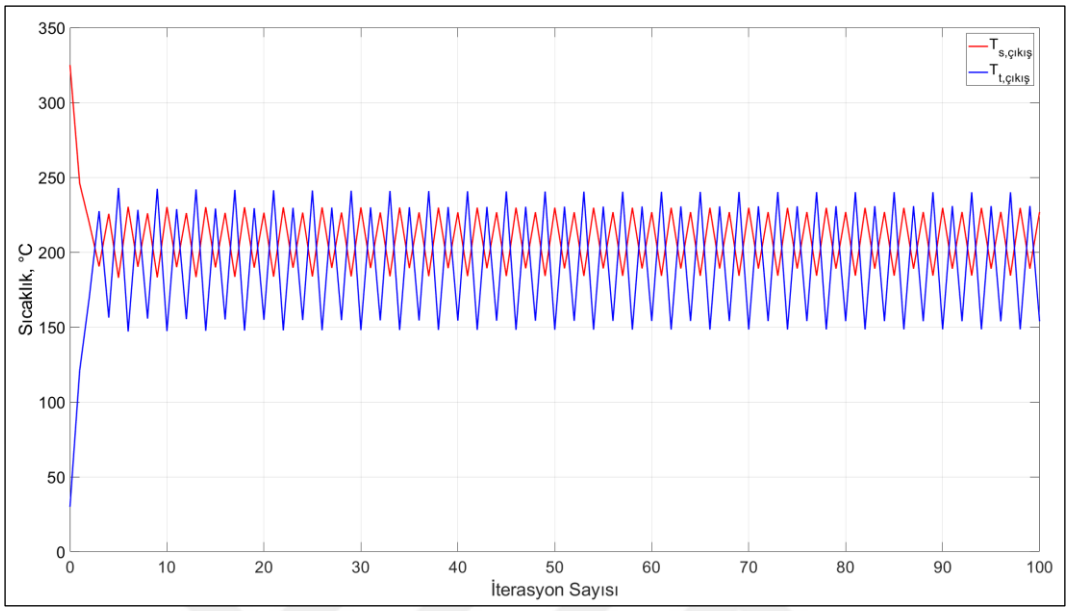
	Değer		Değer
Gövde Çapı	0.8129 m	**Boru Adımı**	38,1 mm
Etkin Gövde Çapı	0,8084 m	**Perde Kesim Oranı**	0,2364
Boru Boyu	5 m	**Perde Sayısı**	6
Boru Sayısı	180	**Boru Malzemesi**	Monel
Boru Dış Çapı	17,2711mm	**Boru Yüzey Pürüzlülüğü**	1,5e-6 m
Boru İç Çapı	19,05 mm	**Boru Geçiş Sayısı**	2
Boru Düzeni	90 °	**Boru Geçiş Pervaz Genişliği**	66,6750 mm
Gövde Tarafı DN - PN	350 - 16	**Boru Tarafı DN - PN**	65 - 16



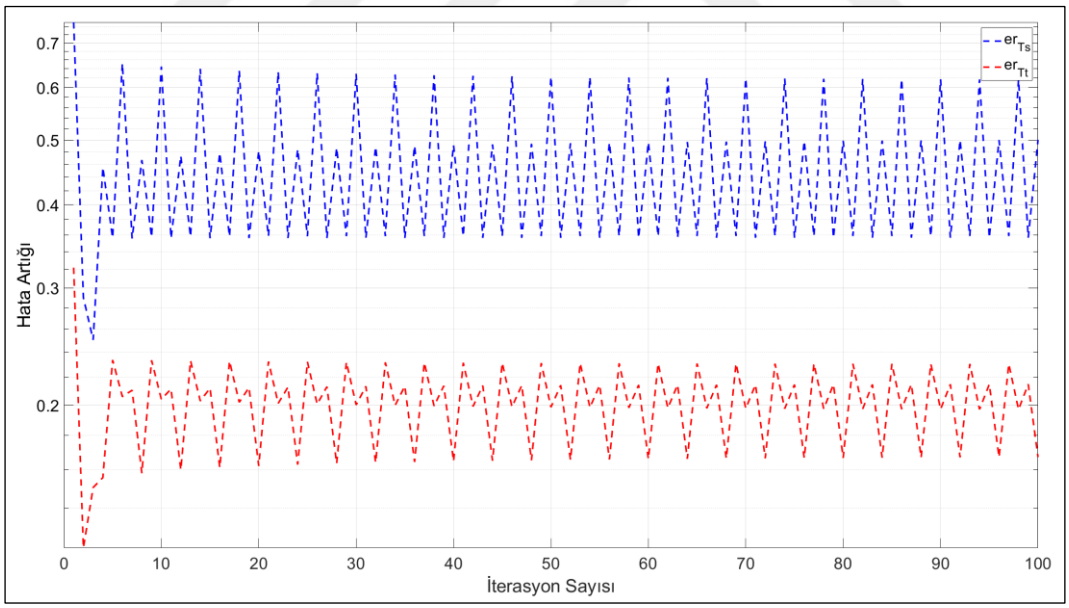
Şekil 5.21 Egzoz kazanı enine profili

Bu vaka çalışmasın için yakınsama parametreleri ε – NTU için çıkış sıcaklıkları iken DSHE için birinci yasa hata artığı olmakla birlikte yakınsama kriterleri 10^{-6} olarak belirlenmiştir. Etkinlik – NTU yöntemine dayalı olarak geliştirilen boyutsuz termal analiz modelinin sunduğu çıkış sıcaklıkları ve hata artıklarının iterasyonlar

ile değişimi Şekiller 5.22 ve 5.23'de gösterilmiştir. Bu şekiller incelendiği zaman boyutsuz termal analiz modelinin yakınsamadığı ayrıca çıkış sıcaklıklarının ve hata artıklarının zikzaklı bir yapıya sahip olduğu fark edilebilir.



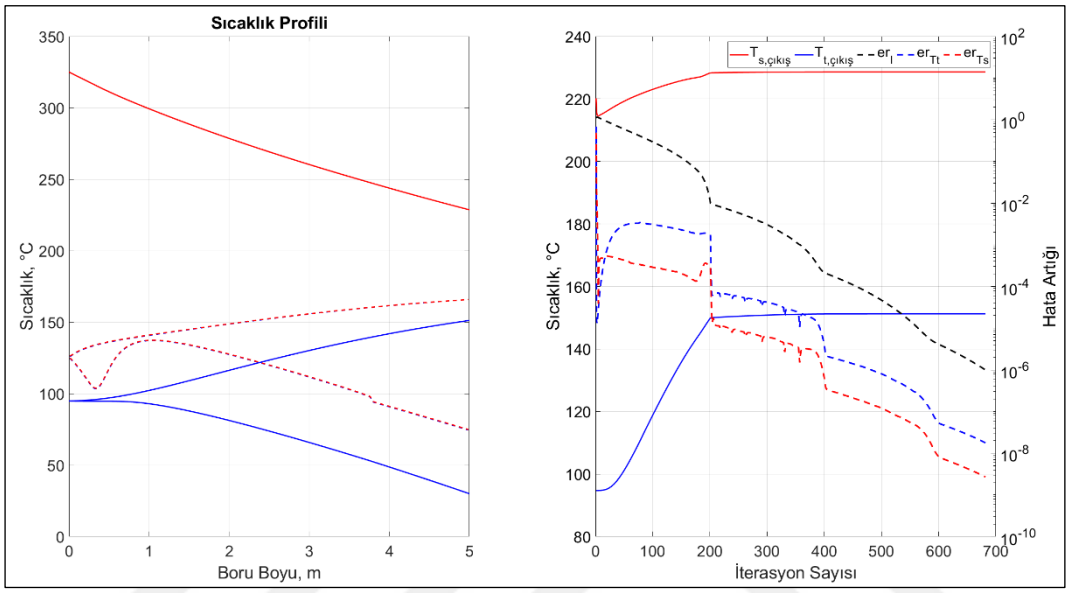
Şekil 5.22 ε – NTU analizi çıkış sıcaklıkları



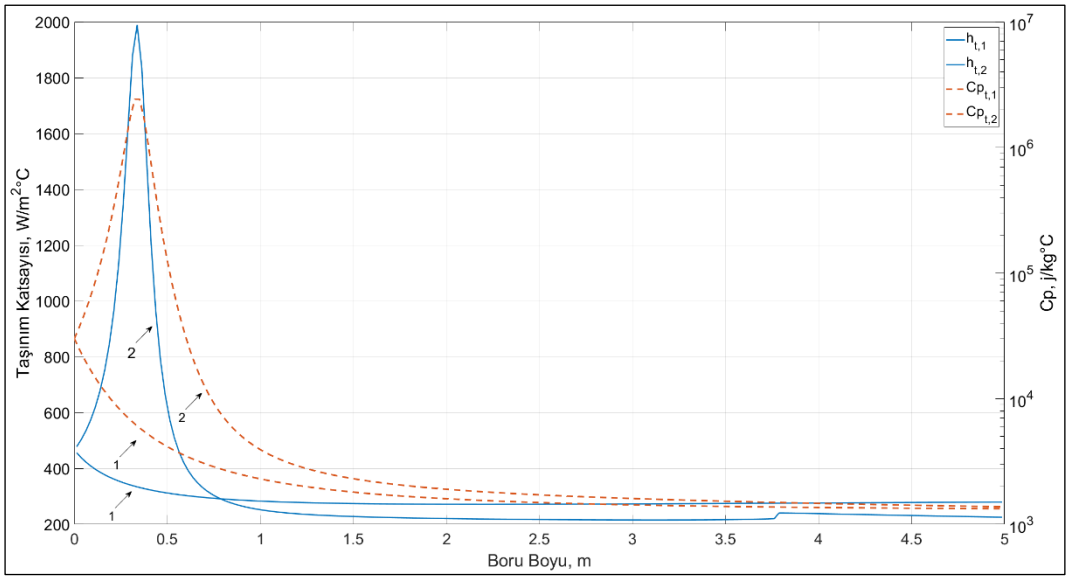
Şekil 5.23 ε – NTU analizi hata artıkları

DSHE yöntemine dayalı olarak geliştirilen bir boyutlu modelin sunduğu STHE'nin sıcaklık profilli, çıkış sıcaklıkları ve hata artıkları Şekil 5.24'te gösterilmiştir. Şekil 5.24'de çıkış sıcaklıkları ve hata artıkları incelendiği zaman DSHE yönteminin bu vaka çalışması için yakınsadığı fark edilebilir. Boru cidar sıcaklıkları Şekil 5.24 sıcaklık profilinde kesikli eğriler ile gösterilmektedir. İlk boru geçişinde boru cidar

sıcaklıkları 0 – 1 metre arasında bir dalgalanmaktadır. Bunun nedeni Şekil 5.25'te gösterilen boru tarafı akışkanı olan R1234yf'nin sabit basınç özgül ısısı (*Cp*) ve taşınım katsayısındaki keskin dalgalanmalardır. Şekilde oklar ile gösterilen *1* ve *2* rakamları sırasıyla birinci ve ikinci boru geçişlerini temsil eder. Ayrıca R1234yf'nin STHE'deki sıcaklık – entropi grafiği Şekil 5.26'da gösterilmiş olup, Şekil 5.26'daki eğriler özgül ısıya göre renklendirilmiştir.

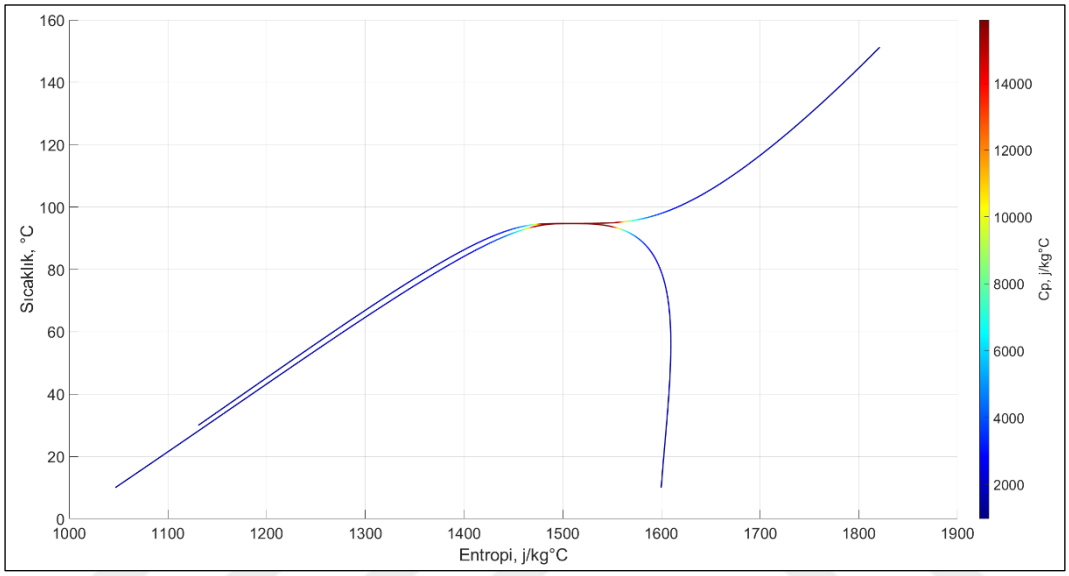


Şekil 5.24 Sıcaklık profilleri ve çıkış sıcaklıkları – hata artıkları



Şekil 5.25 R1234yf'nin boru boyunca taşınım katsayısı ve özgül ısısı

Son olarak ε – NTU ve DSHE yöntemlerine dayalı termal analizlerin sunduğu çıkış sıcaklıkları ve basınç kayıp değerleri kıyaslamalı olarak Tablo 5.11'de gösterilmiştir. Şekil 5.22'de çıkış sıcaklıkları profili zikzaklı bir yapıya sahip olduğundan dolayı, Tablo 5.11'de ε – NTU termal analizinin son iki iterasyondaki çıkış sıcaklıkları ve basınç kayıp değerleri gösterilmiştir. Sonuç olarak gövde tarafı basınç kayıp değeri haricinde bağıl farklar oldukça yüksek veya değişken olabilmektedir.



Şekil 5.26 R1234yf'nin sıcaklık – entropi eğrileri

Tablo 5.11 Model kıyaslama

	ε – NTU	**DSHE**	**Bağıl Fark**
$\mathbf{T_{t,çıkış}}$	230,84 – 153,83 °C	151,2323 °C	%52,64 – %1,72
$\mathbf{T_{s,çıkış}}$	188,94 – 226,84 °C	228,6342 °C	%17,36 – %0.78
$\mathbf{\Delta P_t}$	0,1232 – 0,2557 kPa	0,1989 kPa	%38,06 – %28,56
$\mathbf{\Delta P_s}$	3,8182 – 3,7424 kPa	4,0209 kPa	%5,04 – %6,93

Ele alınan egzoz kazanı sayesinde atık ısı geri kazanımı gerçekleştirilmiş olup dizel yakıt ile çalışan geleneksel kazan ele alınır ise dizel yakıttan sağlanan yıllık tasarruf bağıntısı Denklem 5.42'de gösterilmiştir. Tablo 5.12'de Denklem 5.42'deki parametreler ile birlikte yakıttan sağlanan yıllık tasarruf bedeli gösterilmiştir.

$$Parasal\,Tasarruf = 3600 \frac{\dot{Q}}{Hu \cdot \eta_{kazan}} OP \cdot FP \qquad (5.42)$$

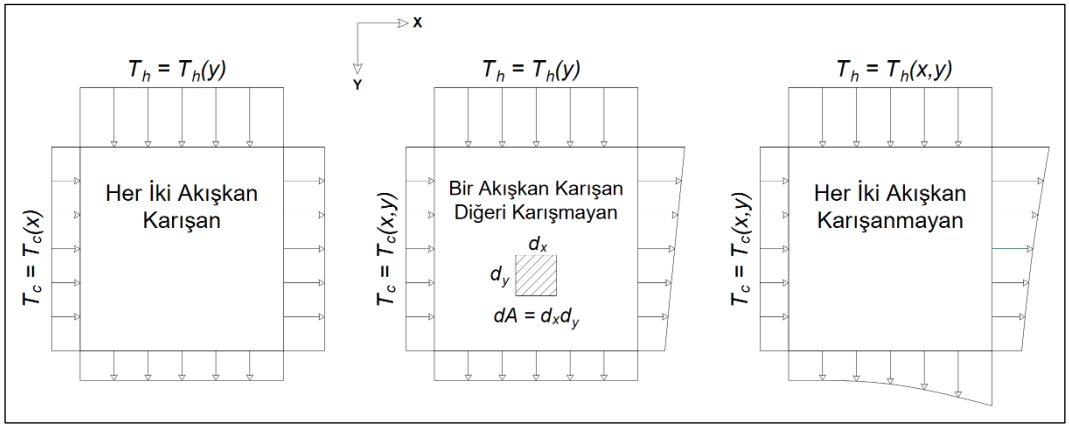
Tablo 5.12 Yıllık parasal tasarruf parametreleri ve değeri

	Değer
Isı transferi ($\dot{Q}$)	449,8990 kW
Alt ısıl değer (Hu)	44000 kj/kg
Yakıt Fiyatı (FP)	0,62 $/kg
Kazan Verimi, (η_{kazan})	0,85
Yıllık İşletme Saati, (OP)	6570 saat/yıl
Yıllık Parasal Tasarruf	176.402 $/yıl

5.4 E Tipi STHE'ler için İki Boyutlu DSHE Yönteminin Uygulanması

Bu bölüm kapsamında E tipi STHE'ler için çapraz akışa dayalı olarak, iki boyutlu ayrık alt ısı değiştiriciler yöntemi sunulacaktır. Şekil 5.27'de üç tip çapraz akış tanımlanmıştır. Bunlar; her iki akışkanın karışmadığı, sadece bir akışkanın karıştığı ve her iki akışkanın da karışmadığı durumlardır. Gövde borulu ısı değiştiricilerde genellikle büyük kanat yapıları kullanılmadığından her bir boru satırı, her iki akışkanın karıştığı çapraz akışlı alt ısı değiştirici olarak varsayılabilir. Böylece bu varsayıma göre ile bir STHE'nin çapraz akışlı ısı değiştirici ağı olduğu düşünülebilir.

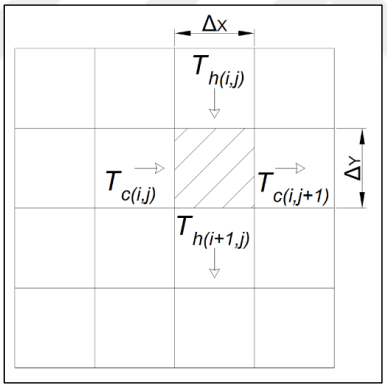
Her iki akışkanın karıştığı çapraz akışlı ısı değiştiricisinin ε – NTU bağıntısı Denklem 5.43'de gösterilmiştir. Şekil 5.28'da gösterilen diferansiyel alanın bağıntısı Denklem 5.44'te gösterilir iken sonsuz küçük ısı transfer ifadesi ise Denklem 5.45'te gösterilmiştir. Bu iki denklemin birleştirilmesi ile sonsuz küçük ısı transfer miktarı ile sonsuz küçük uzay ayrıtları arasındaki bağıntı Denklem 5.46'de gösterilmiştir.



Şekil 5.27 Çapraz akış tipleri

İki boyutlu DSHE yönteminde sonlu fark açılımları kullanılacak olup nümerik şema Şekil 5.28'de gösterilmiştir. Ayrıca Denklem 5.46'teki diferansiyel terimlerin sonlu fark açılımları Denklemler 5.47 – 5.49 arasında gösterilmiştir.

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{1-\exp\left(-NTU\right)} + \frac{C_r}{1-\exp\left(-NTU \cdot C_r\right)} - \frac{1}{NTU} \right)^{-1}, [8] \qquad (5.43)$$



Şekil 5.28 Sonlu fark açılımı

$$dA = d_x d_y \qquad (5.44)$$

$$d\dot{Q} = UdA\left(T_h - T_c\right) \qquad (5.45)$$

$$d\dot{Q} = Udxdy\left(T_h - T_c\right) \qquad (5.46)$$

$$dx \rightarrow \Delta x \qquad (5.47)$$

$$dy \rightarrow \Delta y \qquad (5.48)$$

$$d\dot{Q} \rightarrow \dot{Q}_{i,j} \qquad (5.49)$$

Denklemler 5.47 – 5.49'nin Denklem 5.46'e dâhil edilmesi ile Denklem 5.50 elde edilir. Dikkat edileceği üzere sıcaklık farkı terimi ortalama sıcaklıklar ile ifade edilmiştir. Toplam ısı transfer miktarı Denklem 5.51'de gösterilmiş olup, çözüm ağındaki sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık vektörlerinin bağıntıları Denklemler 5.52 ve 5.53'te gösterilmiştir. Ayrıca bu denklemler iteratif olarak uygulanacağından sıcak ve soğuk akışkanın hata artıkları Denklemler 5.54 ve 5.55'te gösterilmiştir.

$$\dot{Q}_{i,j} = U \cdot \Delta x \Delta y \left[0,5\left(T_{h,i} + T_{h,i+1}\right) - 0,5\left(T_{c,j} + T_{c,j+1}\right) \right] \tag{5.50}$$

$$\dot{Q} = \sum_{i=1}^{n_x} \sum_{j=1}^{n_y} \dot{Q}_{i,j} \tag{5.51}$$

$$T_{h,i+1} = T_{h,i} + \sum_{j=1}^{n_y} \frac{\dot{Q}_{i,j}}{C_h} \tag{5.52}$$

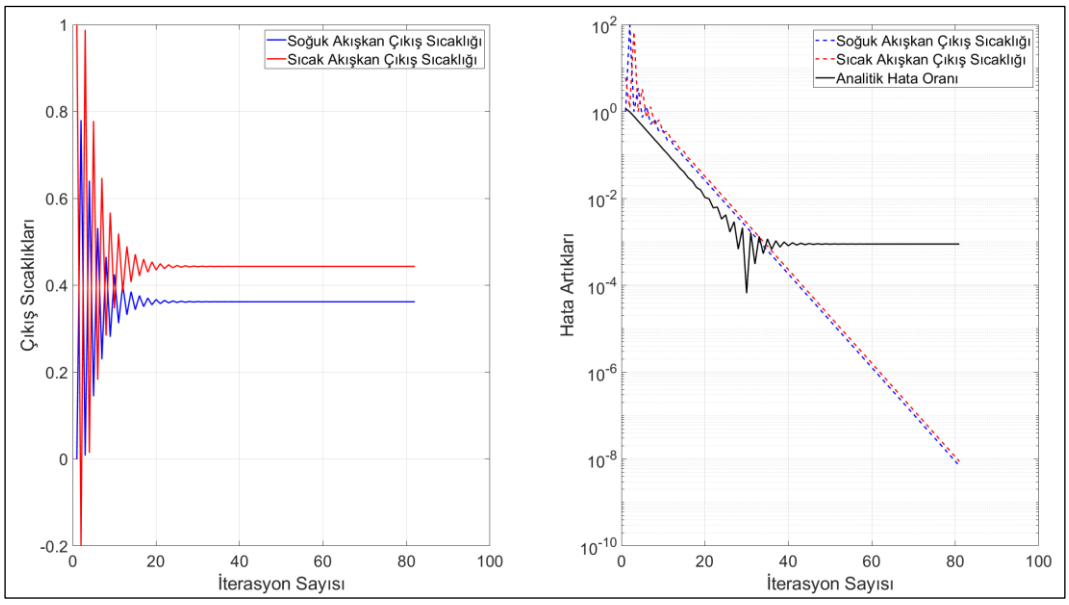
$$T_{\mathrm{c,j+1}} = T_{\mathrm{c,j}} + \sum_{i=1}^{n_x} \frac{\dot{Q}_{i,j}}{C_c} \tag{5.53}$$

$$e_{r,Th} = \frac{\left| T_{\mathrm{h},outlet}^{k+1} - T_{\mathrm{h},outlet}^{k} \right|}{T_{\mathrm{h},outlet}^{k+1}} \tag{5.54}$$

