

BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PILOT ÖLÇEKLİ GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİ SİSTEMİNİN
KURULMASI, KONTROLÜ VE SİMÜLASYON PROGRAMLARI İLE
DENEYSEL VERİLERİN KARŞILAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat BORAN

Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı

OCAK 2020

BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PILOT ÖLÇEKLİ GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİ SİSTEMİNİN
KURULMASI, KONTROLÜ VE SİMÜLASYON PROGRAMLARI İLE
DENEYSEL VERİLERİN KARŞILAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Murat BORAN
(171080508)**

Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Ömür ARAS

OCAK 2020

BTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 171080508 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Murat BORAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "PİLOT ÖLÇEKLİ GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİ SİSTEMİNİN KURULMASI, KONTROLÜ VE SİMÜLASYON PROGRAMLARI İLE DENEYSEL VERİLERİN KARŞILAŞTIRILMASI" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Ömür ARAS
Bursa Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Osman Nuri ŞARA

Dr. Öğr. Üyesi Hikmet OKKAY

Savunma Tarihi :

FBE Müdürü : Doç. Dr. Murat ERTAŞ
Bursa Teknik Üniversitesi/...../.....



Aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek Lisans tez çalışmam süresince değerli bilgi ve birikimini esirgemeyerek yol gösteren danışman Hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ömür ARAS'a, bu süreçte göstermiş oldukları ilgi ve yardımlarından dolayı Araş. Gör. Buğra AKMAN, Araş. Gör. Enver BAYDIR, Araş. Gör. Numan YÜKSEL'e teşekkürlerimi sunarım.

Lisansüstü programın boyunca desteklerini esirgemeyen Refkar Soğutma ailesine teşekkür ederim.

Lisansüstü programım boyunca bilgi ve desteklerini esirgemeyen Sayın Şant ÖZBÜLBÜL , Kevork ÖZBÜLBÜL ve Herman HAÇADURYAN'a ayrıca dostum Batuhan OKYAR'a teşekkürlerimi sunarım.

Lisans ve lisansüstü eğitimim süresince yardım ve desteğini esirgemeyen, kıymetli dostum Sayın Kimya Yüksek Mühendisi Çağatay SAĞIR'a teşekkür ederim.

Lisans ve lisansüstü eğitimim boyunca desteğini esirgemeyen kadim dostum Emrah MERT'e teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemde sonsuz emeğe sahip olan ve maddi, manevi desteklerini bir an olsun esirgemeyen aileme sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Ocak 2020

Murat Boran

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER	vi
KISALTMALAR	viii
SEMBOLLER	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
ÖZET	xvii
SUMMARY	xviii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	3
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLER	6
2.1 Isı Değiştirici Türleri ve Özellikleri	6
2.2 Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması	9
2.3 Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricilerde TEMA Standartları	9
2.3.1 Sabit demet gövde eşanjörü (L, M ve N tipi arka kapaklar)	13
2.3.2 U borulu eşanjör	13
2.3.3 Yüzer aynalı eşanjör (P,S,T ve W tipi arka kapaklar)	13
2.3.4 Ön kapak tipleri	14
2.3.5 Gövde tipleri	14
2.3.6 Arka kapak tipleri	15
3. PROSES KONTROL	18
3.1 PID kontrol tekniği	18
3.2 PID kontrol katsayılarını belirleme yöntemleri.	20
3.2.1 Ziegler Nichols metodu	20
3.2.2 Cohen-Coon metodu	23
4. ISI DEĞİŞTİRİCİ MODELLEME ve SİMÜLASYONU	25
4.1 Bell Delaware Metodu	25
4.1.1 Isı transfer katsayısının hesaplanması	27
4.1.2 Gövde tarafı düzeltme faktörleri	27
4.1.2.1 Düzeltme faktörü J_i	27
4.1.2.2 Şaşırtma perdesi etkisi ve düzeltme faktörü J_c	30
4.1.2.3 Şaşırtma perdesi kaçaklarını düzeltme faktörü J_1	30
4.1.2.4 Devridaim akış üzerine düzeltme faktörü J_b	31
4.1.2.5 Ters sıcaklık gradyanı J_r ile düzeltme faktörü	31
4.1.2.6 İlk ve son şaşırtma perdesi mesafesi düzeltme faktörü J_s	32
4.1.2.7 Boru demeti sürtünmesi ve düzeltme faktörü f_i	32
4.1.2.8 Tüp şaşırtma perdesi sızıntısı ile basınç kaybı düzeltme faktörü, R_1	33
4.1.2.9 Devridaim etkisi ile basınç kaybı düzeltme faktörü, R_b	34
4.1.2.10 İlk ve son şaşırtma perde mesafelerinin oluşturduğu düzensiz akışa bağlı basınç kaybı düzeltme faktörü	34