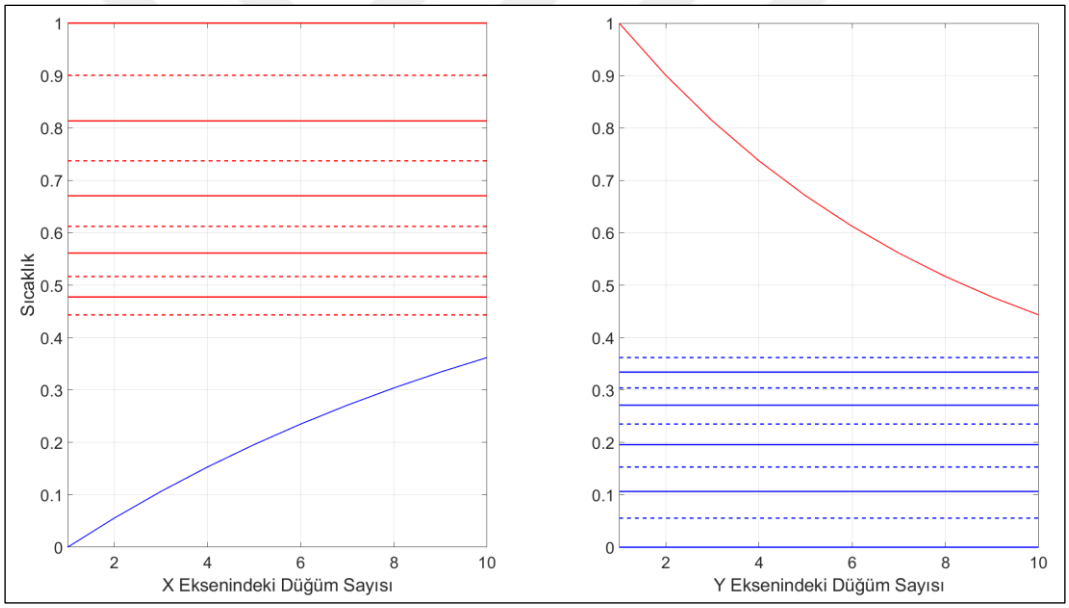
$$e_{r,Tc} = \frac{\left| T_{\mathrm{c},outlet}^{k+1} - T_{\mathrm{c},outlet}^{k} \right|}{T_{\mathrm{c},outlet}^{k+1}} \tag{5.55}$$

Tanımlı NTU ve Cr değerinde iki akışkanın karıştığı çapraz akışlı ısı değiştiricinin örnek bir vaka çalışması ele alınmıştır. Vaka çalışmasının NTU değeri 1,2 iken Cr değeri ise 0,65 olup çözüm ağı karesel olmakla birlikte sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık değerleri vektördür. Bu vaka çalışmasında düğüm sayısı yani sıcaklık vektörlerinin boyutu 10, yakınsama parametresi Denklem 5.20'de gösterilen analitik hata artığı olmakla birlikte, yakınsama kriteri 10^{-8} olarak tanımlanmıştır.

Şekil 5.29'da sıcak ve soğuk akışkanların çıkış sıcaklıkları ve hata artıklarının gösterilmiştir. Çıkış sıcaklıkları iterasyon başlarında zikzaklı bir yapıya sahip olmakla birlikte iterasyonların sonlarına doğru yakınsadığı fark edilebilir. Ayrıca bir boyutlu DSHE'de olduğu gibi, çıkış sıcaklıklarındaki hata oranları oldukça azalmasına rağmen analitik hata oranı belirli bir iterasyondan sonra sabit kalmıştır.



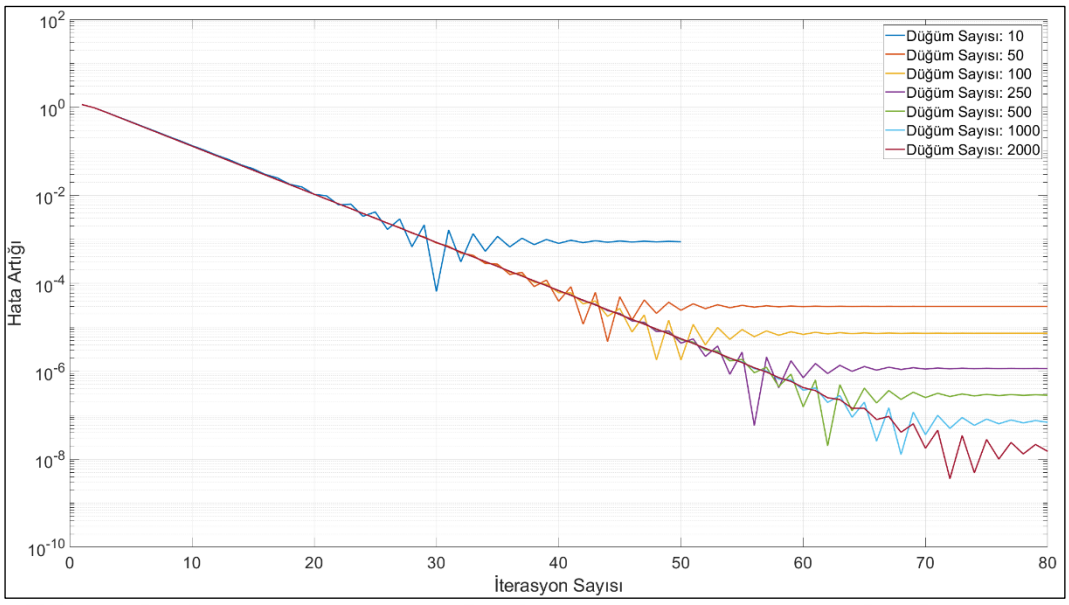
Şekil 5.29 Çıkış sıcaklıkları ve hata artıkları



Şekil 5.30 Eksenlere göre sıcaklık profilleri

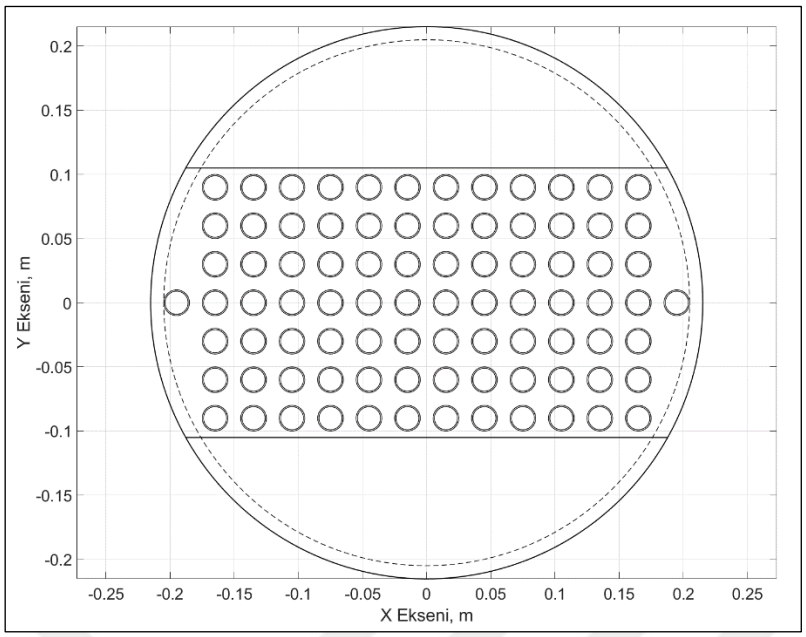
Şekil 5.30'da sırasıyla yatay ve düşey eksenlerindeki sıcaklık profilleri gösterilmiştir. Dikkat edilirse her iki akışkan karıştığı için akış normallerinde sıcaklık gradyenleri sıfırdır.

Şekil 5.31'de bu vaka çalışması için duyarlılık analizlerinin sonucu olarak analitik hata artıklarında değişim gösterilmektedir. Sonuç olarak sıcaklık vektörlerinin düğüm sayısı artıkça, analitik hata artıklarının azaldığı gösterilmiştir.



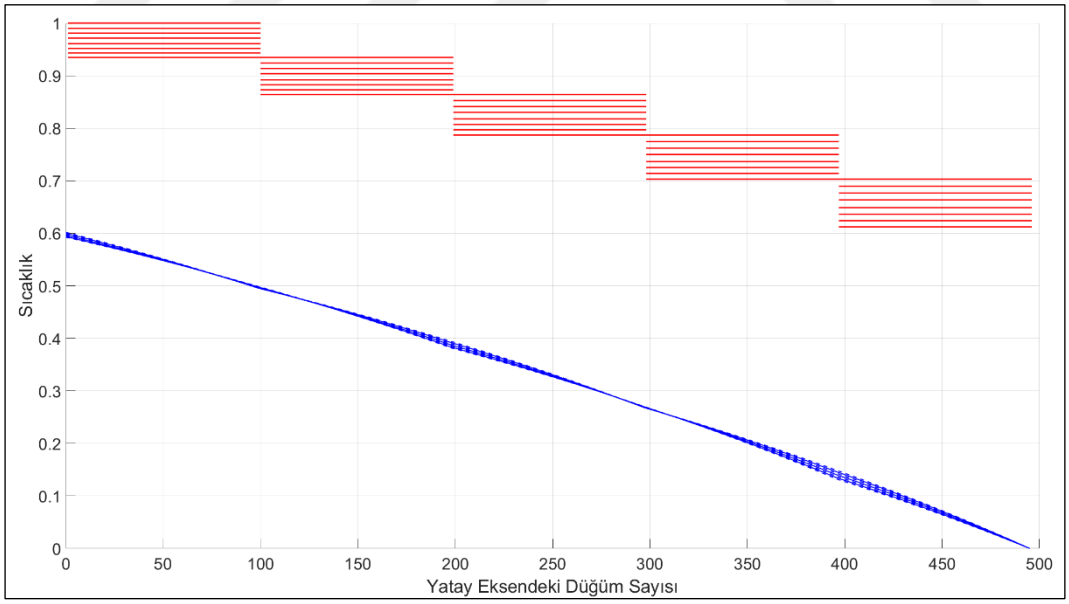
Şekil 5.31 Duyarlılık analizi

Her iki akışkanın karıştığı çapraz akışlı ısı değiştiricilere iki boyutlu DSHE'nin uygulanabilirliği gösterildikten sonra, iki boyutlu DSHE yönteminin çapraz akışlara dayalı olarak E tipi gövde borulu ısı değiştiricilere uygulanması ele alınabilir. Bir boru geçişli E tipi ısı değiştiricinin (E_1 STHE) tanımlı NTU, Cr, perde sayısı değerlerinde iki boyutlu DSHE yönteminin uygulanması gösterilecektir. Tanımlı NTU, Cr ve perde sayısı değerleri sırasıyla 1,2, 0,5 ve 4'tür olmakla birlikte boru dağılımı Şekil 5.32'da gösterilmiştir. İki perde arası yatay ve düşey uzay eksenlerindeki düğüm sayıları 100 olarak belirlenmiş olup, yakınsama parametresi Denklem 5.20'de tanımlanan birinci yasa hata artığı iken yakınsama kriteri 10^{-8} olarak tanımlanmıştır. Tanımlanan değerler için E_1 STHE'nin sıcaklık profili Şekil 5.33'te gösterilir iken çıkış sıcaklıkları ve hata artıkları Şekil 5.34'te gösterilmiştir. Şekil 5.33'de gösterilen sıcaklık profili incelenirse, gövde tarafı akışkan sıcaklıkların komşu iki perde arasında boru satırları boyunca basamak fonksiyonu biçiminde azaldığı, boru tarafı akışkan sıcaklıklarının boru satırları özelinde birbirine yakın olduğu fark edilebilir.

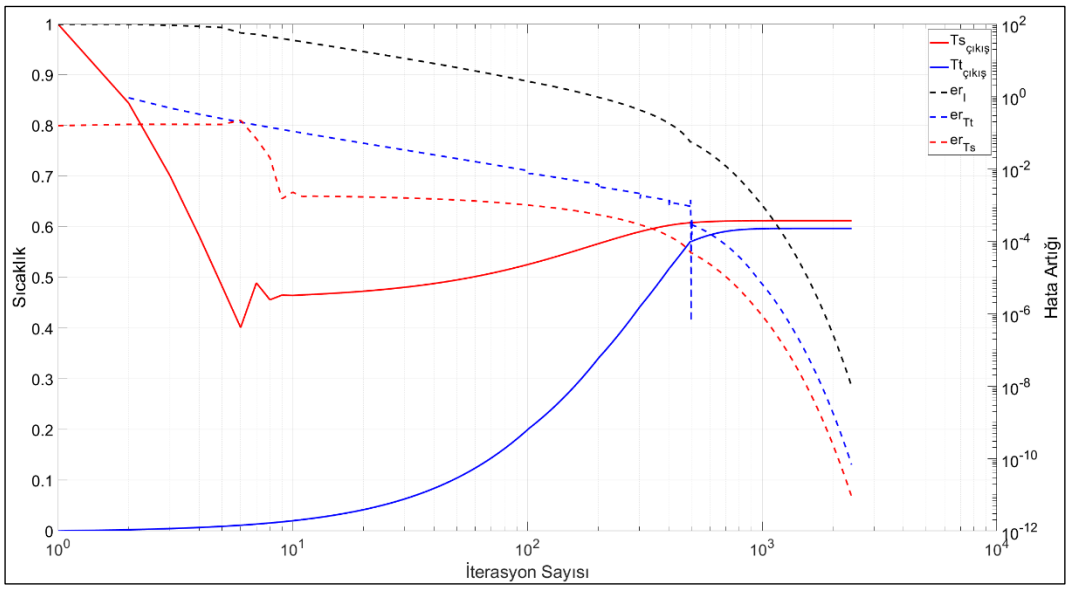


Şekil 5.32 Gövde en kesiti

Bu vaka çalışmasında etkinlik değeri nümerik olarak *0,5968* olarak elde edilmiştir. Aynı NTU ve Cr değerlerinde ise karşı akışlı ısı değiştiricinin etkinlik değeri *0,5986* olmakla birlikte bağıl fark *%0,3*'tür. Bu hata payı termal analizlerde kullanılan Nusselt sayısı ve basınç kayıp korelasyonlarına göre çok daha azdır [7], [8].

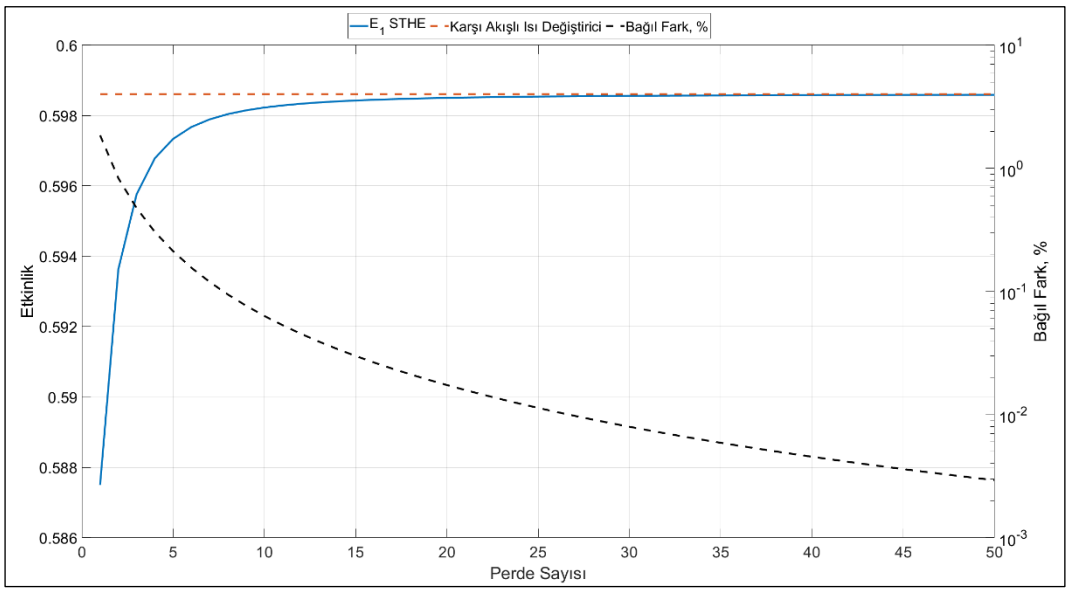


Şekil 5.33 Sıcaklık profili



Şekil 5.34 Çıkış sıcaklıkları ve hata artıkları

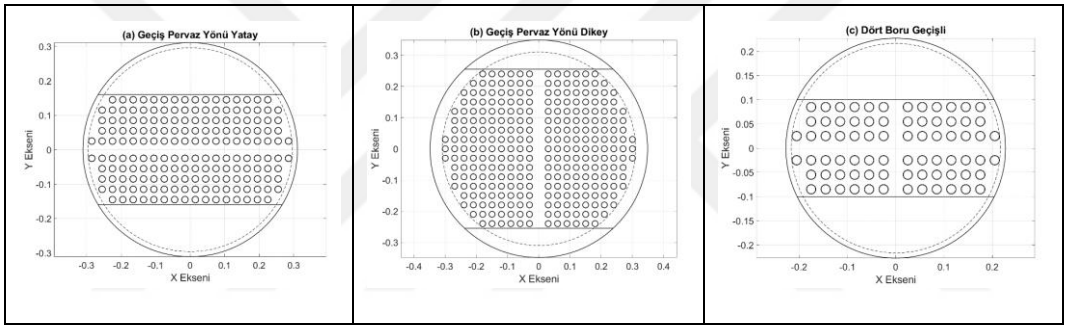
Şekil 5.35'te perde sayısı ile nümerik etkinlik değerlerinin değişimi gösterilmiştir. Ayrıca şekilde aynı NTU ve Cr değerlerine sahip karşı akışlı ısı değiştiricinin analitik etkinlik değeri ve bu değerin perde sayısı ile değişen nümerik etkinlik değerleri ile olan bağıl farkı da yüzdesel olarak verilmiştir. Sonuç olarak perde sayının artmasıyla perdeli E_1 STHE'nin etkinlik değerinin karşı akışlı ısı değiştiriciye yakınsadığı fark edilebilir.



Şekil 5.35 Etkinlik, perde sayısı ve bağıl fark

İki boyutlu DSHE yöntemi çok boru geçişli E tipi STHE'lere uygulanabilir. Fakat tek boru geçişliden farklı olarak ilave sınır şartı kafa tiplerine göre tanımlanmalıdır. Bu kafa tipleri Bölüm 3'te gösterilen *U* boru tipi ya da sabit boru aynası olarak belirtilebilir. Sabit boru aynası yerine yüzer kafa tipleri de iki boyutlu DSHE'ler için aynı parametre olduğu varsayılabilir. Çünkü her iki kafa tipinde boru demetlerinden gelen akışkanlar bir toplama bölgesinde karıştığı için çıkıştaki akışkan sıcaklığı homojen olarak kabul edilir. Kafa tipi *U* boru ise bir toplama bölgesi veya karışma odası olmadığı için *U* boru dönüşünde çıkış sıcaklıkları giriş sıcaklıklarının ayna simetriğidir.

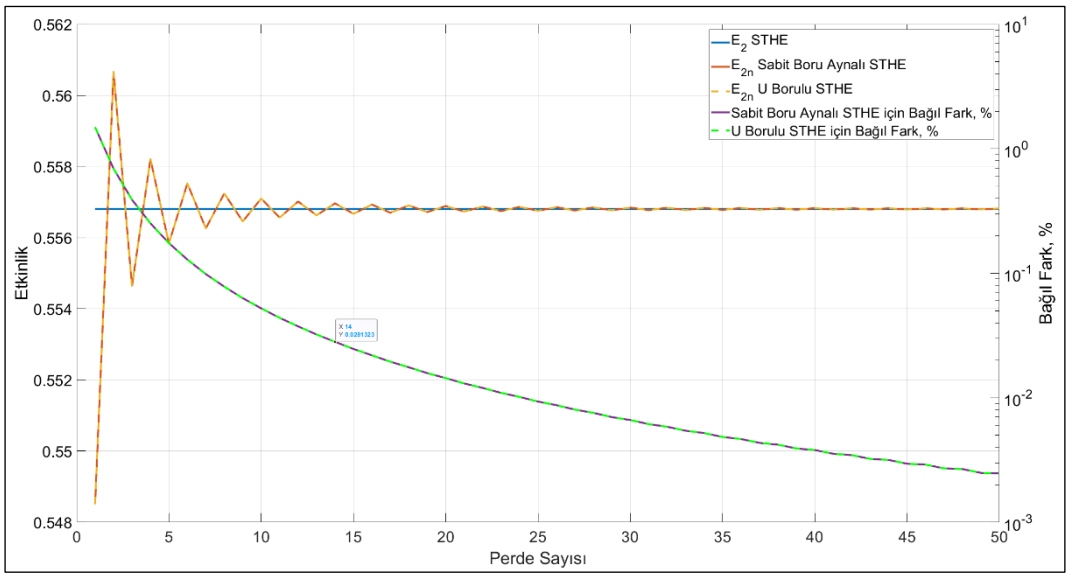
Bu tez çalışması kapsamında geliştirilen iki boyutlu DSHE yöntemine, *U* boru tipi ve sabit boru aynası sınır şartları çok boru geçişli E tipi STHE için uygulanmış olmakla birlikte ele alınacak olan boru dağılımları Şekil 5.36'te gösterilmiştir.



Şekil 5.36 Çok boru geçişli gövde en kesitleri

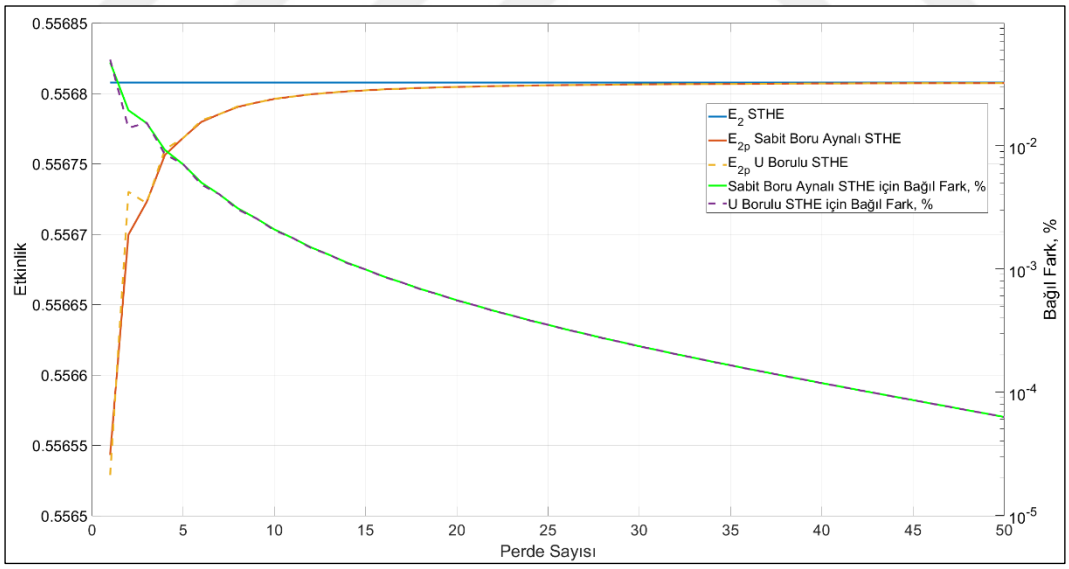
Şekil 5.36 *a* ve *b*'de sırasıyla iki boru geçişli, geçiş pervaz yönü yatay (E_{2n}) ve dikey (E_{2p}) gövde borulu ısı değiştiricilerin boru dağılımlarıdır. Şekil 5.34 *c*'de dört boru geçişli (E_4) gövde borulu ısı değiştiricilerin boru dağılımları gösterilmiştir.

Şekil 5.37'de E_{2n} STHE için iki farklı kafa tipinde nümerik etkinliğin, perde sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Ayrıca şekilde eksenel akışlara göre türetilen gövde borulu ısı değiştiricinin aynı NTU ve Cr değerlerindeki analitik etkinlik değeri ve nümerik etkinlik değerleri ile arasındaki yüzdesel bağıl farkın perde sayısıyla değişimi de gösterilmiştir. Eksenel akışlara göre tanıtılan ve Bölüm 2'de türetilen analitik ifade ile çapraz akışlara dayalı olarak türetilen nümerik değerler arası bağıl farklar Şekil 5.37'de gösterildiği gibi perde sayısı artıkça azalmaktadır. Ayrıca bu boru dağılımı için kafa tiplerinin nümerik olarak elde edilen etkinlik üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı fark edilebilir.



Şekil 5.37 E_{2n} için etkinlik, perde sayısı ve bağıl fark

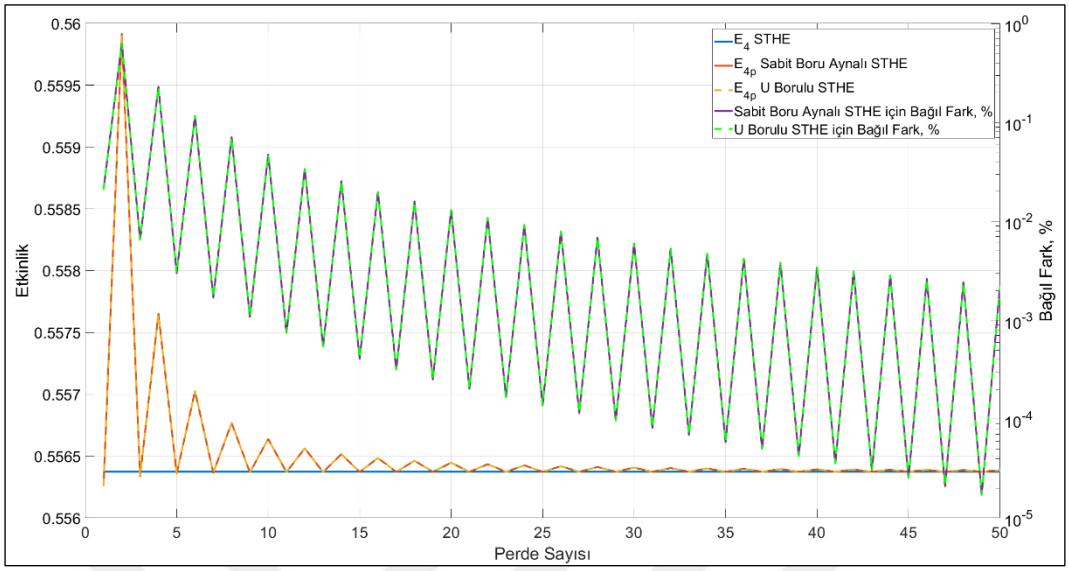
Şekil 5.38'de E_{2p} STHE için iki farklı kafa tipinde nümerik etkinlik değerleri ve eksenel akışlara dayalı analitik etkinlik değeri ile nümerik etkinlik değerleri arasındaki yüzdesel bağıl farklar perde sayısına göre gösterilmiştir. Perde sayısı değerinin 2 olduğu durum haricinde, E_{2n} STHE modelinde elde edilen sonuçlara yakın sonuçlar görülmektedir.



Şekil 5.38 E_{2p} için etkinlik, perde sayısı ve bağıl fark

E_4 STHE için eksenel akışlara dayalı etkinliği analitik ifadesini, Pignotti [16] P – Ntu yöntemine göre göstermiştir. Şekil 5.39'de E_4 STHE için iki farklı kafa tipinde nümerik etkinlik değerlerinin, perde sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Ayrıca

şekilde eksenel akışlara dayalı olarak geliştirilen analitik etkinlik değeri ve analitik ve nümerik etkinlik değerleri arasında yüzdesel bağıl fark da gösterilmiştir.



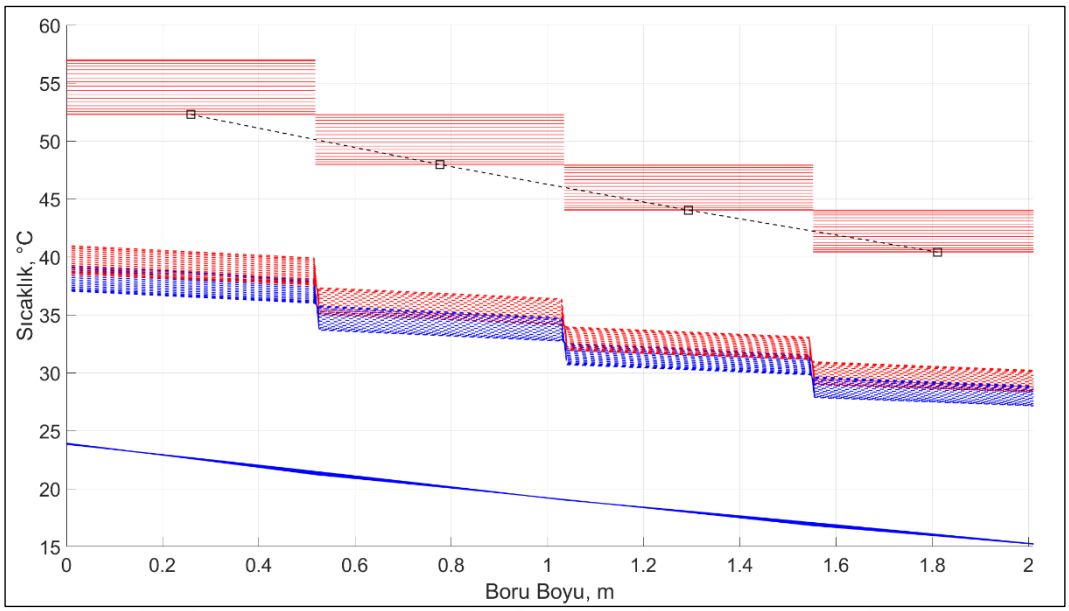
Şekil 5.39 E_4 için etkinlik, perde sayısı ve bağıl fark

Düşük çift sayılı perde tiplerinde nümerik olarak elde edilen etkinlik değerleri eksenel akışlara göre analitik etkinlik değerinden en fazla %0,64 olarak daha büyük iken tek ve büyük sayılı perdelerde nümerik ve analitik etkinlik değerleri arasındaki fark oldukça azalmaktadır. Ayrıca diğer ısı değiştirici tiplerinde olduğu gibi kafa tiplerinin nümerik etkinlik değerleri üzerinde kayda değer bir etkisi yoktur.

5.5 İki Boyutlu DSHE Yöntemiyle Vaka Çalışması

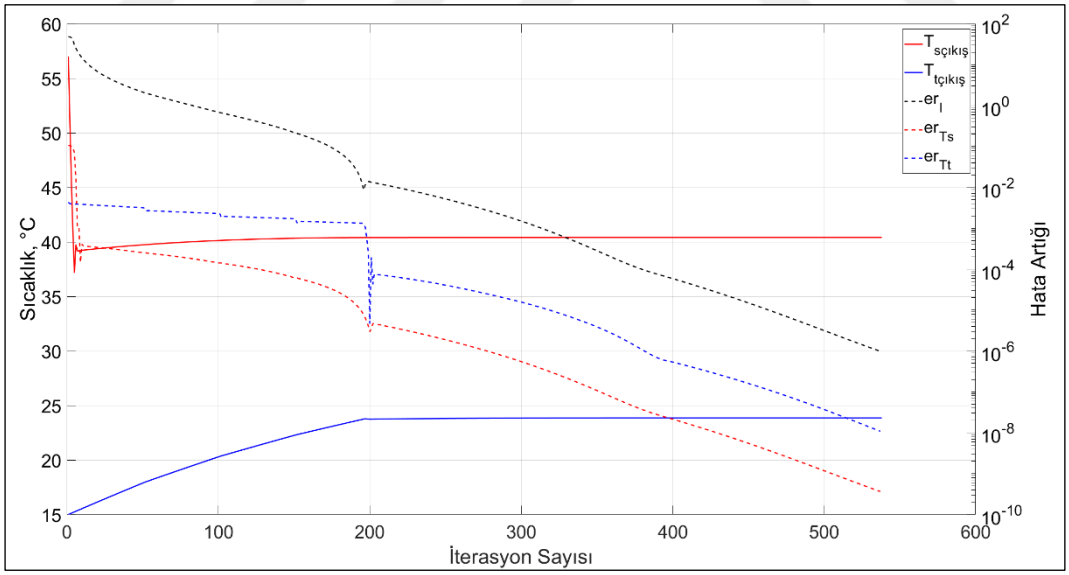
Bölüm 4 gösterilen gövde borulu ısı değiştiricinin termal analiz vaka çalışması bu bölümde iki boyutlu DSHE yöntemi ile ele alınacaktır. Ele alınan termal analiz vaka çalışmasında DSHE yönteminin yakınsama parametresi Denklem 5.20'de gösterilen birinci yasa hata artığı, yakınsama kriteri ise 10^{-6} olarak belirlenmiştir. İki perde arasındaki boru satırlarının düğüm sayıları ise $100\,x\,100$ olarak belirlenmiştir.

DSHE termal analiz sonuçlarına göre STHE'nin sıcaklık profili Şekil 5.40'de gösterilmiştir. Şekildeki kesikli çizgiler boru satırlarının cidar sıcaklıklarıdır. Cidar sıcaklıklarının perde geçişlerinde zikzaklı yapıya sahip olmasının sebebi ise gövde tarafı akışkanın perde geçişlerinde ardışık olarak yön değiştirmesidir.



Şekil 5.40 Boru boyunca sıcaklık profili

İterasyonlara göre çıkış sıcaklıkları ve hata artıkları Şekil 5.41'da gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere iterasyon sayısı artıkça, çıkış sıcaklıkları yatay bir seyir izler iken ve hata artıkları ise azalmaktadır. Bu sayede bu vaka çalışması için iki boyutlu DSHE termal analiz modelinin yakınsadığı fark edilebilir.



Şekil 5.41 Çıkış sıcaklıkları ve hata artırkları

Tablo 5.13'te ε – NTU ve iki boyutlu DSHE yönteminin sonuçları kıyaslamalı olarak gösterilmiştir. Boru tarafı basınç kaybı haricinde diğer parametrelerinin bağıl farkı %1'in altındadır. Kritik noktadan uzak tek fazlı akışlarda ε – NTU ve DSHE

yöntemlerinin benzer sonuçlar vermesi, akışkan termofiziksel özelliklerindeki yumuşak değişimlerden dolayı beklenen bir durumdur.

Tablo 5.13 Boyutsuz ve ayrık model kıyaslama

	ε – NTU	**DSHE**	**Bağıl Fark**
Isı Transferi, MW	1,3790	1,3738	%0,38
Boru Tarafı Çıkış Sıcaklığı, °C	23,8912	23,8572	%0,14
Boru Tarafı Basınç Kaybı, kPa	5,5218	5,5987	%1,39
Gövde Tarafı Çıkış Sıcaklığı, °C	40,3465	40,4099	%0,16
Gövde Tarafı Basınç Kaybı, kPa	9,2374	9,2419	%0,05

6
PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Plakalı ısı değiştiriciler ince plakaları ısı transfer yüzey alanı olarak kullan kompakt ısı değiştirici tipidir. Biçimsel olarak contalı, lehimli, yarı – lehimli kaynaklı, spiral veya lameli olarak sınıflandırılabilir. Bu ısı değiştiricisi tipleri denizcilik, gıda, ilaç, kâğıt, kimya endüstrisi ve her iki akışkanında sıvı olduğu tek fazlı akışlarda sıklıkla kullanılır. Lameli veya spiral plakalı ısı değiştiriciler çift fazlı uygulamalarda kullanılabilir [82]. Bu tez çalışması kapsamında denizcilikte sıkça kullanılan conta plakalı ısı değiştiriciler dikkate alınacaktır ve plakalı ısı değiştirici (PHE) olarak adlandırılacaktır. Ayrıca plakalı ısı değiştiricilerin borulu ısı değiştiricilere göre avantaj ve dezavantajları aşağıda gösterilmiştir.

Avantajlar:

- Yüksek ısı transfer katsayısına sahip olma,
- Düşük hacim, ağırlığa sahip olma,
- Daha Kolay taşınabilirlik,
- Daha Kolay montaj ve de-montaj,
- Daha kolay bakım / temizlik (özellikle gıda ve ilaç endüstrisi için),
- Daha kolay sızıntı tespiti ve sızıntının dışarıya doğru olması,
- Akışkanların birbirine karışmaması,
- Saf karşı akış desenine yaklaşma,
- Kapasite artırımı veya azaltılması olanağı,
- Düşük debilerde etkin olarak işletilebilmesi,
- Plakalar arasında akış hızı yüksek ve akış hareketi spiralli olduğundan daha az kirlenme,
- Borulu ısı değiştiricilerinde olduğu gibi akış kaynaklı titreşimler, gürültü veya termal gerilimler ve giriş sıkışma sorunları, plakalı ısı değiştiricileri için mevcut değildir.

Dezavantajlar:

- Çok yüksek sıcaklıklarda işletilememesi (asbest conta için 260 °C) [8],
- Çok yüksek basınçlarda işletilememesi (en fazla 3 MPa, çoğunlukla 1 MPa'nın altında işletilirler) [8],

- Yüksek basınç kaybı,
- Vakum basınçlarda çalışamama,
- Aşındırıcı veya parçacıklı akışkanlarda çalışamama,
- Contaların zamanla değiştirilmesi,
- Conta sızıntı sebebiyle zehirli akışkanlar kullanılamaz [8]

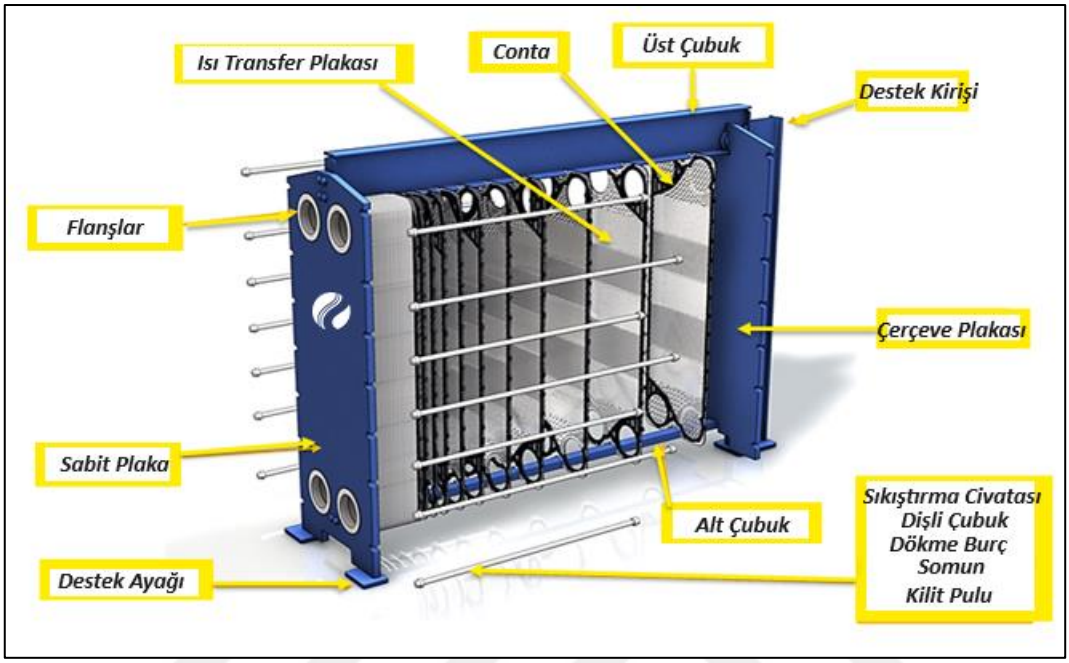
6.1 Plakalı Isı Değiştiricilerin Yapısal Özellikleri

Plakalı ısı değiştiricilerinin yapısal elemanları Şekil 6.1'de gösterilmiştir. Şekil 6.1'den anlaşılacağı üzere plakalı ısı değiştiricilerin ısı transfer yüzey elemanları iki destek plakası arasında sıkıştırılmış ince plaka paketinden oluşur. Plakanın kenarları ve portların çevresi contalar ile kapatılmıştır. Plakaların ağırlığı üst taşıyıcı bar ile desteklenir iken hizalama için alt rehber barı kullanılır. Bu sayede plakaların alt ve üst kısımlarında barlara oturmasını sağlayan çentikler plakalara açılır. Yüzlerce plaka bir plaka paketine sığdırılabilir ve plakaları sıkıştırmak için sıkıştırma barları ve cıvataları kullanılır. Alt ve üst destek çubukları, sıkıştırılmış plaka paketinden daha uzundur, böylece hareketli çerçeve plakası çıkarıldığında ince plakalar muayene ve temizlik için destek çubukları boyunca hareket ettirilebilir [8].

Tek bir plakanın ısı transfer yüzey alanı 0,03 – 2,2 m^2 arasında değişebilir. Akışkanların plaka üzerinde homojene yakın dağılması için en az yükseklik – genişlik oranı 1,8 olmalıdır [3]. Plakaların kalınlığı ise 1390'larda 15 mm'den günümüzde 0,4 mm kadar incelmiştir [60]. Plaka kalınlıklarının azalması ile birim hacimde daha fazla ısı transfer yüzey alanı artırılır ve bu oran değerleri 120 ila 660 m2/m3 arasında değişir [8]. Ayrıca plakalar inceldikçe, cidar ısıl dirençleri de azalmakta ve ısı değiştiricilerinin termal etkinlikleri de artmaktadır. Fakat korozyon toleransları azalmakta ve daha pahalı malzemelerin kullanımı gerekmektedir. Bu yüzden ince plakaların korozyon toleransı düşük olması nedeniyle karbon çeliği kullanılmaz [8]. Plaka malzemeleri ısı değiştiricisindeki akışkanların korozif özelliklerine göre seçilir ve malzeme listesi ısı iletim katsayıları ile birlikte Tablo 6.1'de verilmiştir. Genelde paslanmaz çelik veya titanyum malzemesi kullanılır iken monel ve nikel nadiren kullanılır.

Contalar, bu tip ısı değiştiricilerde sızdırmaları önlemek için kullanılır. Conta malzemeleri sebebiyle ısı değiştiricideki akışkanların sıcaklık ve basınçlarına üst

sınırlar getirilmiştir. Kullanılan çeşitli malzemeler üst sınır sıcaklık değerleriyle birlikte Tablo 6.2'de gösterilmiştir. Ayrıca conta malzemesi ise akışkanların kimyasal özelliklerine göre de seçilir. Contalar sızıntı olduğunda ya da ısı değiştiricisi bakımlarında değiştirilir.



Şekil 6.1 Plakalı ısı değiştirici parçalar [93]

Tablo 6.1 Plakalı ısı değiştirici malzeme ve ısı iletim katsayıları [3]

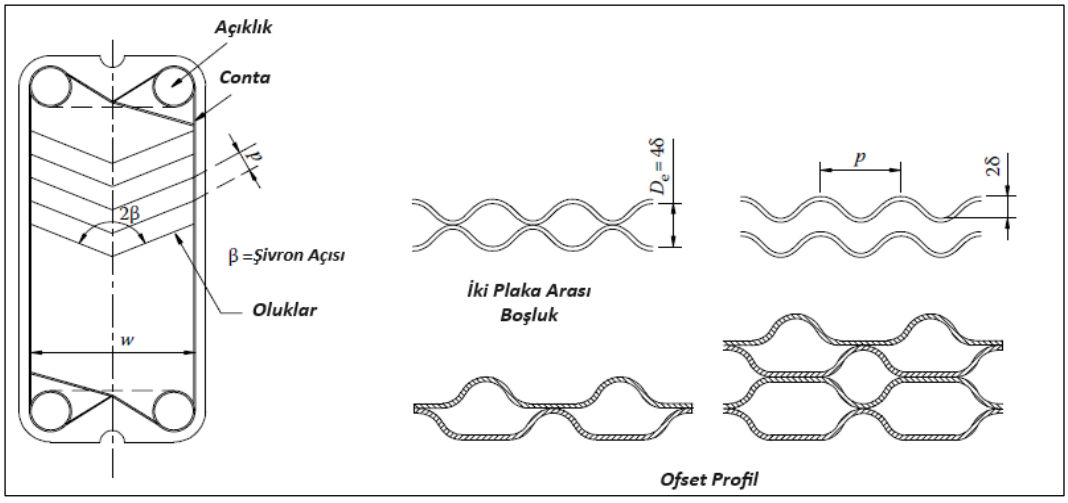
	İletim Katsayısı
Paslanmaz Çelik (316)	16.5 W/m^2°C
Titanyum	20 W/m^2°C
İnkonel 600 - 825	16 – 12 W/m^2°C
Hasteloy C – 276	10.6 W/m^2°C
Monel 400	21 W/m^2°C, [94]
Nikel 200	66 W/m^2°C
9 / 10 Bakır – Nikel	52 W/m^2°C

Tablo 6.2 Conta malzemeleri [8]

	Üst Sınır Sıcaklık Değeri
Doğal Kauçuk	70 °C
Stiren Bütadien	80 °C
Etilen Propilen Kauçuk	140 °C
Silikon Kauçuk	140 °C
Florlanmış Kauçuk	175 °C
Sıkıştırılmış Asbest Fiber	260 °C

Isı transfer yüzey elemanları olan plakalarda sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış yapabilmesi için Şekil 6.1'de gösterildiği gibi dört adet port bulunur. Ayrıca akış yüzey alanını ve ısı transfer alanını artırmak için çeşitli tiplerde oluk desenleri geliştirilmiştir. Bu tez çalışması kapsamında şivron (*chevron*) tipi desen dikkate alınacaktır ve bu desen tipi akış en kesitleriyle birlikte Şekil 6.2'de gösterilmiştir.