5. MATERYAL METOD	36
5.1 G.B.I.D. İmalat Aşamaları.....	36
5.1.1 Aynalar.....	36
5.1.2 Gövde borusu	37
5.1.3 Kapaklar.....	38
5.1.4 Isı değiştirici boruları.....	39
5.1.5 Şaşırtma perdesi	39
5.1.6 G.B.I.D üretimi.....	40
5.2 Unilab Isı Transfer Programı	44
5.2.1 Unilab ısı transfer programı	44
5.3 Matlab ile G.B.I.D. Modelleme	49
5.4 Deney Düzeneneğinin Kurulması.....	50
5.4.1 Malzeme seçimi	50
5.4.1.1 Pompa ve özellikleri	50
5.4.1.2 Transmitter ve özellikleri	51
5.4.1.3 Pompa Sürücüsü ve özellikleri	52
5.4.1.4 Termokulp ve özellikleri	52
5.4.1.5 Tanklar	53
5.4.1.6 Rezistans	53
5.4.2 Sensör ve son kontrol elemanlarının kalibrasyonu.....	53
5.4.2.1 Pompaların kalibrasyonu	53
5.4.2.2 Termokulpların kalibrasyonu	54
5.4.3 Veri toplama ve kontrol yazılımı	54
6. SONUÇLAR ve TARTIŞMA	56
6.1 PID Katsayılarının Ayarlanması	56
6.2 Pompa Sürücülerinin Katsayılarının Ayarlanması	58
6.3 Deney Planı	60
6.4 Deney Sonuçları.....	60
6.5 Deney Sonuçları ve Simülasyon Çıktılarının Karşılaştırılması	61
7. SONUÇLAR	76
KAYNAKLAR	78
EKLER	80
ÖZGEÇMİŞ	98

KISALTMALAR

BN	: Şaşırtma Perdeleri Sayısı
BD	: Merkez Şaşırtma Perdeleri Arası Mesafe
DLB	: Son Şaşırtma Perdeleri Mesafesi- Çıkış Bağlantı Mesafesi
GBID	: Gövde Borulu Isı Değiştirici
ICED	: Giriş Bağlantısı Dış Çapı
ICID	: Giriş Bağlantısı İç Çapı
OCED	: Çıkış Bağlantısı Dış Çapı
OCID	: Çıkış Bağlantısı İç Çapı
OD	: Dış Çap
PT	: Ayna Kalınlığı
PID	: Proportional-integral-derivative
SID	: Gövde İç Çapı

SEMBOLLER

C	: Celcius
C_p	: Spesifik ısı kapasitesi
C_p^{hot}	: Sıcak akışkan ısı kapasitesi
C_p^{cold}	: Soğuk akışkan ısı kapasitesi
e(t)	: Hata fonksiyonu
F_t	: Düzeltme katsayısı
f_i	: Boru demeti sürtünmesi düzeltme faktörü
F_{sbp}	: Devridaim akış içersindeki çarpaz akış alanı
h_{cc}	: Gövdedeki ısı iletim katsayısı
H_p	: Beygir
J_i	: Demet dizilim şekli düzeltme faktörü
J_c	: Şaşırtma perdesi düzeltme faktörü
J_l	: Kaçak akış düzeltme faktörü
J_b	: Devridaim akış düzeltme faktörü
J_r	: Ters sıcaklık gradyeni düzeltme faktörü
J_r[*]	: Temel ters sıcaklık gradyeni düzeltme faktörü
J_s	: İlk ve son şaşırtma perdesi mesafesi düzeltme faktörü
K	: Kelvin
K_i	: İntegral Kazancı
K_d	: Türev Kazancı
kg	: Kilogram
K_p	: Oransal Kazanç
l	: Litre
l_s	: Merkez şaşırtma perdeleri arası mesafe
l_{s,l}	: İlk şaşırtma perdesi mesafesi
l_{s,o}	: Son şaşırtma perdesi mesafesi
mm	: Milimetre
m	: Metre
mA	: Miliamper
m_{hot}	: Sıcak akışkan kütleli debisi
m_{cold}	: Soğuk akışkan kütleli debisi
N_{cw}	: Şaşırtma perdesindeki bölme sayısı
N_c	: Çarpaz akış kesitindeki bölme sayısı
Nu	: Nusselt
N_{ss}	: Gövdedeki sızdırmazlık seti(sealing strip) sayısı
N_b	: Şaşırtma perdesi sayısı
Q	: Isıl yük
Re_c	: Reynolds Sayısı
r(t)	: Referans girdisi
R_b	: Devridaim etkisi ile basınç kaybı düzeltme faktörü
R_l	: Tüp, şaşırtma perdesi arası sızıntısı basınç düşüşü düzeltme faktörü
R_s	: Sıcaklık değişim derecesinin oluşturduğu düzeltme faktörü

s	: Saniye
S_{sb}	: Giriş ve çıkıştaki düzensiz şaşırtma perdesi düzeltme faktörü
S_{tb}	: Boru ve şaşırtma perdesi delik çapı arasındaki sızıntı alanı
S_m	: Çarpaz akış alanı
t	: Et Kalınlığı
T_i	: Sıfırlama Süresi(Kp/Ki)
T_d	: Hız Süresi
TL	: Demet Uzunluğu
T_{inhot}	: Sıcak akışkan giriş sıcaklığı
T_{incold}	: Soğuk akışkan giriş sıcaklığı
T_{outhot}	: Sıcak akışkan çıkış sıcaklığı
T_{outcold}	: Soğuk akışkan çıkış sıcaklığı
u(t)	: Kontrol etkisi
U_d	: Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² °K)
y(t)	: Sistem çıktısı
W_c	: Giriş ve çıkıştaki şaşırtma perdesi mesafesi
ΔTL_m	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
ΔT	: Sıcaklık Farkı
ΔP	: Basınç Kaybı
ΔP_w	: Şaşırtma perdesi deliklerinden oluşan basınç kaybı
β	: Yüzey alan yoğunluğu
ρ	: Yoğunluk
μ_c	: Soğuk akışkan viskozitesi
μ_h	: Sıcak akışkan viskozitesi
μ	: Viskozite

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Düzeltme faktörü J_i için denklemin sabitleri.....	30
Çizelge 4.2 : J_c düzeltme faktörleri katsayıları.....	30
Çizelge 4.3 : S_2 değerleri için düzeltme faktörleri (J_i) katsayıları tablosu.....	30
Çizelge 4.4 : Düzeltme faktörleri (J_b) katsayıları tablosu.....	31
Çizelge 4.5 : Düzeltme faktörü J_r^* değerleri	32
Çizelge 4.6 : Düzeltme faktörü J_r	32
Çizelge 4.7 : Düzeltme faktörü f_i 'nin denkleminin sabitleri.....	33
Çizelge 4.8 : Düzeltme faktörü R_1 için denklem sabitleri.....	33
Çizelge 4.9 : Düzeltme faktörü R_b için denklem sabitleri	34
Çizelge 5.1 : Gövde boruları genel ölçüleri ve et kalınlıkları.....	38
Çizelge 6.1 : PID katsayılarına göre ΔT değerleri	58
Çizelge 6.2 : 1 ve 2 geçişli ısı değiştirici için deney planı.....	60
Çizelge 6.3 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği, 35°C unilab sonuçları.....	62
Çizelge 6.4 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği, 40°C unilab sonuçları.....	62
Çizelge 6.5 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda, 45°C unilab sonuçları.....	63
Çizelge 6.6 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda, 50°C unilab sonuçları.....	63
Çizelge 6.7 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 35°C unilab sonuçları.....	64
Çizelge 6.8 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 40°C unilab sonuçları.....	64
Çizelge 6.9 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 45°C unilab sonuçları.....	65
Çizelge 6.10 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 50°C unilab sonuçları.....	65
Çizelge 6.11 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 35°C ve 40°C matlab sonuçları.....	66
Çizelge 6.12 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 45°C ve 50°C matlab sonuçları.....	67
Çizelge 6.13 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda tek geçişli, 35°C ve 40°C matlab sonuçları.....	68
Çizelge 6.14 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda tek geçişli, 45°C ve 50°C matlab sonuçları.....	69
Çizelge 6.15 : Soğuk 10 l/dk, sıcak 5 l/dk debiyle GBID'nin çift geçişli çalışması ..	70
Çizelge 6.16 : Soğuk 7 l/dk, sıcak 5 l/dk debiyle GBID'nin çift geçişli çalışması	65
Çizelge 6.17 : Soğuk 12 l/dk, sıcak 15 l/dk debiyle GBID'nin tek geçişli çalışması	66
Çizelge 6.18 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 7 l/dk debiyle GBID'nin tek geçişli olarak çalıştırılması	67
Çizelge 6.19 : Çift geçişli GBID de unilab ve malab sonuçlarının ortalama hata kareleri toplamalarının ortalaması	68
Çizelge 6.20 : Tek geçişli GBID de unilab ve malab sonuçlarının ortalama hata kareleri toplamalarının ortalaması.....	69

Çizelge 6.21 : 2 Geçişli Sistemde Isı Transfer Katsayıları ve Reynolds Sayıları	68
Çizelge 6.22 : Tek Geçişli Sistemde Isı Transfer Katsayıları ve Reynolds Sayıları ..	69
Çizelge E.1 : Tek Geçişli Sistemde Isıl Yükler	96
Çizelge E.2 : Tek Geçişli Sistemde Alınan/Verilen Isıl Yük Oranı.....	96
Çizelge E.3 : Çift Geçişli Sistemde Isıl Yükler	97
Çizelge E.4 : Çift Geçişli Sistemde Alınan/Verilen Isıl Yük Oranı.....	97