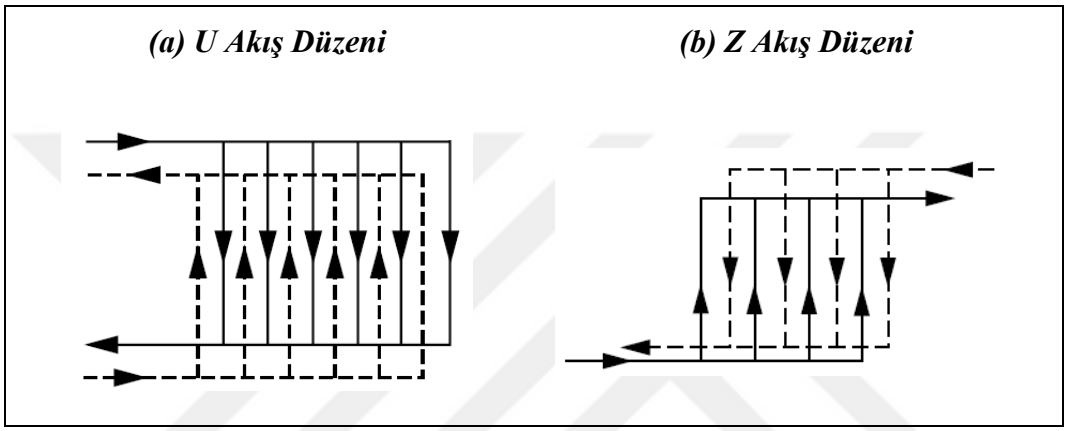
Şivron deseninde akışkan spiral hareket yaparak iler iken kirlenme azaltılır ve ısı transfer katsayısı artırılır. Şivron desenini karakterize eden parametreler, şivron açısı (β), dalga boyu (p) ve dalga genliği (δ, oluk adımı) olup Şekil 6.2'de gösterilmiştir. Şivron açısı uygulamalarda 25° ile 65° arasında değişmektedir ve bu açı değerleri ısı transfer ve basınç kaybını doğrudan etkiler. Ayrıca oluk derinlikleri (2δ) 3 – 5 mm arasında değişmektedir [2].



Şekil 6.2 Şivron plaka deseni ve akış en kesitleri [2]

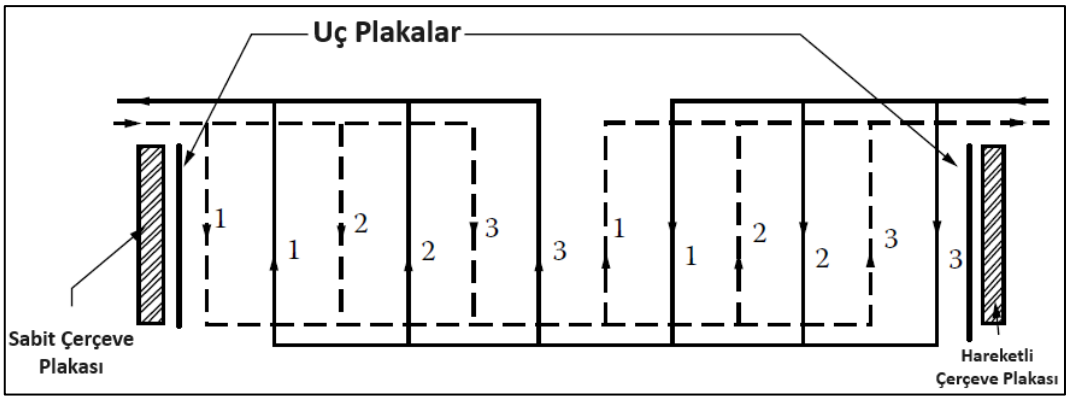
6.2 Plakalı Isı Değiştiricilerin Akış Geçiş Sayısı ve Düzenleri

Plakalı ısı değiştiricilerde akış geçiş sayısı akışkanların plaka demeti içerisinde yön değiştirme sayının bir fazlası olmakla birlikte iki akışkan için akış geçiş sayıları aynı değerde olmayabilir. Bire bir akış geçiş sayılarında, akışkanların yön dönüş sayısı sıfır olmakla birlikte teorik olarak saf karşı akış elde edilebilir iken Şekil 6.3'de gösterildiği gibi *U* ve *Z* geçiş düzenleri elde edilebilir. *U* akış düzeni daha yaygındır, bunun nedeni tek bir plaka çerçevesinde bütün portların bulunmasıdır ve bu durumda ısı değiştiricisinin bakım ve temizliğinde kolaylık sağlamasıdır [8].

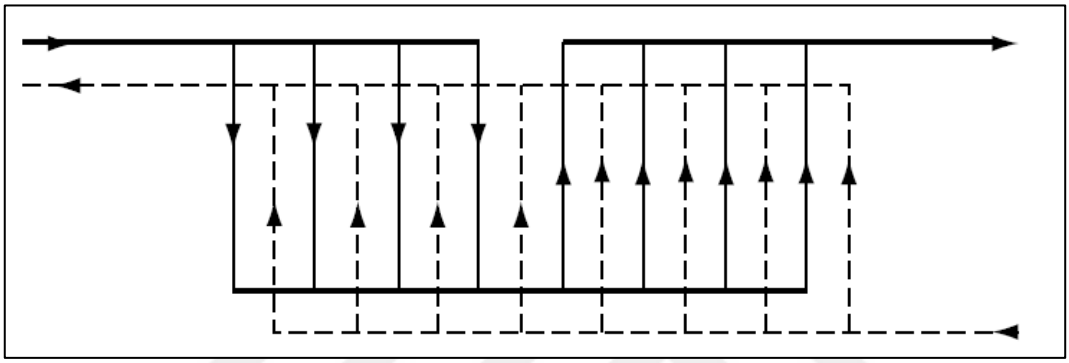


Şekil 6.3 *U* ve *Z* akış düzenleri

Akışkan debilerinde anlamlı fark veya düşük olduğu zaman, akış kanal hızını artırmak için debisi az olan akış tarafı veya taraflarında akış geçiş sayısı birden büyük olabilir. Örnek olarak Şekiller 6.4 ve 6.5'de sırasıyla 2 – 2 ve 2 – 1 akış geçiş sayılarındaki akış düzenleri sırasıyla gösterilmiştir. Bu şekillerden görüleceği üzere çok geçişli bir düzenlemede, portlar ve akışkan bağlantıları hem sabit hem de hareketli çerçeve plakalarında bulunur. Dolayısıyla bakım onarımda U akış düzenine kıyasla daha zorlu olacağı anlamına gelir. Ayrıca çok geçişli akış düzenlerinde saf karşı akış yoktur, dolayısıyla aynı toplam ısı transfer katsayısı ve alan değerlerinde termal performansta kısmi bir azalma olacağı öngörülebilir.



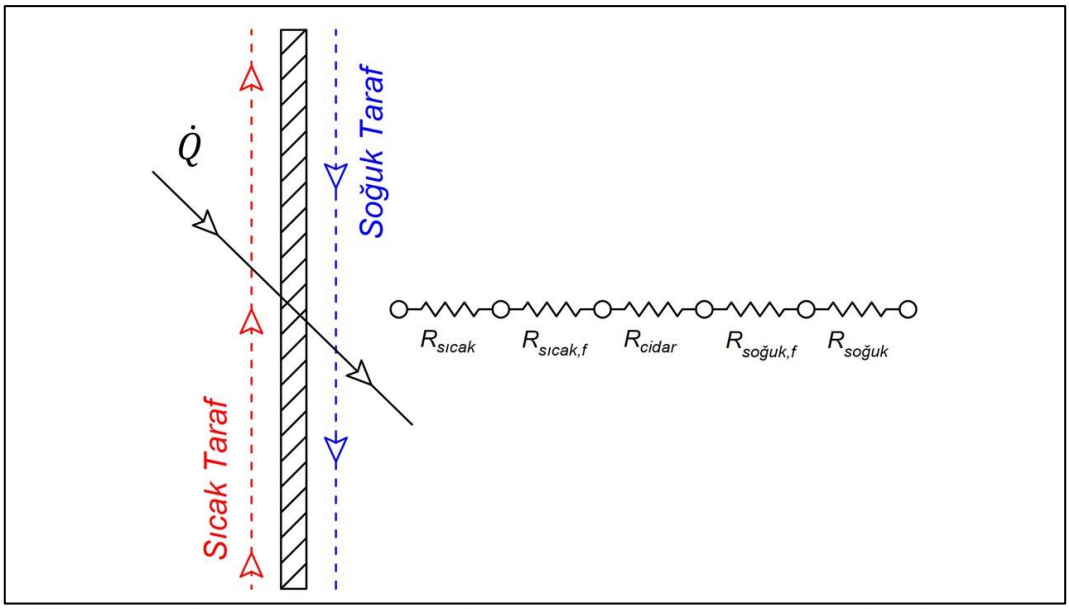
Şekil 6.4 Akış geçiş sayıları; 2 – 2 [3]



Şekil 6.5 Akış geçiş sayıları; 2 – 1 [3]

6.3 Plakalı Isı Değiştiricilerin Boyutsuz Termal Analizi

Borulu ısı değiştiricilerinin aksine plakalı ısı değiştiricilerde akış tarafları boru veya gövde (ya da halka) tarafı değil sıcak ve soğuk taraf olarak adlandırılır. Ayrıca sıcak ve soğuk tarafların ısı transfer yüzey alanları eşit olduğundan toplam ısı transfer katsayısı simgesinde herhangi bir alt indis kullanılmaz çünkü her iki taraf içinde aynıdır. Şekil 6.6'da plaka üzerinde sıcak ve soğuk akış tarafları ve ısıl direnç ağı gösterilmiştir. Denklemler 6.1 – 6.6 arasında ısıl dirençler ve toplam ısı transfer katsayısının formülasyonu gösterilmiştir.



Şekil 6.6 Plaka ısıl direnç ağı

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\sum_i R_i} \tag{6.1}$$

$$\sum_i R_i = R_h + R_{h,f} + R_{cidar} + R_{c,f} + R_c \tag{6.2}$$

Denklem 6.2'de gösterilen *h* alt indisi, sıcak akışkan tarafını ifade eder iken *c* alt indisi soğuk akışkan tarafını ifade eder. Ayrıca *f* alt indisi kirliliği ifade eder.

$$\sum_i R_i = (UA)^{-1} \tag{6.3}$$

$$(UA)^{-1} = R_{sıcak} + R_{sıcak,f} + R_{cidar} + R_{soğuk,f} + R_{soğuk} \tag{6.4}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_h A} + \frac{F_h}{A} + \frac{t}{k_w A} + \frac{F_c}{A} + \frac{1}{h_c A} \tag{6.5}$$

Denklem 6.5'de gösterilen *h* simgesi akışkanların ısı transfer katsayısını ($W/m^2°C$) tanımlarken, *F* ise her iki taraf için kirlenme faktörüdür ($°C/m^2W$). Denklem 6.6'da ise toplam ısı transfer katsayısının formülünü gösterilmiştir.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + F_h + \frac{t}{k_w} + F_c + \frac{1}{h_c} \tag{6.6}$$

Gövde borulu ısı değiştiricilerinin aksine plakalı ısı değiştiricilerinin her iki akış tarafı için aynı Nusselt ve basınç kayıp korelasyonları kullanılabilir. Bu tez

çalışması kapsamında dikkate alınan Nusselt sayısı korelasyonu Denklem 6.7'de gösterilmiştir [3].

$$Nu = \frac{h \cdot D_{hid}}{k} = C\left(\frac{D_{hid} G_c}{\mu}\right)^n \left(\frac{C_p \mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17} \tag{6.7}$$

Denklem 6.7'de, gösterilen G_c bir kanaldaki kütle akısını (kg/m^{2}s), D_h eşdeğer çapı (m), C_p özgül ısı (j/kg°C), k akışkanın iletim katsayısını (W/mK), μ akışkanın viskozitesini (kg/ms), iken C_h ve n katsayıları ise *Reynolds* sayısı ve β açısına bağlı olarak Tablo 6.3'de gösterilmiştir. Denklemdeki bütün özellikler, μ_w hariç, yığın sıcaklık (veya entalpi) ve basınca göre hesaplanmalıdır. Cidar sıcaklığındaki viskozite μ_w ile gösterilmekte olup cidar sıcaklığındaki akışkanın viskozitesidir.

Reynolds sayısı (*Re*) ve kanal başı kütle akısı olan G_c sırasıyla Denklemler 6.8 ve 6.9'da gösterilmiştir.

$$\mathrm{Re} = \frac{D_h G_c}{\mu} \tag{6.8}$$

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N_c A_{cr}} \tag{6.9}$$

Denklem 6.9'da gösterilen N_c bir akış geçişindeki kanal sayısı ve A_{cr} akış kesit alanı (m^2) olmakla birlikte Denklem 6.10'da gösterilmiştir.

$$A_{cr} = w \cdot b$$

Denklem 6.10'da gösterilen b (m) değeri ise kesit derinliği olup Denklem 6.11'de gösterilmiştir.

$$b = \frac{L_c}{N_{t,p}} - th \tag{6.11}$$

Denklem 6.11'de gösterilen L_c (m) sıkıştırılmış plaka paketinin derinliği olmakla birlikte $N_{t,p}$ plaka sayısı iken *th* (m) plaka kalınlığıdır.

Denklem 6.7'de gösterilen hidrolik çap olan D_{hid}*'nın* formülasyonu Denklem 6.12'de gösterilmiştir.

$$D_{hid} = \frac{2b}{\phi} \tag{6.12}$$

Denklem 6.12'de gösterilen genişleme faktörü olan Φ'nin bağıntısı Denklem 6.13'de gösterilmiş olup, değerleri 1,17 – 1,32 arasında değişmektedir.

$$\phi = \frac{A}{A_p} \tag{6.13}$$

Denklem 6.13'de gösterilen A (m^2), plakanın gerçek ısı transfer yüzey alanı iken, A_p (m^2) plakanın projektör alanıdır. Denklem 6.14'de A_p*'nin* bağıntısı gösterilmiştir.

$$A_p = w\left(L_v - D_p\right) \tag{6.14}$$

Denklem 6.14'da gösterilen w (m) plaka genişliği, L_v (m) portlar arası düşey mesafe ve D_p (m) portların çapıdır.

Plakalı ısı değiştirici içindeki akışkanlar tek geçişe sahip olursa, plakalı ısı değiştiricisinin boyutsuz termal analizi için kullanılacak olan ε – NTU bağıntısı karşı akış desenli ε – NTU bağıntısıdır.

Plakalı ısı değiştiricilerindeki basınç kayıpları Denklem 6.15'de gösterildiği gibi üç ana kısma ayrılabilir. Bunlar; portlardaki basınç kaybı, kanallardaki basınç kaybı ve yükseklik değişiminden kaynaklı basınç değişimidir. Plakalı ısı değiştiricilerde genelde akışkanlar sıvı fazında olduğu için yoğunluk değişiminden kaynaklı basınç değişimleri ihmal edilmiştir. Eğer akışkan yukarıdan aşağı doğru geliyorsa, yükseklikten basınç kaybından ziyade basınç artışı elde edilir.

$$\Delta P = \Delta P_{port} + \Delta P_{kanal} \pm \Delta P_{yükseklik} \tag{6.15}$$

Denklem 6.15'de gösterilen basınç kayıp terimleri Denklemler 6.16 – 6.18 arasında gösterilmiştir.

$$\Delta P_{port} = 1.3\frac{G_p^2}{2\rho} \tag{6.16}$$

$$\Delta P_{kanal} = 4f\,\frac{L_v}{D_h}\frac{G_c^2}{2\rho}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.17} \tag{6.17}$$

$$\Delta P_{yükseklik} = \rho g h \tag{6.18}$$

Denklem 6.17'de gösterilen portlardaki akış akısı olan G_p'nin (kg/m^{2}s) bağıntısı Denklem 6.19'de gösterilmiştir.

$$G_p = \frac{4\dot{m}}{\pi D_p^2} \tag{6.19}$$

Denklem 6.17'de gösterilen sürtünme faktörü f'nin bağıntısı Denklem 6.20'de gösterilmiştir.

$$f = \frac{K_p}{\mathrm{Re}^m} \tag{6.20}$$

Denklem 6.7 gösterilen *C* ve *n* ve Denklem 6.20'de gösterilen K_p ve *m* katsayıları şivron açısı ve Reynolds sayılarına bağlı olarak Tablo 6.3'e gösterilmiştir.

Tablo 6.3 Şivron deseni için korelasyon katsayıları [3]

Şivron Açısı, °	**Reynolds Sayısı**	**C**	**n**	**Reynolds Sayısı**	**K_p**	**m**
≤ 30	≤ 10	0,718	0,349	< 10	50	1
	> 10	0,348	0,663	10 – 100	19,4	0,589
				> 100	2,99	0,183
45	< 10	0,718	0,349	< 15	47	1
	10 – 100	0,4	0,598	15 – 300	18,29	0,652
	> 100	0,3	0,663	> 300	1,411	0,206
50	< 20	0,63	0,333	< 20	34	1
	20 – 300	0,291	0,591	20 – 300	11,25	0,631
	> 300	0,13	0,732	> 200	0,772	0,161
60	< 20	0,562	0,326	< 40	24	1
	20 – 400	0,306	0,529	40 – 400	3,24	0,457
	> 400	0,108	0,703	> 400	0,76	0,215

Tablo 6.3 Şivron deseni için korelasyon katsayıları [3] (Devam)

Şivron Açısı, °	Reynolds Sayısı	C	n	Reynolds Sayısı	K_p	m
> 65	< 20	0,562	0,326	< 50	24	1
	20 – 500	0,331	0,503	50 – 500	2,8	0,451
	> 500	0,087	0,718	> 500	0,639	0,213

6.3.1 Etkinlik – NTU ile Vaka Çalışması

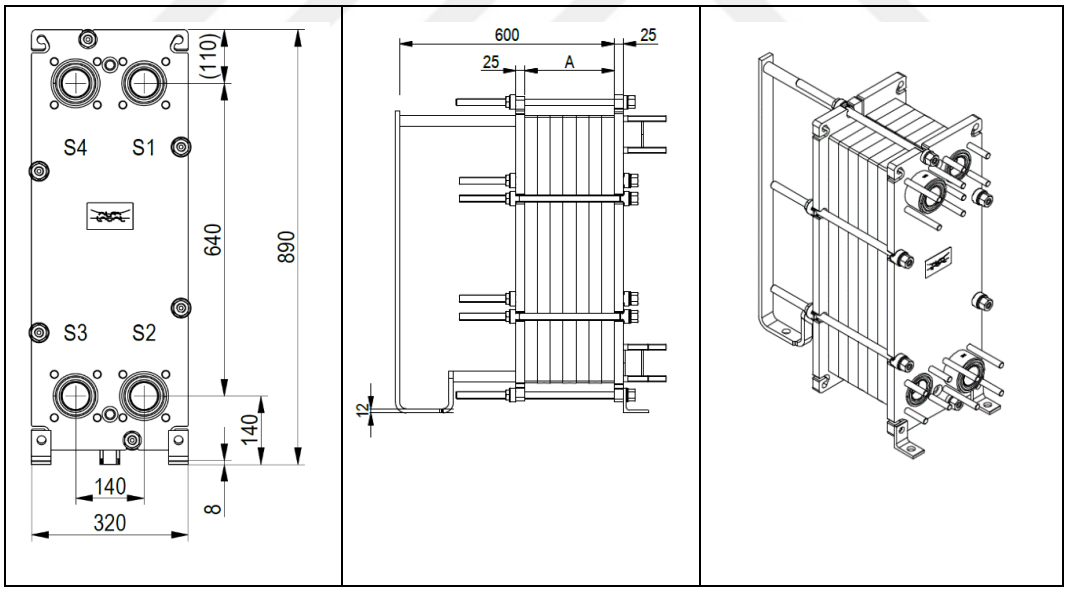
Alfa Laval'ın bir balıkçı gemisine tedarik ettiği *U* akış düzenine sahip deniz suyu soğutucu olan plakalı ısı değiştiricinin özellikleri Tablo 6.4'de ve teknik çizimleri Şekil 6.7'da gösterilmiştir. Alfa Laval'ın bu tez çalışması için sağlandığı teknik doküman A Ek bölümünde Şekil A Ek 1.1'de gösterilmiştir. Isı değiştiricideki tatlı su ve deniz suyunun giriş çıkış ve ortalama özellikleri Tablo 6.5'de gösterilmektedir. Ayrıca akışkanların kirlenme faktörleri sıfır ve deniz suyu tuzluluk kütle kesri %3 olarak kabul edilmiştir.

Tablo 6.4 Plakalı ısı değiştiricinin özellikleri

	Değer		***Değer***
Plaka malzemesi	Titanyum	**DN - PN numarası**	50 - 16
Plaka tipi	T6 – BFG	**Port iç çapı [95]**	61,5 mm
İletim katsayısı	20 W/m°C	**Oluk derinliği**	2,3 mm
Büyüme faktörü	1,17 (Kabul)	**Plaka kalınlığı**	0,5 mm
Plaka genişliği	140 + 54 mm	**Plaka Kesit Derinliği**	1,8 mm
Plaka yüksekliği	640 mm	**Plaka sayısı**	121
Plaka açısı	45° (kabul)		

Tablo 6.5 Akışkan özellikleri

	Deniz Suyu	**Tatlı Su**
Debi	16,8683 kg/s	13,9143 kg/s
Giriş Sıcaklığı	32 °C	55,1 °C
Çıkış Sıcaklığı	46,5 °C	38 °C
Giriş – Çıkış Portu	S3 → S4	S1 → S2
Yoğunluk	1012,1 kg/m^3	988 kg/m^3
Özgül Isı	4,05 $kj/kg°C$	4,18 $kj/kg°C$
İletim Katsayısı	0,623 $W/m°C$	0,638 W/m°C
Viskozite	7,08e-04 kg/ms	5,9150e-04 kg/ms



Şekil 6.7 Alfa Laval plakalı ısı değiştirici teknik resim

Bu vaka çalışması için ε – NTU tanımla alan şartına göre termal analiz sonuçları Tablo 6.6'da sunulmuştur. Ayrıca akışkanların termofiziksel özellikleri sabit kabul edildiği için bu analiz tipinde iteratif yaklaşıma ihtiyaç yoktur.

Tablo 6.6 PHE termal analiz sonuçları

	Soğuk Taraf	**Sıcak Taraf**
Çıkış Sıcaklıkları	46,5482 °C	38,0117 °C
Basınç Kayıpları	87,4854 kPa	61,1016 kPa
Re sayıları	3368,6567	3326,0248
Pr sayıları	4,6026	3,8753
Akış hızı	0,7659 m/s	0,6472 m/s
Isı taşınım katsayısı	22039 W/m^2°C	21133 W/m^2°C
Sürtünme faktörü	0,2704	0,2704
Hidrolik çap	3,0769 mm	
Isı transferi	993,8858 kW	
Etkinlik değeri	0,7397	
Toplam ısı transfer katsayısı	8496,7165 W/m^2°C	
Isıl kapasite oranı	0,8514	
Transfer birim sayısı	2,3710	
Etkin yüzey alanı	16,2297 m^2	

Tablo 6.7'de Alfa Laval'ın sağladığı veriler ile ε – NTU modelinin sağladığı veriler kıyaslamalı olarak sunulmuştur. Sonuçlara göre geliştirilen ε – NTU modeli, Alfa Laval'nın sağladığı verilere kıyaslandığı zaman çıkış sıcaklıklarında %0,1 altında iken basınç kayıplarında ise %5'nin altındadır. Böylece geliştirilen boyutsuz termal modelin, Alfa – Laval'nın sağladığı verilere oldukça yaklaştığı söylenebilir.

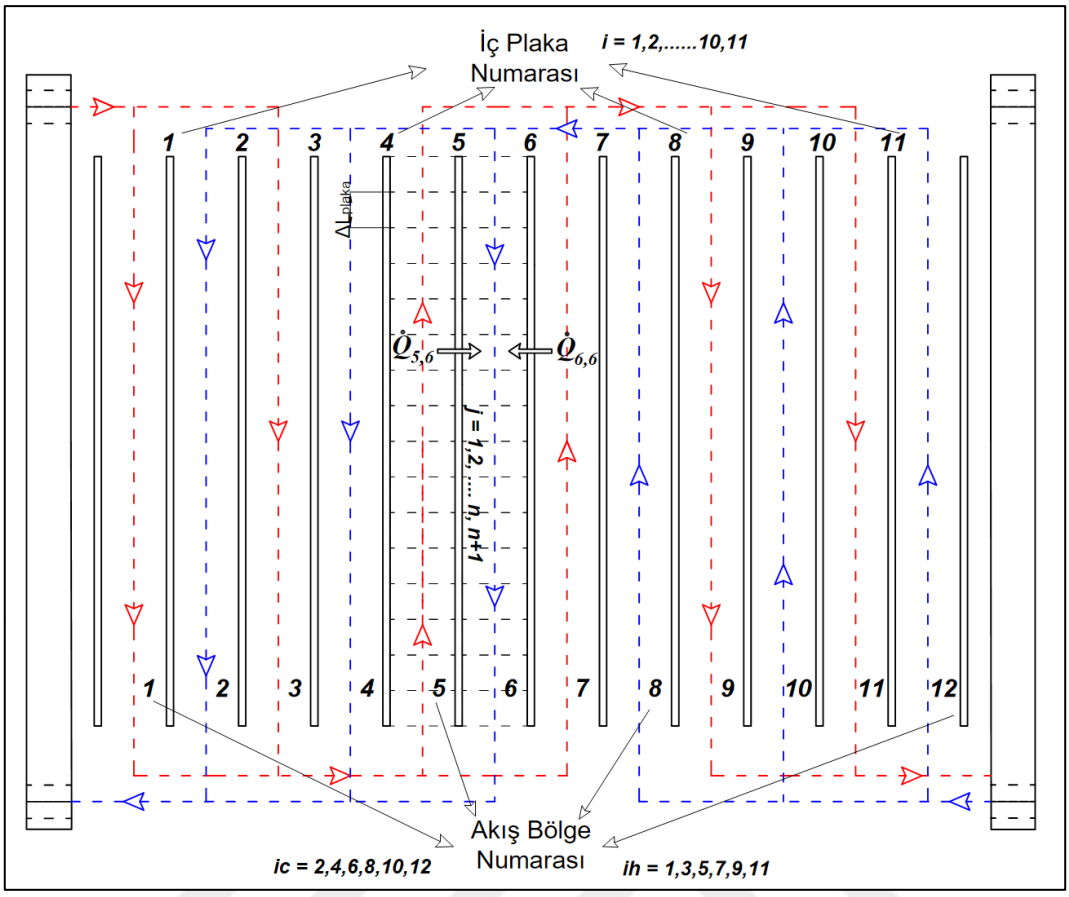
Tablo 6.7 Sonuçların kıyaslanması

	ε – NTU modelinin sağladığı Değerler	**Alfa Laval'ın sağladığı Değerler**	**Bağıl Fark**
Sıcak Akışkan Çıkış Sıcaklığı	38,0117 °C	38 °C	%0,031
Soğuk Akışkan Çıkış Sıcaklığı	46,5482 °C	46,5 °C	%0,010
Sıcak Akışkan Basınç Kaybı	61,1016 kPa	58,5 kPa	%4,45
Soğuk Akışkan Basınç Kaybı	87,4854 kPa	83,8 kPa	%4,40

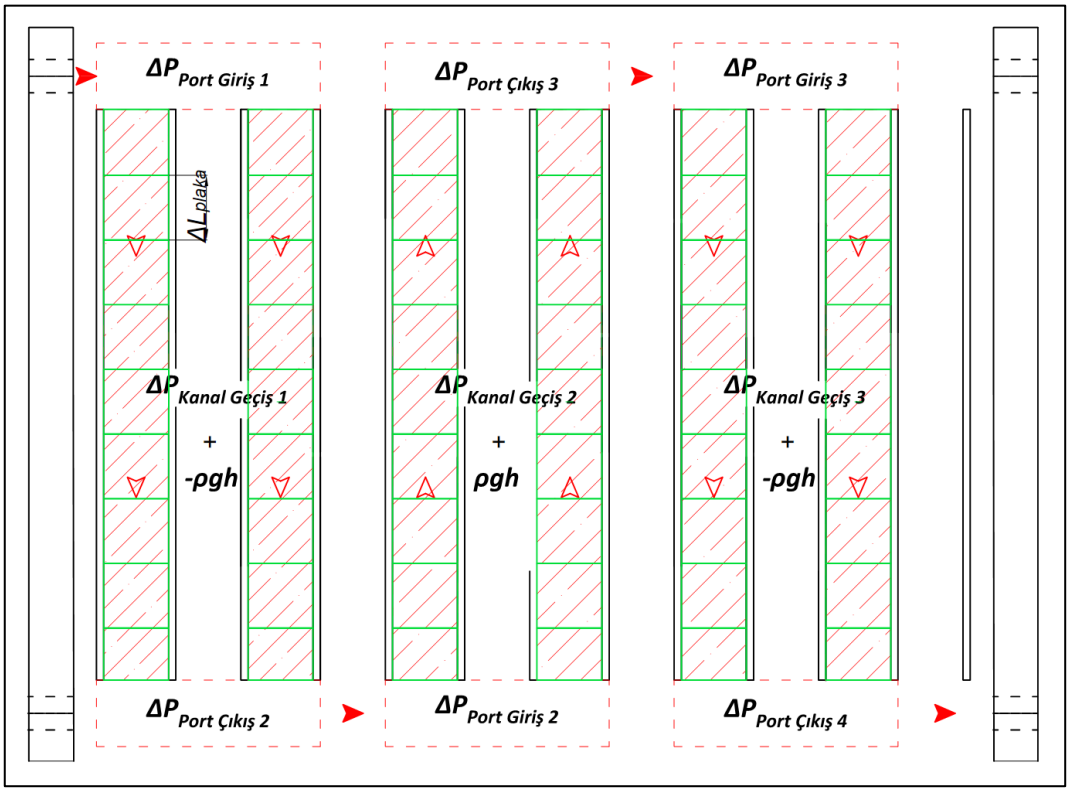
6.4 Plakalı Isı Değiştiricilerin DSHE Yöntemi ile Termal Analizi

Bu tez çalışması kapsamında, birden fazla akış geçiş sayısına sahip akışkanların olduğu plakalı ısı değiştiricilerinin termal analizleri için de ayrık alt ısı değiştiriciler yöntemi (DSHE) geliştirilmiştir. Bu yöntemde uç plakalar hariç her bir plaka, alt ısı değiştiricilere ayrıklaştırılmakta ve her bir alt ısı değiştiricisi için ısı transfer ve basınç kayıp terimleri hesaplanmaktadır. Şekil 6.8'de sıcak akışkanın üç, soğuk akışkanın iki akış geçiş sayısına sahip bir çok geçişli PHE'nin ayrık nümerik şeması gösterilmiştir. Nümerik şemada görüleceği üzere beşinci ve altıncı akış bölgelerine komşu olan beşinci plaka, alt ısı değiştiricilere ayrıklaştırılmıştır.

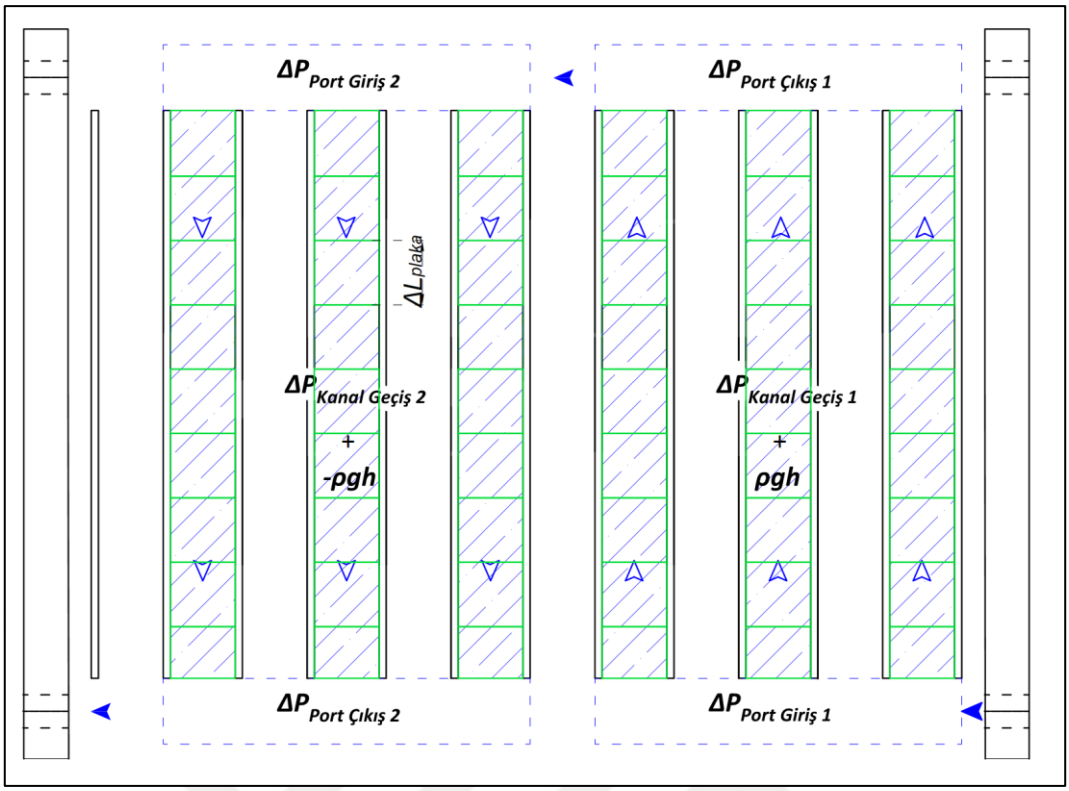
DSHE modelinin çok geçişli PHE'lerde uygulanabilmesi için PHE'nin akış oryantasyon modelinin tanımlanması gerekmektedir [17]. Bu tez çalışması kapsamında, PHE oryantasyon modeli için yapılan ön kabul, yukarıdan aşağı olan akış için oryantasyon değeri 0 iken tam tersi durumda oryantasyon değeri 1 olmasıdır. Bu sayede, herhangi bir iç plakanın sınır olduğu akış bölgelerinin oryantasyon değerleri aynı ise o plakanın alt ısı değiştiricileri paralel akışlı, farklı ise karşı akışlı ısı değiştirici olarak tanımlanabilir. Tablo 6.8'de, Şekil 6.8'de gösterilen çok geçişli PHE'nin oryantasyon verileri sunulmuştur.



Şekil 6.8 Ayrık PHE ısıl nümerik şema



Şekil 6.9 Sıcak akışkan basınç kayıp nümerik şema



Şekil 6.10 Soğuk akışkan basınç kayıp nümerik şema

Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'da sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın basınç kayıp nümerik şemaları gösterilmiştir. Bu terimler port giriş – çıkış, kanal ve yükseklik değişiminden kaynaklanan basınç kayıplarıdır.

Her bir iç plakanın alt ısı değiştiricilerindeki ısı transfer ifadeleri, akış oryantasyonuna göre Denklemler 6.21 – 6.25 arasında gösterilmiştir. Bu denklemlerde gösterilen *i* alt indisi plaka numaralarını işaret eder iken *j* alt indisi akışkanların termofiziksel özelliklerinin vektör sayacıdır. Alt ısı değiştirici sayısı *n* ve akışkan termofiziksel özelliklerinin vektörlerinin uzunluğu *n+1*'dir. Ayrıca *j* sayacı Şekil 6.8'de gösterildiği gibi yukarıdan aşağı yönlü artmaktadır.

Sıcak ve soğuk akış bölgelerini Şekil 6.8'de gösterildiği gibi sırayla *ih* ve *ic* alt indisleri işaret edilmektedir.

$$C_{\min} = \min\left(\left[\frac{\dot{m}_h C_{p,\mathrm{ih},j}}{N_{c,\mathrm{h}}}, \frac{\dot{m}_c C_{p,\mathrm{ic},j}}{N_{c,\mathrm{c}}}\right]\right) \tag{6.21}$$

Denklem 6.21'de en az ısıl kapasite tanımı gösterilmiş olup gösterilen *h* ve *c* alt indisi sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanı işaret eder. Ayrıca denklem de bulunan

N_{kanal} terimi ise bir geçişteki sıcak veya soğuk akışkan için akış bölge sayısıdır. Denklemler 6.22 – 6.25 arasında alt ısı değiştiriciler için akış oryantasyonlarına göre ısı transfer ε – NTU yöntemine göre bağıntıları gösterilmiştir.

Tablo 6.8 PHE akış oryantasyonu

Plaka No	Bölge No	Sıcak Akış Oryantasyonu	Soğuk Akış Oryantasyonu
1	1 – 2	0	0
2	2 – 3	0	0
3	3 – 4	0	0
4	4 – 5	1	0
5	5 – 6	1	0
6	6 – 7	1	0
7	7 – 8	1	1
8	8 – 9	0	1
9	9 – 10	0	1
10	10 – 11	0	1
11	11 – 12	0	1

Eğer sıcak ve soğuk akış oryantasyonu 0'a eşit ise ısı transferi:

$$\dot{Q}_{i,j} = \varepsilon_p C_{\min} \left(T_{ih,\mathrm{j}} - T_{ic,\mathrm{j}} \right) \tag{6.22}$$

Eğer sıcak ve soğuk akış oryantasyonu 1'a eşit ise ısı transferi:

$$\dot{Q}_{i,j} = \varepsilon_p C_{\min} \left(T_{ih,\mathrm{j+1}} - T_{ic,\mathrm{j+1}} \right) \tag{6.23}$$

Eğer sıcak akış oryantasyonu 1, soğuk akış oryantasyonu 0'a ise ısı transferi:

$$\dot{Q}_{i,j} = \varepsilon_c C_{\min} \left(T_{ih,\mathrm{j+1}} - T_{ic,\mathrm{j}} \right) \tag{6.24}$$

Eğer sıcak akış oryantasyonu 0, soğuk akış oryantasyonu 1'a eşit ise ısı transferi:

$$\dot{Q}_{i,j} = \varepsilon_c C_{\min} \left(T_{ih,j} - T_{ic,j+1} \right) \tag{6.25}$$

Şekil 6.8'de görüleceği üzere, ilk ve son akış bölgelerinde tek taraflı bir ısı transfer mekanizması var iken iç bölgelerde çift taraflı ısı transfer mekanizması olduğuna dikkat edilmelidir. Denklemler 6.26 – 6.33 arasında alt ısı değiştiricilerindeki çıkış entalpi ifadeleri gösterilmektedir.

Eğer sıcak akışkan tarafı oryantasyonu 0 ve ilk bölme ise ilk bölmenin entalpi vektörü:

$$i_{1,j+1} = i_{1,j} - \frac{\dot{Q}_{1,j}}{\dot{m}_h} N_{c,h} \tag{6.26}$$

Eğer sıcak akışkan tarafı oryantasyonu 1 ve ilk bölme ise ilk bölmenin entalpi vektörü:

$$i_{1,j} = i_{1,j+1} - \frac{\dot{Q}_{1,j}}{\dot{m}_h} N_{c,h} \tag{6.27}$$

Eğer sıcak akışkan tarafı oryantasyonu 0 ve ara bölme ise ara bölmenin entalpi vektörü:

$$i_{ih,j+1} = i_{ih,j} - \frac{\dot{Q}_{i,j} + \dot{Q}_{i-1,j}}{\dot{m}_h} N_{c,h} \tag{6.28}$$

Eğer sıcak akışkan tarafı oryantasyonu 1 ve ara bölme ise ara bölmenin entalpi vektörü:

$$i_{ih,j} = i_{ih,j+1} - \frac{\dot{Q}_{2j} + \dot{Q}_{2j-1}}{\dot{m}_h} N_{c,h} \tag{6.29}$$

Eğer soğuk akışkan oryantasyonu 0 ve son bölme ise son bölmenin entalpi vektörü:

$$i_{ic,j+1} = i_{ic,j} + \frac{\dot{Q}_{n,j}}{\dot{m}_c} N_{c,c} \tag{6.30}$$

Eğer soğuk akışkan oryantasyonu 1 ve son bölme ise son bölmenin entalpi vektörü:

$$i_{ic,j} = i_{ic,j+1} + \frac{\dot{Q}_{n,j}}{\dot{m}_c} N_{c,c} \tag{6.31}$$

Eğer soğuk akışkan oryantasyonu 0 ve ara bölme ise ara bölmenin entalpi vektörü;

$$i_{ic,j+1} = i_{ic,j} + \frac{\dot{Q}_{i,j} + \dot{Q}_{i,j-1}}{\dot{m}_c} N_{c,c} \tag{6.32}$$

Eğer soğuk akışkan oryantasyonu 1 ve ara bölme ise ara bölmenin entalpi vektörü;

$$i_{ic,j} = i_{ic,j+1} + \frac{\dot{Q}_{i,j} + \dot{Q}_{i,j-1}}{\dot{m}_c} N_{c,c} \tag{6.33}$$

Denklemler 6.34 – 6.37 arasında alt ısı değiştiriciler için çıkış basınç ifadeleri gösterilmektedir.

Eğer sıcak akışkan tarafı oryantasyonu 0 ise *ih*'ıncı bölmenin basınç kayıp ifadesi:

$$P_{ih,j+1} = P_{ih,j} - \Delta P_{kanal,ih,j} + \rho g_h L_v \tag{6.34}$$

Eğer sıcak akışkan tarafı oryantasyonu 1 ise *ih*'ıncı bölmenin basınç kayıp ifadesi:

$$P_{ih,j} = P_{ih,j+1} - \Delta P_{kanal,ih} - \rho g_h L_v \tag{6.35}$$

Eğer soğuk akışkan tarafı oryantasyonu 0 ise *ic*'ıncı bölmenin basınç kayıp ifadesi:

$$P_{ic,j+1} = P_{ic,j} - \Delta P_{kanal,ic,j} + \rho g_c L_v \tag{6.36}$$

Eğer soğuk akışkan tarafı oryantasyonu 1 ise *ic*'ıncı bölmenin basınç kayıp ifadesi:

$$P_{ic,j} = P_{ic,j+1} - \Delta P_{kanal,ic,j} + \rho g_c L_v \tag{6.37}$$

Şekiller 6.9 ve 6.10 arasında gösterilen örnek plaka ısı değiştiricisi için port geçişlerindeki entalpi ve basınç bağıntıları Denklemler 6.38 – 6.45 arasında gösterilmektedir. Sıcak akışkan entalpi eşitlikleri Denklemler 6.38 ve 6.39, basınç eşitlikleri ise 6.40 ve 6.41'de gösterilmiştir.

$$i_{5h,end} = i_{7h,end} = ortalama\left(\left[i_{1h,end},\ i_{3h,end}\right]\right) \tag{6.38}$$

$$i_{9h,1} = i_{11h,1} = ortalama\left(\left[i_{5h,1},\ i_{7h,1}\right]\right) \tag{6.39}$$

$$P_{5h,end} = P_{7h,end} = en\,az\left(\left[P_{1h,end},\ P_{3h,end}\right]\right) - 1,4\frac{G_{p,h}^2}{2\rho_h} \tag{6.40}$$

$$P_{9h,1} = P_{11h,1} = en\,az\left(\left[P_{5h,1},\ P_{7h,1}\right]\right) - 1,4\frac{G_{p,h}^2}{2\rho_h} \tag{6.41}$$

Denklemler 6.40 ve 6.41'da gösterilen $G_{p,h}$ (kg/m^{2}s) sıcak akışkanın porttaki kütle akısıdır ve eşitliği Denklem 6.42'de gösterilmiştir.

$$G_{p,h} = \frac{4\dot{m}_h}{\pi D_p^2} \tag{6.42}$$

Soğuk akışkan entalpi ve basınç eşitliği sırasıyla Denklemler 6.43 ve 6.44'de gösterilmiştir. Denklem 6.44'de gösterilen $G_{p,c}$ (kg/m^{2}s) soğuk akışkanın porttaki kütle akısıdır ve eşitliği Denklem 6.45'te gösterilmiştir.

$$i_{2c,1} = i_{4c,1} = i_{6c,1} = ortalama\left(\left[i_{8c,1},\ i_{10c,1},\ i_{12c,1}\right]\right) \tag{6.43}$$

$$P_{2c,1} = P_{4c,1} = P_{6c,1} = en\,az\left(\left[P_{8c,1},\ P_{10c,1},\ P_{12c,1}\right]\right) - 1,4\frac{G_{p,c}^2}{2\rho_c} \tag{6.44}$$

$$G_{p,c} = \frac{4\dot{m}_c}{\pi D_p^2} \tag{6.45}$$

Çok geçişli plakalı ısı değiştiricilerin ayrık termal analizlerindeki sınır şartları port geçişlerindeki gibi kanal geçiş sayıları ve ısı değiştiricisine giriş yaptıkları portlara göre değişiklik gösterir. Şekiller 6.8 – 6.10 arasında gösterilen çok geçişli PHE için sınır şartları eşitlikleri Denklemler 6.46 – 6.53 arasında gösterilmiştir.