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Akışkanın temas şekline göre ısı transferi.	7
Şekil 2.2 : Akış şekline göre ısı transferi.	7
Şekil 2.3 : Yüzey kompaktlığına göre.	7
Şekil 2.4 : Yapı şekillerine göre.	8
Şekil 2.5 : Gövde borulu ısı değiştirici.(2 geçişli).	11
Şekil 2.6 : Gövde borulu ısı değiştirici. (Tek geçişli).	11
Şekil 2.7 : Gövde borulu ısı değiştirici tipleri. (TEMA 1999).	12
Şekil 3.1: Kapalı çevrim sistemi	21
Şekil 3.2 : Açık çevrimli sistemin basamak yanıt yöntemi.	21
Şekil 3.3 : PI ve PID kontrolörlere göre sistem çıkışları ve basamak girişi.	23
Şekil 3.4 : Sistem yanıt grafiği.	24
Şekil 4.1 : Tinker'a göre akış şekilleri. (1951)	25
Şekil 4.2 : Gövde borulu ısı değiştiricideki akışların izlediği yollar.	26
Şekil 4.3 : Gövde kısmında oluşan kaçak akımlar.	26
Şekil 4.4 : Demet kabuğunu geçişte azaltmak için sızdırmazlık şeridi kullanma.	26
Şekil 4.5 : Boru diziliş şekilleri.	28
Şekil 4.6 : Boru diziliminin 30°C olduğu durumda Ji düzeltme faktörü grafiği.	28
Şekil 4.7 : Boru diziliminin 45°C olduğu durumda Ji düzeltme faktörü grafiği.	29
Şekil 4.8 : Boru diziliminin 90°C olduğu durumda Ji düzeltme faktörü grafiği.	29
Şekil 5.1 : Isı değiştirici ön aynası	37
Şekil 5.2 : Isı değiştirici arka aynası.	37
Şekil 5.3 : İki geçişli ısı değiştirici ön kapağı.	38
Şekil 5.4 : İki geçişli ısı değiştirici arka kapağı.	38
Şekil 5.5 : Tek geçişli ısı değiştiricinin ön ve arka kapak örneği.	39
Şekil 5.6 : Gövde Borulu ısı değiştirici boru demeti.	40
Şekil 5.7 : Robot gaz altı kaynak makinası.	40
Şekil 5.8 : 1'' içten dışlı bağlantı.	41
Şekil 5.9 : Dizimi tamamlanmış demetin ayna görüntüsü.	41
Şekil 5.10 : Dizimi gerçekleştirilmiş boru demeti.	42
Şekil 5.11 : Demetin gövdeye yerleştirilmesi.	42
Şekil 5.12 : Havşa işleminden önce ayna.	43
Şekil 5.13 : Havşa işleminden sonra ayna.	43
Şekil 5.14 : Klingrit conta ile sızdırmazlık önlemi alınmış olan ayna.	43
Şekil 5.15 : Kapağı kapatılmış bitmiş ürün.	44
Şekil 5.16 : Unisuite-Shell programının ilk tasarım ekran görüntüsü.	44
Şekil 5.17 : Unilab tasarım ekran görüntüsü.	46
Şekil 5.18 : Unilab GBID dış ve iç özelliklerinin oluşturulması.	46
Şekil 5.19 : Unilab demet özelliklerinin girildiği bölüm.	47
Şekil 5.20 : Ayna dağılım ekranı.	48
Şekil 5.21 : Unilab otomatik GBID tasarım butonu.	49
Şekil 5.22 : Matlab Algoritması.	49
Şekil 5.23 : Deney düzeneği.	50

Şekil 5.24 : 0.7 HP gücündeki City marka pompa	50
Şekil 5.25 : 0.5 HP gücündeki Rtrmax marka pompa	51
Şekil 5.26 : Enda marka sıcaklık transmitteri	51
Şekil 5.27 : Delta marka pompa sürücüsü	52
Şekil 5.28 : Sıcaklık sensörü.....	50
Şekil 5.29 : 10 kW ısıtıcı	53
Şekil 5.30 : Kontrol ve veri toplama yazılımı ekran görüntüsü.....	54
Şekil 6.1 : PID değerlerinin, '1:0,1 :0' olması durumunda kontrolör performansı.	56
Şekil 6.2 : PID değerlerinin, '1:0,5 :0' olması durumunda kontrolör performansı.	56
Şekil 6.3 : PID değerlerinin, '1:0,2 :0' olması durumunda kontrolör performansı.	57
Şekil 6.4 : PID değerlerinin, '1:0,001:0' olması durumunda kontrolör performansı.	57
Şekil 6.5: PID değerlerinin, '1:0,01:0' olması durumunda kontrolör performansı.	57
Şekil 6.6 : Soğuk akışkan pompası F/l eğrisi.	59
Şekil 6.7 : Sıcak akışkan pompası F/l eğrisi.	59
Şekil 6.8 : 1 geçişli GBID de soğuk akışkan 5 l/dk , sıcak akışkan 10 l/dk debi ile çalışılması	61
Şekil 6.9 : 2 geçişli GBID de soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debi ile çalışılması	61
Şekil B.1 : C12H15 iki geçişli sistemin grafik tablosu.	82
Şekil B.2 : C12H15 tek geçişli sistemin grafik tablosu.....	82
Şekil B.3 : C10H12 tek geçişli sistemin grafik tablosu.....	83
Şekil B.4 : C12H10 tek geçişli sistemin grafik tablosu.....	83
Şekil C.1 : Soğuk akışkanın 5 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.	84
Şekil C.2 : Soğuk akışkanın 15 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.	84
Şekil C.3 : Soğuk akışkanın 7 l/dk, sıcak akışkanın 5 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.	85
Şekil C.4 : Soğuk akışkanın 12 l/dk, sıcak akışkanın 15 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.	85
Şekil C.5 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 7 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.	86
Şekil C.6 : Soğuk akışkanın 12 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.	86
Şekil C.7 : Soğuk akışkanın 15 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi	87
Şekil C.8 : Soğuk akışkanın 12 l/dk, sıcak akışkanın 7 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi	87
Şekil C.9 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 15 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.	88
Şekil C.10 : Soğuk akışkanın 7 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.	88
Şekil C.11 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.	89
Şekil C.12 : Soğuk akışkanın 7 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.	89
Şekil D.1 : Soğuk akışkanın 7 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.	90
Şekil D.2 : Soğuk akışkanın 12 l/dk, sıcak akışkanın 7 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.	90