Sıcak akışkanın giriş ve çıkış basınç eşitlikleri Denklemler 6.46 ve 6.47'de gösterilmiştir. Bu denklemlerde gösterilen $P_{h,giriş}$ ve $P_{h,çıkış}$ sıcak akışkanın giriş ve çıkış flanşlarında basınçlar olarak tanımlanabilir.

$$P_{1h,up} = P_{3h,up} = P_{h,giriş} - 0,7\frac{G_{p,h}^2}{2\rho_h} \tag{6.46}$$

$$P_{h,çıkış} = en\,az\left(\left[P_{9h,end}, P_{11h,end}\right]\right) - 0,7\frac{G_{p,h}^2}{2\rho_h} \tag{6.47}$$

Sıcak akışkanın çıkış entalpi ve sıcaklığı sırasıyla Denklemler 6.48 ve 6.49'da gösterilmiştir. Denklem 6.49'de gösterilen *CP, CoolProp* [80] kütüphanesindeki entalpi ve basınca göre sıcaklığı veren fonksiyondur.

$$i_{h,\text{çıkış}} = ortalama\left(\left[i_{h,5,down}, i_{h,6,down} \right]\right) \tag{6.48}$$

$$T_{h,\text{çıkış}} = @CP\left(i_{h,\text{çıkış}}, P_{h,\text{çıkış}}\right) - 273{,}15 \tag{6.49}$$

Soğuk akışkanın giriş ve çıkış basınç eşitlikleri Denklemler 6.50 ve 6.51'de gösterilmiştir.

$$P_{12\text{c},end} = P_{10\text{c},end} = P_{8\text{c},end} = P_{\text{c},giriş} - 0{,}7\frac{G_{p,\text{c}}^2}{2\rho_c} \tag{6.50}$$

$$P_{c,\text{çıkış}} = en\,az\left(\left[P_{2c,end}, P_{4c,end}, P_{6c,end} \right]\right) - 0{,}7\frac{G_{p,\text{c}}^2}{2\rho_c} \tag{6.51}$$

Sıcak akışkanın çıkış entalpi ve sıcaklığı sırasıyla Denklemler 6.52 ve 6.53'de gösterilmiştir. Çıkış entalpilerinin tanımlanmasından sonra sıcak ve soğuk akışkana göre ısı transfer ifadeleri Denklemler 6.54 ve 6.55'de gösterilmiştir.

$$i_{c,\text{çıkış}} = ortalama\left(\left[i_{2\text{c},end},\ i_{4c,end},\ i_{6\text{c},end} \right]\right) \tag{6.52}$$

$$T_{c,\text{çıkış}} = @CP\left(i_{c,\text{çıkış}}, P_{c,\text{çıkış}}\right) - 273{,}15 \tag{6.53}$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h\left(i_{\text{h,çıkış}} - i_{\text{h},giriş}\right) \tag{6.54}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c\left(i_{c,\text{çıkış}} - i_{c,giriş}\right) \tag{6.55}$$

Plakalı ısı değiştiricilerinin ayrık alt ısı değiştirici yöntemindeki hata artıkları, sıcak ve soğuk akışkanın çıkış sıcaklıklarındaki hata artıkları ve birinci yasa hata artığı olarak tanımlanmış olup sırasıyla Denklemler 6.56 – 6.58 arasında gösterilmiştir. Denklemler 6.56 ve 6.57'de gösterilen *k* üst indisi yineleme sayısıdır.

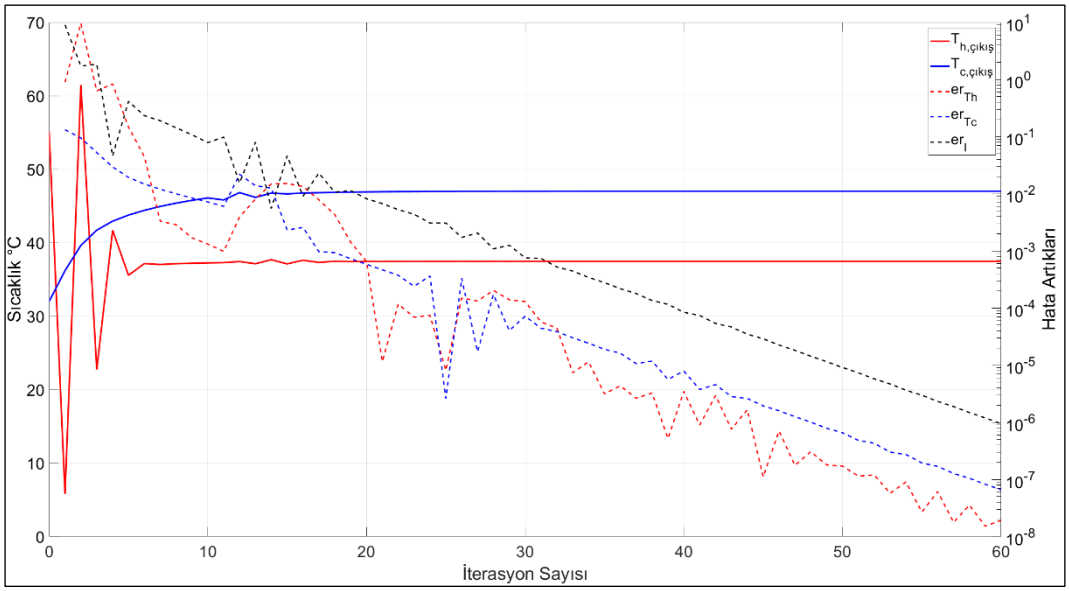
$$er_{T_h} = \frac{\left|T_{h,\text{çıkış}}^{k+1} - T_{h,\text{çıkış}}^{k}\right|}{T_{h,\text{çıkış}}^{k}} \tag{6.56}$$

$$er_{T_c} = \frac{\left|T_{c,\text{çıkış}}^{k+1} - T_{c,\text{çıkış}}^{k}\right|}{T_{c,\text{çıkış}}^{k}} \tag{6.57}$$

$$er_I = \frac{\left| \dot{Q}_h - \dot{Q}_c \right|}{\dot{Q}_c} \tag{6.58}$$

6.4.1 DSHE Yöntemiyle Vaka Çalışması

Bu bölümde ε – NTU yöntemi ile ele alınan vaka çalışması, DSHE yöntemi için de vaka çalışması olarak ele alınacaktır. Her iç plakadaki alt ısı değiştirici sayısı 10, yakınsama parametresi birinci yasa hata artığı ve yakınsama kriteri 10^{-6} olarak tanımlanmıştır. Çıkış sıcaklıklarındaki değişim ve hata oranları Şekil 6.11'de gösterilmiş olup geliştirilen DSHE modelinin yakınsadığı fark edilebilir.



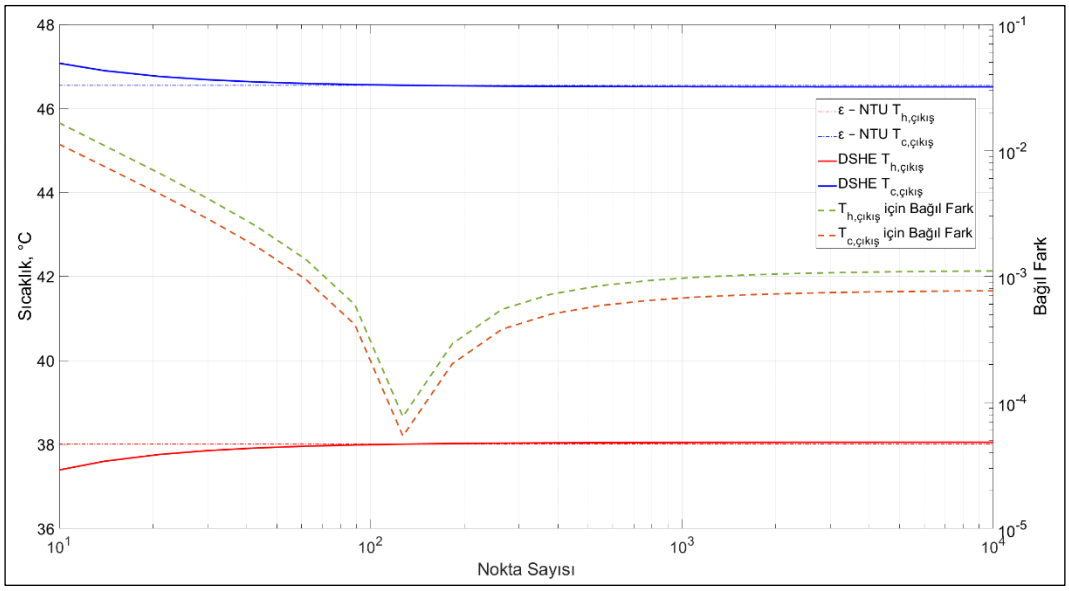
Şekil 6.11 Çıkış sıcaklıkları ve hata oranları

Tablo 6.9'da ise uç bölmeler ve bazı iç bölmelerdeki ısı transfer çıkış sıcaklıkları gösterilmiştir. Dikkat edilirse uç bölmelerdeki ısı transfer miktarları ve sıcaklık değişimleri daha azdır. Daha öncede belirtildiği gibi uç akış bölgelerinde, tek yönlü ısı transfer mekanizması vardır.

Şekil 6.12'de alt ısı değiştirici sayısı ile çıkış sıcaklıklarındaki değişim ve ε – NTU ve DSHE arasındaki bağıl fark gösterilmiştir. Alt ısı değiştirici sayısı artıkça belli bir nokta sayısına kadar bağıl farkın azaldığı ardından bağıl farkın az miktarda artışın sonrasında asimptotik olarak yatay bir seyir izlediği fark edilebilir.

Tablo 6.9 DSHE analiz sonuçları

Akış Bölge Numarası	1	2	3	118	119	120
Q̇, kW	11,1161	18,7838	16,6598	16,6207	18,1470	10,4057
$T_{h,çıkış}$, °C	43,6326	–	37,4331	–	37,1953	–
$T_{c,çıkış}$, °C	–	48,4971	–	46,5974	–	41,1389



Şekil 6.12 Duyarlılık analizi

6.5 PHE Optimizasyon Çalışması

DSHE ile termal analizi gerçekleştirilen vaka çalışmasının bu başlık altında çeşitli amaç fonksiyonlarında optimum tasarım ve performans parametreleri araştırılacaktır. İlk olarak toplam basınç kaybı ve plakalı ısı değiştirici hacmi olan amaç fonksiyonları için Pareto cephesi oluşturulacaktır. Ardından ekonomik parametrelerin hesaba katıldığı yıllık toplam maliyet amaç fonksiyonunda da Pareto cephesi oluşturulacaktır.

Plakalı ısı değiştiricilerde plakaların sayıları ısı değiştiricinin hacim – ağırlık gibi geometrik özelliklerinin yanı sıra, ısı transferi ve basınç kayıplarına da etki yapar. Ele alınacak plakalı ısı değiştiricide, sabit ısı görevi için farklı plaka sayılarına karşılık gelen en az toplam basınç kaybını veren optimal tasarımlar, Genetik Algoritma [96] ile bulunacaktır. PHE'nin toplam basınç kaybı ve hacim

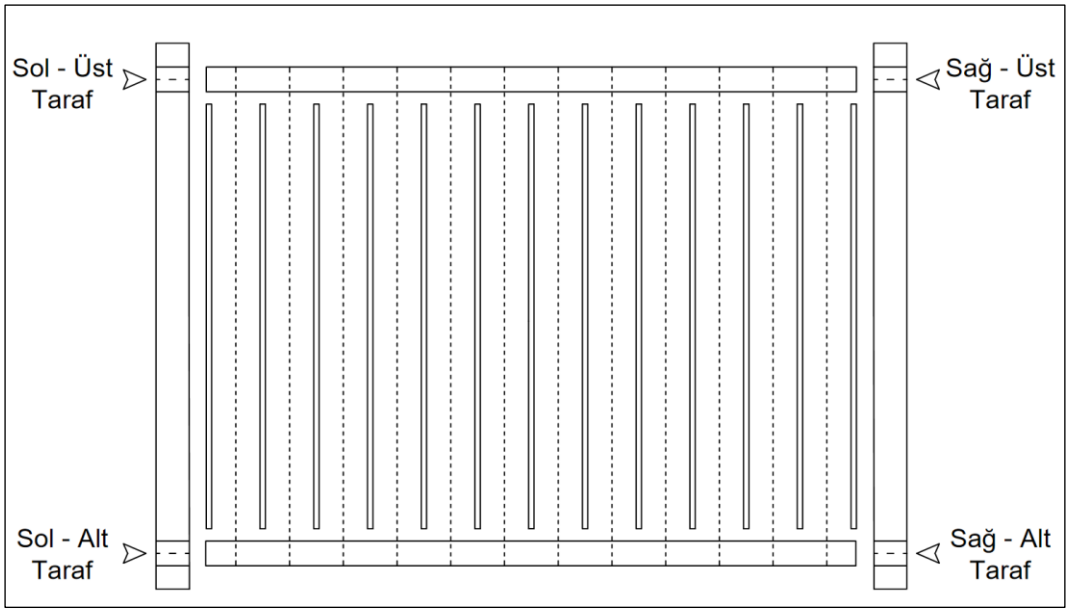
optimizasyon çalışmasında, karar değişkenleri ve tipleri Tablo 6.10'da gösterilmiştir. Tablo 6.11'de ise akışkanların oryantasyon indekslerinin tanımları gösterilir iken Şekil 6.13'te ise Tablo 6.11'de gösterilen oryantasyon konumları gösterilmiştir.

Tablo 6.10 Karar değişkenlerinin alt – üst sınırları ve tipleri

	Alt Sınır	**Üst Sınır**	**Tip**
X_1, Deniz Suyu Debisi, kg/s	6	30	Sürekli
X_2, Tatlı Su Geçiş Sayısı	1	4	Ayrık
X_3, Tatlı Su Oryantasyon İndeksi	1	2	Ayrık
X_4, Deniz Suyu Geçiş Sayısı	1	4	Ayrık
X_5, Deniz Suyu Oryantasyon İndeksi	1	3	Ayrık

Tablo 6.11 Tatlı su ve deniz suyu oryantasyon indeksleri (X_3 ve X_5)

	Tatlı Su	**Deniz Suyu**
1	Sol – Üst	Sağ – Üst
2	Sol – Alt	Sağ - Alt
3		Eğer X_2 = 1 ise, Sol - Alt
		Eğer X_2 = 2 ise, Sol Üst



Şekil 6.13 PHE oryantasyon şeması

Sabit ısı görevi genelde termal analizlere tanımlı sıcaklık şartı olarak yansıtılır. Bu optimizasyon çalışmasındaki termal modellemeler tanımlı alan şartına göre oluşturulmuştur. Çözüm olarak karar değişkenlerinden bir tanesini bağımsız değişken yapıp kök bulma yöntemleri (*line-search methods*) ile tanımlı alan şartında sabit ısı görevi karşılanabilir. Diğer bir çözüm ise sabit ısı görevini optimizasyon sürecine eşitlik veya eşitsizlik kısıtı olarak dahil etmektedir. Bu optimizasyon çalışmasında *0,1* hassasiyet ile sabit ısı görevi eşitsizlik kısıtı haline getirilmiş olmakla beraber Denklemler 6.59 – 6.62 arasında gösterilmiştir. Denklem 6.59'da gösterilen *F* amaç fonksiyonu iken *G* kısıt fonksiyonudur. Görüleceği gibi kısıtlar optimizasyon sürecine cezalandırma yöntemi ile amaç fonksiyonuna dahil edilmiştir. Denklem 6.63'de PHE'nin hacim bağıntısı verilmiştir. Çerçeve plakalarının genişliği *25 mm* olarak Şekil 6.7'den okunabilir.

$$F = \Delta P_h + \Delta P_c + \max\left(G - G_{cr,1}, 0\right) + \max\left(G_{cr,2} - G, 0\right) \tag{6.59}$$

$$G = T_{h,2} \tag{6.60}$$

$$G_{cr,1} = 38{,}1 \tag{6.61}$$

$$G_{cr,2} = 29{,}9 \tag{6.62}$$

$$Hacim = 2 \times H \cdot W \cdot \left(2 \times 25e - 3 + L_c\right) \tag{6.63}$$

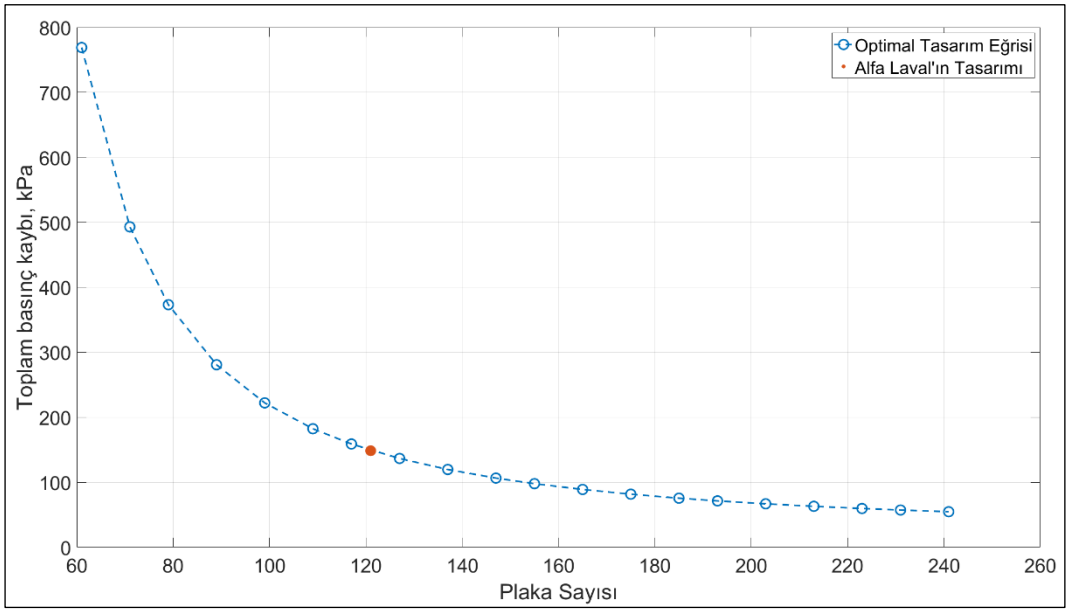
$$L_c = P_P \cdot N_{t,p} \tag{6.64}$$

Farklı plaka sayılarında sabit ısı görevini karşılayacak bir şekilde toplam basınç kayıp optimizasyonu sonuçları Tablo 6.12'de gösterilmiş olup Pareto cephesi ise Şekil 6.14'de gösterilmiştir. Dikkat edileceği üzere Alfa – Laval tasarımı Pareto cephesinde bulunmaktadır.

Tablo 6.12'den görüleceği üzere plaka sayısı yani PHE hacmi artıkça toplam basınç kaybı ve deniz suyu debisi azalmaktadır. Buradan hareket ile PHE'lerin hacimleri küçüldükçe toplam basınç kayıpları ve dolayısıyla işletme maliyetlerinin artacağı kanısına varılabilir.

Tablo 6.12 Optimizasyon sonuçları

Plaka Sayısı	Hacim, m^3	X_1, kg/s	X_2	X_3	X_4	X_5	F, kPa
61	0,1084	27,0288	1	1	1	2	768,9468
71	0,1215	23,4033	1	1	1	2	493,0264
79	0,1320	21,5266	1	1	1	3	373,2360
89	0,1451	19,8700	1	1	1	2	280,8442
99	0,1582	18,6757	1	1	1	2	222,2016
109	0,1713	17,7720	1	1	1	3	182,3863
117	0,1818	17,1925	1	1	1	2	158,9695
127	0,1949	16,5967	1	1	1	2	136,6615
137	0,2080	16,1072	1	1	1	2	119,7036
147	0,2211	15,6973	1	2	1	3	106,4766
155	0,2315	15,4142	1	2	1	3	97,8744
165	0,2446	15,1051	1	2	1	3	88,9644
175	0,2577	14,8360	1	1	1	3	81,7029
185	0,2708	14,6002	1	2	1	3	75,5656
193	0,2813	14,4309	1	1	1	2	71,3924
203	0,2944	14,2400	1	1	1	3	66,8880
213	0,3075	14,0685	1	1	1	3	63,0485
223	0,3206	13,9140	1	2	1	3	59,6830
231	0,3311	13,8006	1	2	1	1	57,3207
241	0,3442	13,6700	1	1	1	3	54,7200



Şekil 6.14 Pareto cephesi

Isı değiştiricilerinin optimizasyon süreçlerinde genellikle termo – ekonomik parametreler dahil edilir. Bu bölümde gösterilen vaka çalışması üzerine gerçekleştirilecek olan termo – ekonomik optimizasyon çalışması için gerekli ekonomik parametreler Tablo 6.13'de gösterilmiştir. Tablo 6.14'de karar değişkenlerin alt – üst sınırları ve tipleri gösterilmiştir. Bir önceki optimizasyon çalışmasından farklı olarak plaka sayısını tanımlayan bir karar değişkeni eklenmiştir. Bu karar değişkeni ile plaka sayısı ($N_{t,p}$) Denklem 6.65'de gösterildiği gibi hesaplanabilir. Plaka sayısının direkt karar değişkeni yapılmamasını nedeni ise, plaka sayısının tek, akış bölge sayılarının çift olma durumunun istenmesidir. Bu sayede sıcak ve soğuk akış bölge sayıları eşit olacaktır.

Bu optimizasyon çalışmasında minimize edilecek olan parametre yıllık toplam maliyet (*$/yıl*) olarak belirlenmiştir. Yıllık toplam maliyet, sermaye maliyetinin (*IC, $*) yıllık ödemesi ve yıllık işletme maliyetinin (*OC, $/yıl*) toplamı olarak düşünülebilir. Titanyum malzemeli plaka ısı değiştiricinin sermaye maliyeti, Denklem 6.66'da gösterilen toplam ısı transfer yüzey alanına göre Tablo 6.15'de gösterilmiştir. Tablo 6.15'deki değerler Sinnot'un [83] sunduğu eğriden okunarak bulunmuştur. Yıllık işletme maliyeti, Denklem 6.68'de gösterilmiş olup, sadece Denklem 6.67'de gösterilen pompalama gücü (P_p) dikkate almıştır. Yıllık toplam maliyet Denklem 6.69'da gösterilmiş olup optimizasyon süreci için amaç fonksiyonu ise Denklem 6.70'de gösterilmiştir. Denklem 6.70'de gösterilen kısıtlar sabit ısı görevi için tanımlanmış olmakla birlikte Denklemler 6.60 – 6.62 arasında gösterilmiştir.