Şekil D.3 : Soğuk akışkanın 7 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi	91
Şekil D.4 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 5 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi	91
Şekil D.5 : Soğuk akışkanın 5 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi	92
Şekil D.6 : Soğuk akışkanın 7 l/dk, sıcak akışkanın 5 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi	92
Şekil D.7 : Soğuk akışkanın 12 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi	93
Şekil D.8 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi	93
Şekil D.9 : Soğuk akışkanın 15 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi	94
Şekil D.10 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 7 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi	94
Şekil D.11 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 15 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi	95
Şekil D.12 : Soğuk akışkanın 15 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi	95

PİLOT ÖLÇEKLİ GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİ SİSTEMİNİN KURULMASI, KONTROLÜ VE SİMÜLASYON PROGRAMLARI İLE DENEYSEL VERİLERİN KARŞILAŞTIRILMASI

ÖZET

Gövde borulu ısı değıştirciler endüstride yoğun olarak kullanılan ısı değıştirci tipleridir. Piyasa da kolaylıkla bulunabilir. Yüksek sıcaklık ve basınç değerlerine göre dizayn edilip çalıştırılabilmesi en büyük avantajlarından biridir. Bir çok değışken malzeme ve metaryal ile üretilebilmesi geniş proses aralığında çalıştırılabilmelerini sağlar. Ayrıca bakımı ve tamirleri kolaydır. Gövde borulu ısı değıştirciler, silindirik gövde ile bunun içinde birbirine paralel borulardan oluşur. Akışkanlardan biri boruların içinden diğeri ise gövde içinden geçer. Ana elemanları; boru demeti, gövde, ayna ve kapaklardır. Bu çalışmada imalatı gerçekleştirilen 710 mm boy, 90 mm çapında gövde borulu bir ısı değıştirci kullanıldı. 7 adet paslanmaz çelik şaşırtma perdesine sahip bu ısı değıştircide 30 adet düz bakır ısı transfer borusu kullanıldı. Borular 9,52 mm çapında ve 0,50 mm et kalınlığına sahiptir ve 30° C üçgen dizilişlidir. Toplam ısı transfer yüzey alanı 0,58 m² dir. Ayna, kapak ve gövde karbon çeliğidir. 2 tane 45 litrelik karbon çelik tank, sıcaklık kontrol cihazları, termoçiftler, ısıtıcı ve su pompaları ise kurulan sistemin diğeri bileşenleridir. Akışkanların sıcaklık/zaman datalarının toplandığı, akışkan sıcaklıklarının PID kontrol tekniği ile kontrol edildiği bir program yazılmıştır. Sistem için uygun PID katsayıları yapılan denemeler sonucunda belirlenmiştir. Belirlenen PID katsayılarıyla debi, sıcaklık ve tüp geçiş sayıları değıştirilerek denemeler yapılmış ve sonuçlar grafik edilmiştir. Matlab ortamında yazılan Delaware metoduyla ısı değıştirci simülasyon çalışmaları yürütülmüştür. Unilab paket programıyla da ısı değıştirci tasarlanmıştır. Belirlenen sıcaklık ve debilerde çalıştırılmıştır. Deneysel sonuçlar Unilab ve matlab sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Anahtar kelimeler: Gövde Boru Tipi , Isı Değıştirci, Matlab, Unilab, TEMA, PID, Kontrol.

INSTALLATION, CONTROL OF PLOT SCALE SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER SYSTEM, AND COMPARISON OF EXPERIMENTAL DATA WITH VARIOUS SIMULATION PROGRAMS

SUMMARY

Shell and tube heat exchangers are commonly used exchanger type in the industry. Some of the biggest advantages are easily available from the market and it can be designed and operated according to high temperature and pressure values. It can be manufactured with a wide range of materials allowing them to be operated in a wide range of processes. It is also easy to maintain and repair. The body tube heat exchangers consist of a cylindrical body and tubes parallel to each other. One fluid passes through the pipes and the other passes through the body. The main parts; pipes bundle, body, mirror and covers. In this study, a shell and tube heat exchanger manufactured with a diameter of 90 mm and length of 710 mm was used. 30 flat copper heat transfer pipes were used for this heat exchanger which have 7 stainless steel baffles. The pipes have a diameter of 9,52 mm and a wall thickness of 0,50 mm and have a 30 ° C triangular array. Total heat transfer surface area is 0,58 m². Mirror, cover and body are carbon steel. Two 45 liter carbon steel tanks, temperature control devices, thermocouples, heaters and water pumps are the other components of the installed system. A program was written in which temperature/time data of fluids were collected and fluid temperatures were controlled by PID control technique. Appropriate PID coefficients for the system were determined as a result of experiments. The experiments were made by changing the flow, temperature and tube pass numbers with the determined PID coefficients and the results were graphed. Heat exchanger simulation studies were conducted with Delaware method written in Matlab environment. Heat exchanger is also designed with Unilab package program. It was operated at the specified temperature and flow rates. Experimental results were compared with Unilab and matlab results.