Tablo 6.13 Ekonomik parametreler

	Değer
Elektrik maliyeti, *EC*	0,10 $/kW saat
Yıllık çalışma saati, *OP*	6000 saat/yıl
Yıllık faiz	%3
İşletme ömrü, *yl*	10 yıl
Pompa verimi, η_p	0,65

Tablo 6.14 Karar değişkenlerin alt – üst sınırlar ve tipleri

	Alt Sınır	Üst Sınır	Tip
X_1, Deniz Suyu Debisi, kg/s	6	30	Sürekli
X_2, Tatlı Su Geçiş Sayısı	1	4	Ayrık
X_3, Tatlı Su Oryantasyon İndeksi	1	2	Ayrık
X_4, Deniz Suyu Geçiş Sayısı	1	4	Ayrık
X_5, Deniz Suyu Oryantasyon İndeksi	1	3	Ayrık
X_6, Plaka Sayı indeksi	30	120	Ayrık

Tablo 6.15 PHE sermaye maliyeti ve alan [83]

Isı Transfer Alanı, m^2	Sermaye Maliyeti, $
10	1164
20	3746
30	5217
40	6709
50	8000
60	9315
70	11081
80	12876
90	14508
100	15751

$$N_{t,p} = 2X_6 + 1 \tag{6.65}$$

$$Alan = N_{t,p}\left(L_v - D_p\right)\left(L_h + D_p\right) \tag{6.66}$$

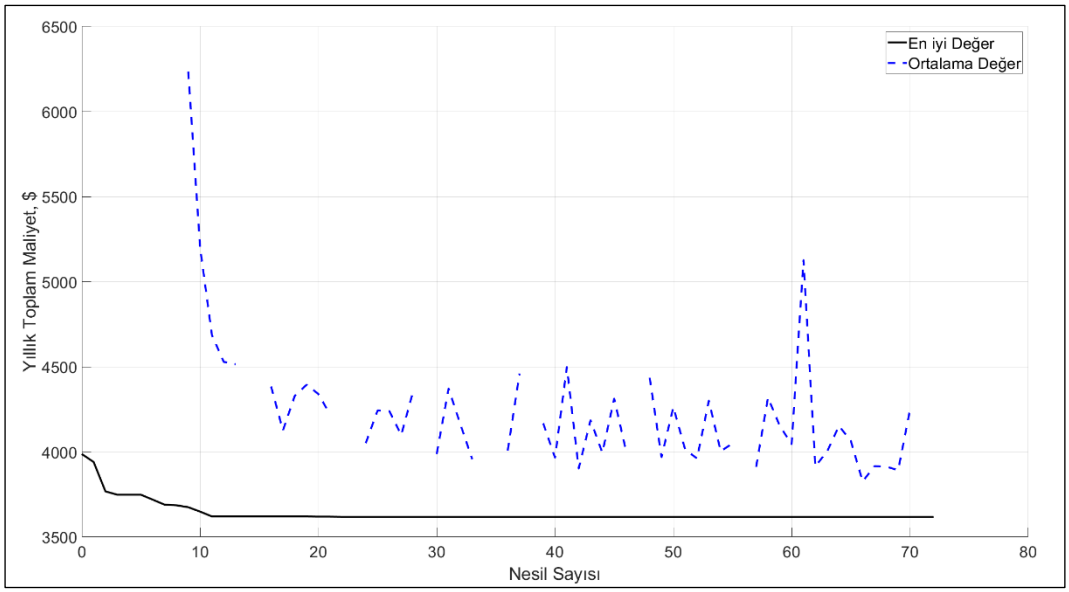
$$P_p = \frac{1}{\eta_p}\left(\frac{P_{h,1}\dot{m}_t}{\rho_h} + \frac{\Delta P_c \dot{m}_s}{\rho_c}\right) \tag{6.67}$$

$$OC = EC \cdot OP \cdot P_p \tag{6.68}$$

$$TC = IC\frac{faiz\left(1+faiz\right)^{yl}}{\left(1+faiz\right)^{yl}-1} + OC \tag{6.69}$$

$$F = TC + \max\left(G - G_{cr,1}, 0\right) + \max\left(G_{cr,2} - G, 0\right) \tag{6.70}$$

GA ile gerçekleştirilen optimizasyon sürecinin en iyi değer ve ortalama değer eğrileri Şekil 6.15'de gösterilmiştir. Sonuçlara göre ortalama amaç fonksiyonu değeri süreksiz ve kırıklı bir yapıya sahip iken en iyi amaç fonksiyonu ise belirli bir nesil sayısından sonra yatay bir seyir izlemektedir. Buradan optimizasyon sürecinin yakınsadığı anlaşılabilir. Ortalama amaç fonksiyonu eğrisinin kırıklı olma nedeni ise oluşturulan matematik modelin bazı karar değişkeni vektörlerinde tanımsız olmasından kaynaklanır. Tablo 6.16'da optimal karar değişkeni vektörü ve amaç fonksiyonu değerleri gösterilir iken Tablo 6.17'de ise GA'nın önerdiği optimal PHE konfigürasyonu gösterilmiştir.



Şekil 6.15 GA optimizasyon süreci

Tablo 6.16 Optimal karar değişkeni vektörü ve amaç fonksiyonu

X_1, kg/s	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	TC, $/yıl
15,6167	1	1	1	2	71	3618

GA'nın önerdiği optimal PHE'nin termal analiz sonuçları Tablo 6.18'de gösterilir iken Tablo 6.19'da ekonomik parametrelerinin değerleri gösterilmiştir.

Tablo 6.17 Optimal PHE konfigürasyonu

	Değer
Deniz Suyu Debisi, $\dot{m}_c$	15,6167 kg/s
Plaka Sayısı, $N_{t,p}$	143
Sıcak Akışkan Geçiş Sayısı	1
Sıcak Akışkan Oryantasyonu	Sol – Üst
Soğuk Akışkan Geçiş Sayısı	1
Soğuk Akışkan Oryantasyonu	Sağ – Alt

Tablo 6.18 Optimal PHE tasarımının termal parametreleri

	Soğuk Taraf	**Sıcak Taraf**
Çıkış sıcaklığı	47,6330 °C	38,1 °C
Basınç kaybı	60,7430 kPa	48,9375 kPa
Re sayısı	2635,5232	2810,7252
Pr sayısı	4,6026	3,8753
Kanal akış hızı	0,5992 m/s	0,5469 m/s
Isı taşınım katsayısı	18730 W/m2°C	18901W/m2°C
Isı transferi	988,7523 kW	
Etkinlik değeri	0,7359	
Toplam ısı transfer katsayısı	7616 W/m2°C	
Isıl kapasite oranı	0,9196	
Transfer birim sayısı	2,5182	
Etkin yüzey alanı	19,2302 m^2	

Tablo 6.19 Optimal PHE tasarımının ekonomik parametreleri

	Değer
Sermaye maliyeti	18055 $
Yıllık yatırım maliyeti	2117 $/yıl
Yıllık işletme maliyeti	1501 $/yıl
Yıllık toplam maliyeti	3618 $/yıl

Tablo 6.20'de Alfa Laval'nın sunduğu tasarım ile GA'nın önerdiği optimal tasarımın yıllık toplam maliyet, hacim ve bağıl farkları gösterilmiştir. Sonuçlara göre yıllık toplam maliyette %14,8'lük bir iyileşme gözlemlenir iken hacimde %15,4'lük katlık bir artış meydana gelmiştir.

Tablo 6.20 Hacim ve yıllık toplam maliyet kıyaslanması

	Alfa Laval'ın Tasarımı	**GA'nın Önerdiği Tasarım**	**Bağıl Fark**
Hacim, m^3	0,1870 m^3	0,2158 m^3	%15,4
Yıllık Toplam Maliyet, $	4248 $/yıl	3618 $/yıl	%14,8

Optimizasyon sonuçları sürekli olarak akışkanların tek geçişli olduğu karşı akış desenli PHE konfigürasyonlarını önermektedir. Ayrıca Şekil 6.3'de gösterildiği gibi bazı konfigürasyonlar *U* tipi karşı akışlı iken diğerleri de *Z* tipi karşı akışlıdır. Geliştirilen PHE termal analiz modellerinde karşı akışın *U* veya *Z* tipi olmasının bir önemi yoktur. Gemilerde bakım onarım kolaylığı açısından genelde *U* tipi kullanılır. Bu sebepten ötürü optimizasyon sonuçlarında önerilen *Z* tipi karşı akış konfigürasyonlarını, sadece akış oryantasyon indeksi değiştirilerek *U* tipi karşı akışlı olarak düşünülmesinde sakınca yoktur.

7
SONUÇ

Bu tez çalışması kapsamında, Bölüm 1'de ısı değiştiricilerin boyutsuz termal analizi için geliştirilen ε – NTU yöntemi ve bağıntıları, ısı değiştiricilerin ayrık termal analiz yöntemleri ve ardından borulu ve plakalı ısı değiştiricilerin optimizasyonu ile ilgili çalışmalara değinilmiştir.

Isı değiştiricilerin boyutsuz termal analizlerinde kullanılan ε – NTU veya P – Ntu yönteminin genel formülasyonu Bölüm 1'de sunulmuştur. Akış desenine bağlı olarak etkinlik bağıntılarının türetilmesinde analitik, yarı analitik, matris yöntemi ve nümerik yöntemler literatürde mevcuttur.

Isı değiştiricilerin ayrık termal analizleri, akışkan özelliklerindeki değişimleri termal analizlere yansıtmak için kullanılır. Literatürde çoğunlukla, ısı değiştiriciler tanımlı ısı yüküne göre ayrıklaştırılıp boyutlandırılır. Bu ısı değiştiriciler karşı akışlıdır ve genelde basınç kayıpları ihmâl edilir.

Borulu ve plakalı optimizasyon çalışmalarında, ısı değiştiricilerin termal analizleri çoğunlukla logaritmik sıcaklık farkı veya ε – NTU yöntemlerine dayalı olarak boyutsuz termal analizler ile gerçekleştirilir. Bu analiz tiplerinde hesaplama süresi dikkate değer bir parametre değildir. Fakat ısı değiştiricinin termal analizlerinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılırsa, hesaplama süresi zorlayıcı bir etken olabilir. Literatürde bu sorunun üstesinden gelmek için belirli sayıda hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi ile elde edilen veri setlerinin kullanıldığı yanıt yüzey yöntemleri (RSM) gibi fonksiyon uydurma yöntemleri optimizasyon süreçlerinde kullanılmıştır. Bu sayede hesaplama süresinden tasarruf sağlanabilir.

Isı değiştiricilerin optimizasyon çalışmalarında kullanılan amaç fonksiyonları termal, ekonomik veya geometrik parametreler olabilir. Örnek olarak, ısı transfer hızı, net tasarruf, yıllık toplam maliyet veya ısı transfer yüzey alanı olabilir. Kısıtlar ise tasarım parametrelerinin alt ve üst kısıtları olmakla birlikte basınç kayıpları, hacim ve akışkan hızları da olabilmektedir. Diğer bir yandan amaç ve kısıt fonksiyonları da yer değiştirebilir. Aynı zamanda tek amaçlı optimizasyon çalışma vakaları çok amaçlı optimizasyon çalışma vakalarına dönüştürülebilir.

Bölüm 2'de karşı akışlı, iki boru geçişli E tipi ve dört boru geçişli F tipi gövde borulu ısı değiştiricilerin ε – NTU bağıntıları türetilmiştir. Karşı akışlı ısı değiştiricinin ε – NTU bağıntılarını türetmek için integral denklemi kullanılır iken iki boru geçişli E tipi gövde borulu ısı değiştirici için ikinci mertebenden sabit katsayılı homojen diferansiyel denklemi kullanılmıştır. Son olarak dört boru geçişli F tipi gövde borulu ısı değiştirici, karşı akış formunda iki adet E tipi gövde borulu ısı değiştirici kabulü ile ε – NTU bağıntısı matris yöntemi kullanılarak türetilmiştir.

Bölüm 3'te boru ısı değiştiricilerin sınıflandırılması ve detaylı tasarım parametreleri gösterilmiştir.

Bölüm 4'de gövde borulu ısı değiştiriciler için geliştirilen boru dağılım algoritması tanıtılmıştır. Geliştirilen algoritma sayesinde farklı boru dağılımları elde edilebilmekte ve gövde borulu ısı değiştirici termal modellerinde geometrik parametrelerin tanımlanmasında kullanılmaktadır. Bu sayede, gövde borulu ısı değiştiricilerin geometrik özelliklerini belirlemekte kullanılan ilgili korelasyonlara gerek kalmamıştır.

Gövde borulu ısı değiştiricilerin boyutsuz termal analizlerinde gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ve basınç kaybı için Kern ve Bell – Delaware yöntemleri kullanılmaktadır. Geliştirilen boru dağılım algoritması bu iki yöntem içinde gerekli olan özellikleri sağlamaktadır. Kern yöntemi için toplam boru sayısı ve gövde çapı boru dağılım algoritmasından sağlanan özelliklerdir. Bell – Delaware yöntemi için üst pencere bölgesi boru ve boru satır sayısı, çapraz akış bölgesi boru ve boru satır sayısı, alt pencere bölgesi boru ve boru satır sayısı, boru demeti çapı ve gövde iç çapı boru dağılım algoritmasından sağlanan özelliklerdir.

Gövde borulu ısı değiştiriciler için geliştirilen boyutsuz termal modeller, bir gemi dizel makine soğutucusu için uygulanmıştır. Ele alınan gövde borulu ısı değiştiricinin termal analizinde tanımlı alan şartı kullanılmıştır. Kirlenme faktörleri sıfır olarak tanımlanmış olup boyutsuz termal modelden elde edilen sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı değeri, ele alınan gövde borulu ısı değiştiricinin çıkış sıcaklığı aralığındaki alt sınır değerine yakındır.

Doğrulama analizden sonra, gemi dizel makine soğutucusu için çok amaçlı optimizasyon çalışması NSGA II kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Amaç fonksiyonları yıllık toplam maliyet ve gövde tarafı akış hacmidir. Optimizasyon

sonuçlarında bu iki amaç fonksiyonunun birbirleriyle çeliştiği görülmüştür. Diğer bir deyişle, ilgili ısı değiştiricinin hacmi küçüldükçe, yıllık toplam maliyetinin artacağıdır. Bunun nedeni ise daha kompakt ısı değiştiricilerde daha fazla basınç kaybından kaynaklanan pompalama maliyetidir.

Optimizasyon çalışmasında E tipi gövde borulu ısı değiştiricilerden farklı olarak diğer TEMA [1] gövde tipleri de yer almıştır. Fakat Pareto cephesinde bulunan optimal çözümler tamamen karşı akış desenli olan bir boru geçişli E tipi gövde borulu ısı değiştiricilerdir.

Bölüm 5'te gövde borulu ısı değiştiriciler için bir ve iki boyutlu ayrık alt ısı değiştiriciler (DSHE) yöntemi sunulmuştur. Bir boyutlu DSHE yönteminde ısı değiştirici boru boyunca alt ısı değiştirici elemanlarına ayrıklaştırılır. Her bir alt ısı değiştiriciye iteratif olarak ε – NTU yöntemi uygulanır. Bu sayede sadece eksenel akış tipleri dikkate alınarak sıcaklık profilleri ve etkinlik değerleri nümerik olarak elde edilebilir iken akışkan özelliklerindeki değişimlerde termal analizlere yansıtılabilir.

Bir boyutlu DSHE yöntemi ilk olarak tanımlı NTU ve Cr değerlerindeki iki boru geçişli E tipi gövde borulu ısı değiştirici uygulamasında ele alınmıştır. DSHE yöntemi ile bu gövde tipi için sıcaklık profilleri ve etkinlik değerinin nümerik olarak elde edilebilmiştir. Ayrıca tanımlı NTU ve Cr aralıklarında analitik hata artığı için duyarlılık analizi de gerçekleştirilmiştir. Duyarlılık analizine göre NTU ve Cr değerleri artıkça analitik hata artığı da artmaktadır.

Bir boyutlu DSHE yöntemi, bölünmüş akışlı gövde borulu ısı değiştiricilere de uygulanarak, üç boru geçişli J tipi ve dört boru geçişli G ve H tipi gövde borulu ısı değiştiricilerin tanımlı NTU ve Cr aralıklarında etkinlik değerleri nümerik olarak elde edilerek ε – NTU grafikleri elde edilmiştir.

Tanımlı NTU ve Cr değerlerinde bir boyutlu DSHE uygulamalarından sonra transkritik akışın ele alındığı egzoz kazanının termal analizi bir boyutlu DSHE yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Ele alınan vaka çalışmasında, egzoz kazanındaki akışkanlar, transkritik organik akışkan ve gemi dizel makinesinin egzoz gazıdır. Egzoz kazanının ayrıca yerel kayıpların da dâhil olduğu basınç kayıp dağılımı da gösterilmiştir. Ele alınan çalışma vakasının termal analizi için ε – NTU yöntemi de kullanılmıştır. Fakat yakınsama sağlanamamıştır. Buna karşın bir boyutlu DSHE

yöntemi bu vaka çalışmasının termal analizinde yakınsama sağlamıştır. Bu sayede bu tez çalışması kapsamında geliştirilen bir boyutlu DSHE yönteminin transkritik akışlar için uygulanabilirliği gösterilmiştir. Ayrıca egzoz kazanı kullanılmasıyla kayda değer miktarlarda kazan yakıtından tasarruf sağlanmıştır. Buradan gemilerde atık ısı geri kazanımı önemi vurgulanabilir.

E tipi gövde borulu ısı değiştiricilerin ε – NTU bağıntıları türetilir iken akış deseninin çapraz değil eksenel olduğu kabulü yapılır. Fakat gövde borulu ısı değiştiriciler genelde tek bölümlü perdelere sahiptir ve pencere bölgesinde boru mevcut olmadığı zaman, gövde borulu ısı değiştiriciler, çapraz akışlı alt ısı değiştirici ağı olarak düşünülebilir. İki boyutlu DSHE yöntemi, belirli boru dağılımına sahip çapraz akışlı E tipi gövde borulu ısı değiştiriciler için geliştirilmiştir. Bir boyutlu DSHE yönteminden farklı olarak iki boyutlu DSHE yönteminde sonlu farklar yöntemi uygulanmıştır. Sonuçlara göre iki boyutlu DSHE yönteminin termal analizlerinde yakınsama sağlanmış olup yatay ve düşey eksenlerde sıcaklık profilleri de edilmiştir. Son olarak perde sayısına bağlı olarak parametrik analiz gerçekleştirilmiş olup perde sayısı artıkça, iki boyutlu DSHE yönteminin önerdiği etkinlik değerlerinin, eksenel akışlara dayalı olarak türetilen E tipi gövde borulu ısı değiştiricilerinin analitik etkinlik değerlerine yakınsadığı fark edilmiştir.

İki boyutlu DSHE yöntemi ile Bölüm 4'de yer alan gövde borulu ısı değiştirici için termal analiz vaka çalışması da ele alınmıştır. Ele alınan vaka çalışmasında gövde tarafı akışın çapraz akış olduğu varsayılmıştır. İki boyutlu DSHE yönteminin sunduğu sonuçlar ile Bölüm 4'de ε – NTU yönteminin sunduğu sonuçlar arasında %1'in altında bağıl farklar mevcuttur. Sonuç olarak, kritik noktadan uzak tek fazlı akışlarda iki boyutlu DSHE yöntemi beklendiği gibi ε – NTU yöntemine yakın sonuçlar vermiştir.

Bölüm 6'da plakalı ısı değiştiricilerin yapısal özellikleri, borulu ısı değiştiricilere göre avantaj ve dezavantajları, kullanılan malzemeler ve tasarım parametreleri ele alınmıştır. Gemilerde plakalı ısı değiştiriciler genelde deniz suyu soğutucuları ve farklı tek fazlı akış uygulamalarında kullanılır. Bunun nedenleri ise kullanılan plaka malzemeleri sayesinde yüksek korozyon direnci, kısa bakım ve onarım aralıklarında kolay temizlenebilme ve parça ikamesi olarak düşünülebilir. Diğer bir

neden ise yüksek ısı transfer katsayıları ile düşük hacim ve ağırlıkta, yüksek etkinlik değerlerine ulaşılabilmesidir.

Bölüm 6'da plakalı ısı değiştiricilerin boyutsuz ve bir boyutlu termal analizleri, Alfa Laval'ın [60] bir balıkçı gemisi için tedarik ettiği conta plakalı deniz suyu soğutucu için gerçekleştirilmiştir. Boyutsuz termal analizde ε – NTU yöntemi kullanılmış olmakla birlikte ε – NTU yönteminin önerdiği çıkış sıcaklıkları ile Alfa Laval'ın sunduğu değerler arasında en fazla %0,031 bağıl fark vardır. Basınç kayıplarında ise bu bağıl fark en fazla %4,45'tur. Çıkış sıcaklıkları ve basınç kayıpları için elde edilen bağıl farklar boyutsuz termal için oldukça tutarlı sonuçlar olduğu söylenebilir.

Bölüm 6'da boyutsuz termal analizden sonra aynı vaka çalışması bir boyutlu DSHE yöntemi ile de gerçekleştirilmiştir. Bir boyutlu DSHE analizinin sunduğu sonuçlar ile ε – NTU analizi sunduğu sonuçlar birbirine yakın olmakla birlikte duyarlılık analizleri de gerçekleştirilmiştir. Duyarlılık analiz sonuçlarına göre düğüm sayısı 1000'den itibaren bir boyutlu DSHE yöntemi ile boyutsuz ε – NTU yönteminin önerdiği çıkış sıcaklıkları arasındaki bağıl farklar %0,1 civarında yatay seyir izlemektedir. Bu sonuçlardan DSHE yönteminin tutarlı olduğu varsayılabilir. Ayrıca DSHE yöntemi analizinden uç akış bölgelerindeki ısı transferin, iç akış bölgelerine kıyasla %33 oranlarında daha az olduğu ortaya çıkmıştır.

Ele alınan vaka çalışmasında, plakalı ısı değiştiricinin akış deseni, 1 – 1 akış geçiş sayılarında karşı akıştır. Bununla birlikte plakalı ısı değiştiriciler için geliştirilen bir boyutlu DSHE yönteminin farklı akış geçiş sayılarına sahip plakalı ısı değiştirici termal analizlerini gerçekleştirebilmesi için DSHE modeline alt model olarak akış oryantasyon modeli geliştirilmiştir. Akış oryantasyon alt modeli sayesinde her bir akış bölgesinde sıcak veya soğuk akışkanın yönü tanımlanarak her bir iç plakanın karşı veya paralel akış desenine sahip olduğu belirlenir. Ardından her bir iç plaka belirli sayıda alt ısı değiştiricilere ayrıklaştırılarak termal analiz gerçekleştirilir.

Son olarak Bölüm 6'da ele alınan termal analiz vaka çalışmasındaki plakalı ısı değiştiricinin iki adet optimizasyon çalışması yer almaktadır. Optimizasyon süreçlerinde plakalı ısı değiştirici konfigürasyonlarının termal analizlerinde bir boyutlu DSHE yöntemi kullanılmıştır. Optimizasyon yöntemi olarak da Genetik

Algoritma seçilmiştir. Tanımlı sıcaklık şartı ise eşitsizlik kısıtları olarak optimizasyon sürecine dahil edilmiştir.

İlk optimizasyon çalışmasında, belirli plaka sayılarında toplam basınç kayıp minimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Karar değişkenleri ise deniz suyu debisi, tatlı su ve deniz suyu akışkanlarının geçiş sayıları ve oryantasyon indeksleridir. Plakalı ısı değiştirici hacmi, plaka sayısı ile doğrusal bağıntıya sahip olduğundan her bir plaka sayısına karşılık gelen plaka hacminde toplam basınç kayıp minimizasyonu gerçekleştirilerek plakalı ısı değiştirici hacim ve toplam basınç kayıp amaç fonksiyonlarındaki Pareto cephesi oluşturulmuştur. Sonuç olarak plakalı ısı değiştiricinin hacmi büyüdükçe toplam basınç kaybında azalmalar gerçekleşmektedir. Ayrıca plaka sayısı artıkça optimal deniz suyu debisi azalmakta ve sürekli karşı akış desenini oluşturan 1 – 1 akışkan geçiş sayıları önerilmiştir.