Key words: Shell and Tube , Heat Exchanger, Matlab, Unilab, TEMA, PID, Control.



1. GİRİŞ

Endüstriyel uygulamalarda sıkça karşılaşılan durumlardan birisi, farklı sıcaklılardaki akışkanlar arasındaki ısı transferi işlemidir. Sıcaklık farkları olan direkt veya dolaylı temas halinde bulunan iki veya daha fazla akışkan arasında entalpi geçişini sağlayan cihazlara ısı değiştiriciler denir. Yaygın olarak ; Kimyasal proseslerde, ısıtma sistemlerinde, klima sistemlerinde, otomobil radyatörlerinde kullanılır. Isı değiştiriciler; yapısal özelliklerine, akışkan sayısına, ısı değişim şekline, kompaktlığına, ısı transfer mekanizmasına ve akış şekline göre ayrılıp sınıflandırılabilir.Yapısal özelliklerine göre ısı değiştiriciler; borulu, levhalı, kanatçıklı ve rejeneratif olmak üzere 4 ana sınıfa ayrılırlar. Akışkan sayısına göre; 2 , 3 veya daha fazla akışkanlı olmak üzere sınıflandırılabilirler. Isı değişim şekline göre ise; doğrudan temaslı veya doğrudan temaslı olmayan ısı değiştiriciler olmak üzere 2 gruba ayrılırlar. Yüzey kompaktlığına göre ise gazdan akışkana ve sıvıdan sıvıya olmak üzere 2 farklı kompaktlık ayrımı söz konusudur. Akış şekline göre ise tek ve çok geçiş olmak üzere 2 ana farklı akış şekli mevcuttur. Isı transfer mekanizmasına göre; İki tarafta tek fazlı geçiş, bir tarafta tek fazlı diğer tarafta iki fazlı akış, iki tarafta çift fazlı akış ayrıca taşınım ve ışınım ile ısı transferi olmak üzere 4 ana gruba ayrılabilir[1,2]. Artan sanayileşme ile birlikte, ısı değiştiricilerin kullanım alanları genişlemekte ve bir çok yeni proseste yerini almaktadır. Özellikle de küresel ısınmaya bağlı olarak ev ve sanayi tipi konfor soğutma sistemlerinde kullanılan evaporatör ve kondenserlerin kullanım miktarı dünya çapında artmaktadır. Sadece iklimlendirme sektöründe Türkiye'nin 2016 yılındaki ihracat rakamı 3,5 milyar \$ ile dünyada 28. sıradadır. Türkiye İklimlendirme ve Sanayi Sektörü 2018 raporuna göre ülkemiz ithalat ve ihracatta dünya pazar payının %1 lik kesimine sahiptir. Pazar lideri ithalatta yaklaşık % 20 ile Çin'in elinde bulunmaktadır. İhracatta ise yine Çin %15 ile pazar lideridir. Türkiye'nin pazar payındaki payı her geçen yıl yerli üretimler sayesinde artış göstermektedir[3].

1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmada, pilot ölçek karbon çelik gövdeli düz bakır borulu gövde boru tipi ısı değiştirici imal edilmiştir. Farklı sıcaklıklardaki iki akışkan arasındaki ısı transferinin incelenmesi için deney sistemi kurulumu gerçekleştirilmiştir. Düzenek için sirkülasyon pompaları, termočiftler, stok tankları, rezistanslar, sıcaklık transmitterleri, debi kontrol üniteleri vs temin edilmiş bunlar vasıtasıyla sistem kurulmuştur. Sistemi kontrol edecek verileri toplayacak arayüze sahip bir program yazılmıştır. Sıcaklık kalibrasyonları ve pompa kalibrasyonları yapılmıştır. Sıcak akışkan besleme tankının sıcaklığını kontrol edebilmek için PID kontrol algoritması kullanılmış, PID katsayılarını belirlemek için çalışmalar yapılmıştır. Belirlenen PID katsayıları ile çeşitli sıcak akışkan giriş sıcaklıklarında ve değişik akışkan debilerinde tüp geçiş sayısı değiştirilerek denemeler yürütülmüştür. Matlab ortamında Bell-Delaware yöntemi tercih edilerek elde edilmiş gövde boru tipi ısı değiştirici modeli kullanılmış ve deneysel çalışmalarla elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır. Ayrıca ısı transferi için özel olarak yazılmış ithal ticari bir paket program vasıtasıyla elde edilen sonuçlar karşılaştırmaya tabi tutulmuştur. Sonuç olarak plot ölçek gövde boru tipi bir ısı değiştirici imalat aşamasından başlanarak elde edilmiş ve bu ısı değiştiricinin test edileceği bir deney sistemi hazırlanmış deneysel olarak elde edilen sonuçlar yazılan matlab programı ile ticari program kıyaslanmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Isı değiştirciler endüstride geniş bir kullanım alanına sahiptir ve hemen hemen her proste kullanılmaktadır. Endüstriyel ısı değiştircilerinin optimizasyonu, her zaman kritik öneme sahip olmuştur. Enerji tüketiminin ve toplam maliyetin düşürülmesi, daha kompakt ürünler üretilmesi böylece daha küçük alanlarda daha yüksek ısı transferleri elde edilerek daha verimli şekilde çalışması üzerine çalışmalar yürütülmüştür. Bununla beraber ısı transferi üzerine bir çok akademik çalışma gerçekleştirilmiştir. Bunlardan bazıları aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