İkinci optimizasyon çalışmasında, plaka sayısı karar değişkeni olarak düşünülmüş ve tanımlı termo – ekonomik parametreler altında plakalı ısı değiştiricinin toplam yıllık maliyet minimizasyonu ele alınmıştır. Ayrıca bir önceki optimizasyon çalışmasına benzer olarak, optimal akış geçiş sayıları 1 olarak belirlenmiştir. Bu sayede önerilen plakalı ısı değiştiricinin karşı akış deseninde olduğu anlaşılabilir. Ayrıca bu optimizasyon çalışmasında önerilen optimal plakalı ısı değiştirici Alfa Laval'ın sunduğu referans plakalı ısı değiştiriciye kıyasla yıllık toplam maliyet olarak %14,8 daha ucuz iken, ısı değiştirici hacmi bakımından %15,4 daha fazladır. Bu sonuçlardan plakalı ısı değiştirici amaç fonksiyonları olan yıllık toplam maliyeti ile hacmi arasında bir çekişme olduğu anlaşılabilir.

Bu tez çalışması kapsamında, gemilerde kullanılan gövde borulu ve plakalı ısı değiştiriciler için boyutsuz ve ayrık termal analiz modelleri, alt tasarım modelleri ile geliştirilmiş ve belirli vaka çalışmaları ile doğrulanmıştır. Ayrıca ele alınan vaka çalışmaları üzerine optimizasyon çalışmaları da gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon çalışmalarında ısı değiştirici hacmi, yıllık toplam maliyeti ve toplam basınç kayıp parametreleri amaç fonksiyonları olarak tanımlanmıştır. Sonuç olarak ısı değiştiricilerin tanımlı amaç fonksiyonlarında iyileşmeler gerçekleştirilmiş olmak ile birlikte ısı değiştirici hacmi ile diğer amaç fonksiyonları arasındaki çekişmeler de fark edilmiştir.

Bu tez çalışması bağlamında gemilerde kullanılan diğer ısı değiştirici tiplerinin ve ısı değiştirici ağlarının, geliştirilmiş ısı değiştirici termal analiz ve maliyet fonksiyonu modelleri ile ele alınması gelecek çalışmalar için ilgi çekici olabilir.

KAYNAKÇA

[1] "Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)." [Online]. Available: https://tema.org/

[2] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook, SECOND EDITION*, Second. NW,: Taylor & Francis Group, LLC, CRC Press, 2013. [Online]. Available: http://www.crcpress.com

[3] A. P. Sadık KAKAÇ, Hongtan LIU, *HEAT EXCHANGERS Selection, Rating, and Thermal Design*, Third Edit. CRC Press.

[4] İ. KAYA, "Gemilerde Atık Enerjinin Transkritik Organik Rankine Çevrimi ile Geri Kazanımı," Yıldız Teknik Üniversitesi, 2018.

[5] D. P. Sekulić, R. K. Shah, and A. Pignotti, "A review of solution methods for determining effectiveness-NTU relationships for heat exchangers with complex flow arrangements," *Appl. Mech. Rev.*, vol. 52, no. 3, pp. 97–117, 1999, doi: 10.1115/1.3098928.

[6] A. L. London and R. A. Seban, "A generalization of the methods of heat exchanger analysis," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 23, no. 1, pp. 5–16, 1980, doi: 10.1016/0017-9310(80)90133-7.

[7] Çengel Yunus A., *Book - Heat and Mass Transfer Fundamentals and Applications 5Th*, vol. 136, no. 1. 2007.

[8] R. K. Shah and D. P. Sekuli, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. 2007. doi: 10.1002/9780470172605.ch10.

[9] D. KERN and A. KRAUS, "The effectiveness of heat exchangers with one shell pass and even numbers of tube passes," *ASME*, vol. 65, no. 18, 1965.

[10] L. JAW, "Temperature Relations in Shell and Tube Exchangers Having One - Pass Split-Flow Shells," *J. Heat Transfer*, vol. 86, no. 3, pp. 408–415, 1964.

[11] DL Schindler and H. Bates, "True temperature difference in a 1-2 divided flow heat exchanger," 1960.

[12] K. Ishihara and J. W. Palen, "Mean temperature difference correction factor for the tema 'h' shell," *Heat Transf. Eng.*, vol. 7, no. 3–4, pp. 27–34, 1986, doi: 10.1080/01457638608939650.

[13] J. D. Domingos, "Analysis of complex assemblies of heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 12, no. 5, pp. 537–548, 1969, doi: 10.1016/0017-9310(69)90037-4.

[14] A. Pignotti, "Matrix formalism for complex heat exchangers," *J. Heat Transfer*, vol. 106, no. 2, pp. 352–360, 1984, doi: 10.1115/1.3246680.

[15] A. Pignotti and R. K. Shah, "Effectiveness-number of transfer units relationships for heat exchanger complex flow arrangements," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 35, no. 5, pp. 1275–1291, 1992, doi: 10.1016/0017-9310(92)90184-T.

[16] A. Pignotti, "Relation between the thermal effectiveness of overall parallel and counterflow heat exchanger geometries," *J. Heat Transfer*, vol. 111, no. 2, pp. 294–299, 1989, doi: 10.1115/1.3250677.

[17] A. Pignotti and P. I. Tamborenea, “Thermal effectiveness of multipass plate exchangers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 31, no. 10, pp. 1983–1991, 1988, doi: 10.1016/0017-9310(88)90108-1.

[18] Y. Ust and I. Kaya, “Discretization of E-Type Shell and Tube Heat Exchangers Based on Axial Flows for Thermal Analysis,” in *INT-NAM 2023*, İstanbul, 2023, pp. 673–681.

[19] E. S. Gaddis and E. U. Schlünder, “Temperature distribution and heat exchange in multipass shell-and-tube exchangers with baffles,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 1, no. 1, pp. 43–52, 1979, doi: 10.1080/01457637908939548.

[20] G. Nellis and S. Klein, *Heat Transfer*. New York: Cambridge University Press, 2009.

[21] S. Amicabile, J. I. Lee, and D. Kum, “A comprehensive design methodology of organic Rankine cycles for the waste heat recovery of automotive heavy-duty diesel engines,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 87, pp. 574–585, 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.04.034.

[22] S. Karellas, A. Schuster, and A. D. Leontaritis, “Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 33–34, no. 1, pp. 70–76, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.09.013.

[23] M. Li, J. Wang, S. Li, X. Wang, W. He, and Y. Dai, “Thermo-economic analysis and comparison of a CO2 transcritical power cycle and an organic Rankine cycle,” *Geothermics*, vol. 50, pp. 101–111, 2014, doi: 10.1016/j.geothermics.2013.09.005.

[24] “VOSviewer,” 2024, [Online]. Available: https://www.vosviewer.com/

[25] E. Cayer, N. Galanis, M. Desilets, H. Nesreddine, and P. Roy, “Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 7–8, pp. 1055–1063, 2009, doi: 10.1016/j.apenergy.2008.09.018.

[26] R. Tian, Q. An, H. Zhai, and L. Shi, “Performance analyses of transcritical organic Rankine cycles with large variations of the thermophysical properties in the pseudocritical region,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 101, pp. 183–190, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.126.

[27] Y. J. Baik, M. Kim, K. C. Chang, and S. J. Kim, “Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source,” *Appl. Energy*, vol. 88, no. 3, pp. 892–898, 2011, doi: 10.1016/j.apenergy.2010.08.029.

[28] M. H. Yang, “Thermal and economic analyses of a compact waste heat recovering system for the marine diesel engine using transcritical Rankine cycle,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 106, pp. 1082–1096, 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.10.050.

[29] A. Schuster, S. Karellas, and R. Aumann, “Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles,” *Energy*, vol. 35, no. 2, pp. 1033–1039, 2010, doi: 10.1016/j.energy.2009.06.019.

[30] Q. Liu, A. Shen, and Y. Duan, “Parametric optimization and performance analyses of geothermal organic Rankine cycles using R600a/R601a mixtures as working fluids,” *Appl. Energy*, vol. 148, pp. 410–420, 2015, doi:

10.1016/j.apenergy.2015.03.093.

[31] M. H. Yang and R. H. Yeh, “Analyzing the optimization of an organic Rankine cycle system for recovering waste heat from a large marine engine containing a cooling water system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 88, pp. 999–1010, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.09.044.

[32] M. H. Yang and R. H. Yeh, “Economic performances optimization of the transcritical Rankine cycle systems in geothermal application,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 95, pp. 20–31, 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.02.021.

[33] E. Cayer, N. Galanis, and H. Nesreddine, “Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1349–1357, 2010, doi: 10.1016/j.apenergy.2009.08.031.

[34] M. H. Yang, R. H. Yeh, and T. C. Hung, “Thermo-economic analysis of the transcritical organic Rankine cycle using R1234yf/R32 mixtures as the working fluids for lower-grade waste heat recovery,” *Energy*, vol. 140, pp. 818–836, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.08.059.

[35] I. Teke, Ö. Ağra, S. O. Atayilmaz, and H. Demir, “Determining the best type of heat exchangers for heat recovery,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 6–7, pp. 577–583, 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.10.021.

[36] Ö.¨ Ağra, “Sizing and selection of heat exchanger at defined saving-investment ratio,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 5, pp. 727–734, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.10.013.

[37] M. Serna and A. JimÉnez, “An efficient method for the design of shell and tube heat exchangers,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 25, no. 2, pp. 5–16, 2004, doi: 10.1080/01457630490275962.

[38] M. Serna and A. Jiménez, “A compact formulation of the Bell-Delaware method for heat exchanger design and optimization,” *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 83, no. 5 A, pp. 539–550, 2005, doi: 10.1205/cherd.03192.

[39] P. Wildi-Tremblay and L. Gosselin, “Minimizing shell-and-tube heat exchanger cost with genetic algorithms and considering maintenance,” *Int. Agric. Eng. J.*, vol. 31, pp. 867–885, 2007, doi: 10.1002/er.

[40] H. Hajabdollahi, P. Ahmadi, and I. Dincer, “Thermoeconomic optimization of a shell and tube condenser using both genetic algorithm and particle swarm,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 4. pp. 1066–1076, 2011. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.02.014.

[41] L. Gosselin and B. Allen, “Optimal geometry and flow arrangement for minimizing the cost of shell-and-tube condensers,” *Int. J. ENERGY Res.*, no. 32, pp. 958–969, 2008, doi: 10.1002/er.1398.

[42] M. Fesanghary, E. Damangir, and I. Soleimani, “Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 5–6, pp. 1026–1031, 2009, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.05.018.

[43] J. M. Ponce-Ortega, M. Serna-González, and A. Jiménez-Gutiérrez, “Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 2–3, pp. 203–209, 2009, doi:

10.1016/j.applthermaleng.2007.06.040.

[44] A. C. Caputo, P. M. Pelagagge, and P. Salini, “Heat exchanger design based on economic optimisation,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, no. 10, pp. 1151–1159, 2008, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.08.010.

[45] A. V. Azad and M. Amidpour, “Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory,” *Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 1087–1096, 2011, doi: 10.1016/j.energy.2010.11.041.

[46] A. Bejan, *Shape and structure, from engineering to nature*. Cambridge university press, 2000.

[47] J. Yang, S. R. Oh, and W. Liu, “Optimization of shell-and-tube heat exchangers using a general design approach motivated by constructal theory,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 77, pp. 1144–1154, 2014, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.046.

[48] M. Mirzaei, H. Hajabdollahi, and H. Fadakar, “Multi-objective optimization of shell-and-tube heat exchanger by constructal theory,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 125, pp. 9–19, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.06.137.

[49] S. Fettaka, J. Thibault, and Y. Gupta, “Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 60, no. 1, pp. 343–354, 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.12.047.

[50] S. Sanaye and H. Hajabdollahi, “Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 14–15, pp. 1937–1945, 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.04.018.

[51] H. Sadeghzadeh, M. Aliehyaei, and M. A. Rosen, “Optimization of a finned shell and tube heat exchanger using a multi-objective optimization genetic algorithm,” *Sustain.*, vol. 7, no. 9, pp. 11679–11695, 2015, doi: 10.3390/su70911679.

[52] R. V. Rao and V. Patel, “Multi-objective optimization of heat exchangers using a modified teaching-learning-based optimization algorithm,” *Appl. Math. Model.*, vol. 37, no. 3, pp. 1147–1162, 2013, doi: 10.1016/j.apm.2012.03.043.

[53] I. Kaya and Y. Ust, “A new method to multi–objective optimization of shell and tube heat exchanger for waste heat recovery,” *Energy Sources, Part A Recover. Util. Environ. Eff.*, vol. 00, no. 00, pp. 1–18, 2021, doi: 10.1080/15567036.2021.1928336.

[54] S. C. Chapra and Raymond P. Canale, *Numerical Methods for Engineers*. McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 2006. doi: 10.1201/9781420010244.

[55] J. Wen, H. Yang, G. Jian, X. Tong, K. Li, and S. Wang, “Energy and cost optimization of shell and tube heat exchanger with helical baffles using Kriging metamodel based on MOGA,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 98, pp. 29–39, 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.02.084.

[56] H. Hajabdollahi, M. Naderi, and S. Adimi, “A comparative study on the shell and tube and gasket-plate heat exchangers: The economic viewpoint,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 92, pp. 271–282, 2016, doi:

10.1016/j.applthermaleng.2015.08.110.

[57] G. T. Polley, L. Wang, and B. Sundén, “Optimal design of plate heat exchangers with and without pressure drop specification (By L. Wang and B. Sundén) [1] (multiple letters),” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 16, pp. 2147–2148, 2003, doi: 10.1016/S1359-4311(03)00169-8.

[58] Z. Guo-Yan, W. En, and T. Shan-Tung, “Techno-economic study on compact heat exchangers,” *Int. J. ENERGY Res.*, vol. 32, pp. 1119–1127, 2008, doi: 10.1002/er.1449.

[59] O. P. Arsenyeva, L. L. Tovazhnyansky, P. O. Kapustenko, and G. L. Khavin, “Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries,” *Energy*, vol. 36, no. 8, pp. 4588–4598, 2011, doi: 10.1016/j.energy.2011.03.022.

[60] “Alfa Laval.” [Online]. Available: https://www.alfalaval.com/

[61] J. Zhu and W. Zhang, “Optimization design of plate heat exchangers (PHE) for geothermal district heating systems,” *Geothermics*, vol. 33, no. 3, pp. 337–347, 2004, doi: 10.1016/j.geothermics.2003.08.013.

[62] A. G. Kanaris, A. A. Mouza, and S. V. Paras, “Optimal design of a plate heat exchanger with undulated surfaces,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 6, pp. 1184–1195, 2009, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2008.11.001.

[63] K. Xu and R. Smith, *Design and optimization of plate heat exchanger networks*, vol. 44. Elsevier Masson SAS, 2018. doi: 10.1016/B978-0-444-64241-7.50070-7.

[64] J. A. W. Gut and J. M. Pinto, “Optimal configuration design for plate heat exchangers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 22, pp. 4833–4848, 2004, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.06.002.

[65] F. A. S. Mota, M. A. S. S. Ravagnani, and E. P. Carvalho, “Optimal design of plate heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 63, no. 1, pp. 33–39, 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.09.046.

[66] A. L. M. Nahes, N. R. Martins, M. J. Bagajewicz, and A. L. H. Costa, “Computational Study of the Use of Set Trimming for the Globally Optimal Design of Gasketed-Plate Heat Exchangers,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 60, no. 4, pp. 1746–1755, 2021, doi: 10.1021/acs.iecr.0c04751.

[67] J. C. Lemos, A. L. H. Costa, and M. J. Bagajewicz, “Set trimming procedure for the design optimization of shell and tube heat exchangers,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 59, no. 31, pp. 14048–14054, 2020.

[68] M. Imran, N. A. Pambudi, and M. Farooq, “Thermal and hydraulic optimization of plate heat exchanger using multi objective genetic algorithm,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 10, no. October, pp. 570–578, 2017, doi: 10.1016/j.csite.2017.10.003.

[69] B. D. Raja, R. L. Jhala, and V. Patel, “Thermal-hydraulic optimization of plate heat exchanger: A multi-objective approach,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 124, no. October 2017, pp. 522–535, 2018, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.10.035.

[70] R. H. Perry and D. W. Green, “Perry’s Chemical Engineering Handbook,”

Perrys' Chem. Eng. Handb., pp. 1–36, 2008, [Online]. Available: http://books.google.com/books?id=X1wIW9TrqXMC&pgis=1

[71] "DIN, German Institute for Standardization." [Online]. Available: https://www.din.de/en

[72] "ASME, The American Society of Mechanical Engineers," 2024, [Online]. Available: https://www.asme.org/

[73] "Boru tipi." [Online]. Available: https://www.sunnysteel.com/low-fin-tube.php

[74] "Boru Aynası." [Online]. Available: https://www.jetvisionengineering.com/products/stainlesssteeltubesheet.html

[75] "Gövde Borulu Isı Değiştirici Genleşme Körüğü." [Online]. Available: https://www.macoga.com/en/expansion-joints-for-specific-applications/heat-exchangers

[76] "F tipi Gövde Borulu Isı Değiştirici Boyuna Profili." [Online]. Available: https://www.wermac.org/equipment/heatexchanger_part2.html

[77] "ANSI, The American National Standards Institute." [Online]. Available: https://www.ansi.org/

[78] "A'dan Z'ye Termodinamik Rehberi." [Online]. Available: https://www.thermopedia.com/

[79] D. P. D. THEODORE L. BERGMAN, ADRIENNE S. LAVINE, FRANK P. INCROPERA, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed.

[80] "CoolProp, Akışkan Malzeme Özellik Kütüphanesi," 2024, [Online]. Available: http://www.coolprop.org/

[81] S. W. Churchill, "Friction Factor Equation Spans All Fluid Flow Regimes," *Chem. Eng.*, vol. 84, pp. 91–92, 1977.

[82] O. F. Genceli, *Isı değiştiricileri*. Birsen Yayınevi, 2005.

[83] G. TOWLER and S. RAY, *Chemical Engineering Design*. Elsevier Inc.

[84] S. KAKAÇ and R. K. SHAH, *Handbook of Single - Phase Convective Heat Transfer*. New York, 1987.

[85] H. Martin, "The generalized Lévêque equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 57, no. 16, pp. 3217–3223, 2002, doi: 10.1016/S0009-2509(02)00194-X.

[86] C. Ezgi, N. Özbalta, and I. Girgin, "Thermohydraulic and thermoeconomic performance of a marine heat exchanger on a naval surface ship," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 64, no. 1–2, pp. 413–421, 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.061.

[87] "Bakır Nikel Alaşım İletim Katsayısı." [Online]. Available: https://nickelinstitute.org/en/about-nickel-and-its-applications/copper-nickel-alloys/mechanical-properties-of-copper-nickel-alloys/

[88] "Deniz Suyu Termofiziksel Özellikleri." [Online]. Available:

https://web.mit.edu/seawater/

[89] K. Deb and N. Srinivas, “Multiobjective Optimization Using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms,” *Evol. Comput.*, vol. 2, no. 3, pp. 221–248, 1995.

[90] “Matlab.” [Online]. Available: https://www.mathworks.com/

[91] Wärtsilä, “Wärtsilä 20, PRODUCT GUIDE.”

[92] I. L. Pioro, H. F. Khartabil, and R. B. Duffey, “Heat transfer to supercritical fluids flowing in channels - Empirical correlations (survey),” *Nucl. Eng. Des.*, vol. 230, no. 1–3, pp. 69–91, 2004, doi: 10.1016/j.nucengdes.2003.10.010.

[93] “Conta Plakalı Isı Değiştirici Kompenentler.” [Online]. Available: https://separatorequipment.com/spare-parts/schmidt-bretten-phe-spare-parts/

[94] “Special Metals Corporation.” [Online]. Available: https://www.specialmetals.com/

[95] “DN ve PN için Kanal Çap Ölçüleri.” [Online]. Available: https://www.connexion-developments.com/Solenoid-Valve-PN16-flange-Information.html

[96] J. H. Holland, M. Mahajan, S. Kumar, and R. Porwal, “Adaptation in natural and artificial systems, the university of michigan press, ann arbor, mi. 1975,” *Appl. Genet. algorithm to increase Effic. a data flow-based test data Gener. approach*, pp. 1–5, 1975.

A
EK

Technical specification

Gasketed Plate Heat Exchanger

Project ref:
Line ref: Auxiliary Engine Coolers 1&2
Model: R1 **T6-BFG** Page: 1(1)
No of units: **2** Date: 2021-05-04

Specification of 1 exchanger out of 2 Connected In Parallel.

		Hot side	Cold Side
Fluid:		Water	3.0% NaCl
Density:	kg/m³	988,0	1 012,1
Specific heat capacity:	kJ/(kg·K)	4,18	4,05
Thermal conductivity:	W/(m·K)	0,638	0,623
Viscosity inlet:	cP	0,503	0,804
Viscosity outlet:	cP	0,680	0,612
Volume flow rate:	m³/h	50,70	60,00
Inlet temperature:	°C	55,1	32,0
Outlet temperature:	°C	38,0	46,5
Pressure drop:	kPa	58,5	83,8
Heat exchanged:	kW	994,4	
LMTD:	K	7,2	
Heat transfer coefficient:	W/(m²·K)	7 748	
Heat transfer area:	m²	17,85	
Relative directions of fluids:		Countercurrent	
Effective margin:	%	15,0	
Connection positions and flow directions:		S1->S2	S3->S4
Connections: S1,S2,S3,S4		Flange DN50 lining NBRP/TI	
Design pressure (MAWP):	bar	10,0	10,0
Test pressure:	bar	14,3	14,3
Design temperature max:	°C	95,0	95,0
Design temperature min (MDMT):	°C	0,0	0,0
Channel arrangement:		1*(13H+47ML)	1*(13H+47MH)
Number of plates:		121	
Nominal A-dimension:	mm	278	
Plate material/thickness:		Titanium/0,5 mm	
Gasket material and attachment:		NBRB ClipGrip™	NBRB ClipGrip™
Approx. outer dimensions (L x W x H)	mm	790 x 330 x 880	
Approx. weight, empty / operating:	kg	176 / 206	
Type of package:		Skid base	
Approx. packed weight:	kg	230	

Şekil A Ek 1.1 Alfa Laval soğutucu özellikleri

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Y. Ust and I. Kaya, "Discretization of E-Type Shell and Tube Heat Exchangers Based on Axial Flows for Thermal Analysis," in *INT-NAM 2023*, İstanbul, 2023, pp. 673–681

Makaleler

1. I. Kaya and Y. Ust, "A new method to multi–objective optimization of shell and tube heat exchanger for waste heat recovery," *Energy Sources, Part A Recover. Util. Environ. Eff.*, vol. 00, no. 00, pp. 1–18, 2021, doi: 10.1080/15567036.2021.1928336.