Azad ve Azad'ın yapmış olduğu çalışma da nano partikül ile çalışarak Nusselt sayısı artırılmış ve daha yüksek ısı transferi elde edilmiştir. Yapılan çalışma sonucu tüp tarafındaki ısı transferi % 150'nin üzerinde artmış ve ısı değiştircinin toplam boyunun kısılması ve akış hızının düşmesi sonucu toplam basınç kaybı % 90'ın üzerinde azaltılmıştır [4]. Böylece nano akışkanlar yardımıyla ısı transfer cihazlarının verimliliğinin artırılabilceğini göstermiştir.

Li ve Kottke'nin çalışmalarında, şaşırtma perdeleri arasındaki mesafelerin farklı olduğu gövde borulu ısı değiştircilerde mesafelerin basınç düşüşüne etkisi incelenmiştir. Gelişmiş bir akışın sağlanmış olduğu gövde boru tipi ısı değiştircide, tek bir borunun sıra ve bölme başına ortalama ısı transfer katsayıları incelenmiştir. Aynı Reynolds sayısıyla çalışıldığında, basınç düşüşü ve ortalama ısı transferi, şaşırtma perdesi ile gövde iç çapı arasındaki aralıktan geçen kaçak akımların azalması nedeniyle şaşırtma perdesi kesit yüzey alanı artırılmıştır. Deneysel sonuçlar ile literatür değerleri karşılaştırılmıştır [5].

Velázquez ve Reyes'in çalışmasında 1963 yılında yayınlanan Delaware Metodu analiz edilmiş ve düzeltilmiştir. Ortalama akıştaki isteyen akımları dikkate alan faktörler hesaplanmıştır. Düzeltme faktörlerine karşılık gelen denklemler Fortran 77 sayısal programıyla oluşturulmuştur. Çalışma sonucunda insan hatalarını ortadan kaldıran, doğru akış ve sıcaklık parametrelerinin tanıtılmasıyla hesaplamalar yapılmıştır [6].

Özden ve Tari gövde borulu ısı değiştircinin gövde tarafı tasarımını özellikle ısı transfer katsayısının ve basınç düşüşünün baffle boşluğu, baffle kesme oranı ve gövde çapı bağımlılıkları, küçük bir ısı eşanjörünün sayısal olarak modellenmesi ile

araştırmıştır. Gövde içindeki akış ve sıcaklık alanları ticari bir CFD paketi kullanılarak çözümlenmiştir. Değerlendirilenler arasında en iyi türbülans modeli, ısı transfer katsayısı, çıkış sıcaklığı ve basınç düşüşünün CFD sonuçları ile Bell-Delaware yöntem sonuçları karşılaştırılarak belirlenmiştir. İki şaşırtma perdesi aralığının kabuk çapına oranının ısı değiştirici performansı üzerindeki etkisi, değişken akış hızı ile araştırılmıştır [7].

Petinrin ve Dare' nin çalışmasında gövde borulu ısı değiştiricinin, üç farklı geometrik tüp yerleşim düzeninde çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Momentum ve enerji denklemlerinin çözdürülmesi ile ısı transferi ve basınç düşüşünün büyük kısmının, gövde akışkanının boru demetleri boyunca çapraz akışı sırasında meydana geldiğini göstermişlerdir [8].

Şaşırtma levhaları ilk olarak 1951 yılında Tinker tarafından tanımlanmıştır. Bu şaşırtma perdeleri sayesinde toplam akış dağılmakta ve dolayısıyla ısı transfer katsayısı da artmaktadır [9].

Ravagnani ve Caballero çalışmalarında, ısı değiştiriciler için detaylı tasarım içeren bir optimizasyon modeli kurmuşlardır. Gövde ve boru tarafı basınç düşmeleri mekanik açıdan ele alınmış ve bu değerleri etkileyen faktörler incelenmiştir [10].

Wang ve arkadaşlarının yapmış oldukları çalışmada gövde borulu ısı değiştiricilerin performansını arttırmak için gövde tarafına yönelik sızdırmazlık elemanı kullanmışlardır ve yaptıkları analiz sonuçlarına göre %14.1 ye kadar bir iyileştirme olduğunu ortaya koymuşlardır [11].

Thome'nin çalışmasında endüstride sıkça tercih edilen gövde borulu ısı eşanjör uygulamaları için ticari olarak çok sayıda farklı boru şekilleriyle ısı transferi arttırımı sağlanmıştır. Uygun proseslerde kullanılan bu boru şekilleriyle ile ısı değiştirici geleneksel düz boru birimlerine göre ısı değiştirici ebatları % 25-75 azaltabilir , ancak bu proseslerin sadece bir kısmında kullanılırlar. Isıl tasarım kılavuzları ve geliştirilmiş gövde borulu ısı eşanjörleri için pratik teknik ve maliyet hususları burada göz önünde bulundurulduğunda bütün prosesler için kullanılması uygun olmamaktadır. [12].

Kara ve Özbilen'in çalışmalarında, bilgisayar tabanlı bir tasarım programıyla binlerce alternatif eşanjör konfigürasyonu inceleyebilme fırsatı bulmuşlardır. Tasarım için bilgisayar kodları, belirtilen ısı transferini ve basınç düşüşlerini

karşıl原因 konfigürasyonları tanımlamak için gövde çapı, şaşırtma perdesi aralığı , boru tarafı geçiş sayısı gibi eşanjör parametrelerini sistematik olarak değiştirmek üzere düzenlenmişlerdir. Program, minimum veya izin verilen gövde tarafı basınç düşüşünü hesaplayarak, belirtilen ısı transfer görevini karşılamak için gerekli olan gövdenin, boru demetinin ve optimum ısı transfer yüzey alanının genel boyutlarını belirlemiştir [13].

Gaddis ve Gnielinski'nin çalışmalarında gövde borulu ısı değiştiricinin gövde tarafındaki ısı transferini hesaplamak için çalışmalar yürütmüşlerdir. Çapraz akışlı boru demetindeki ortalama ısı transfer katsayısını hesaplamak için ilgili yöntemleri kullanmışlardır. Bununla birlikte, şaşırtma perdesi, gövde borulu ısı eşanjörünün gövde tarafındaki akış konfigürasyonu, tüp demeti boyunca akış durumunda bir takım sapmalara yol açmış ve boru demeti boyunca, borulara kısmen paralel olan bir ana akım üretildiğini göstermiştir. Boruların dış yüzeyi ile ısı değiştirici bölmelerindeki delikler arasında ve bölmeler ve iç kabuk yüzeyi arasındaki kaçınılmaz açıklıklar, ısı transferine katılan, ancak ana akımla aynı ölçüde olmayan sızıntı akışlarına yol açmıştır ve bunların analizleri gerçekleştirilmiştir [14].

2. ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Farklı sıcaklıklarda olan ve birbirinden katı bir çeper ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişini sağlamak için kullanılan ekipmanlara ısı değiştirici denir. Uygulama alanları arasında; santraller, kimya tesisleri, iklimlendirme sistemleri, elektronik aletler, taşıtlar, denizcilik sektörü gibi birçok alanda yer almaktadır [1]. Isı değiştiriciler; akışkanın temas şekline, akış şekillerine, yüzey kompaktlığına, yapı şekillerine ve ısı transfer mekanizmasına göre sınıflandırılabilir, Bu sınıflandırmalar Şekil 2.1, 2.2, 2.3, ve 2.4 te verilmiştir [2].

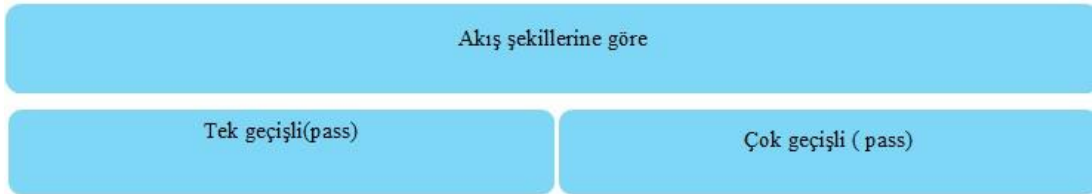
2.1 Isı Değiştirici Türleri ve Özellikleri

Doğrudan temas olmayan ısı değiştiricilerde; akışkanlar birbiriyle direk temas etmezler ayırıcı çeper sayesinde ısı transferi gerçekleşir. Bu tip ısı değiştiriciler; doğrudan transfer tipi, depolama tipi, akışkan yatak olarak üçe ayrılır. Doğrudan transfer tipi ısı değiştiricilerinde; ayırıcı çeper yardımıyla sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında sürekli ısı transferi gerçekleşir. Akışkanlar birbirinden farklı bölmelerde hareket eder ve temas etmezler [1,5]. Borulu, levhalı ve kanatlı tip ısı değiştiriciler doğrudan temasla ısı alışverişinin gerçekleştiği ısı transfer cihazları tipleridir. Depolama tipi ısı değiştiricilerde; iki akışkan sırayla aynı yüzey alanından geçerler. Önce sıcak madde arayüzden geçerek yüzeyi ısıtır belli bir süre sonra aynı bölgeden soğuk akışkan geçirilerek sıcak arayüzden ısı transfer eder. Bu ısı değiştirici tipine rejeneratör adı da verilir. Akışkan yataklı modelinde ise; akışkandan biri katı partiküllerinden arasından yeterince hızla geçerken bir akışkanlaşma meydana gelir ve partiküllerinin homojen bir şekilde dağılmasını sağlar. Diğer akışkan kendi akış alanında devam ettiği için iki akışkan arasında ısı transferi meydana gelir [3,6].

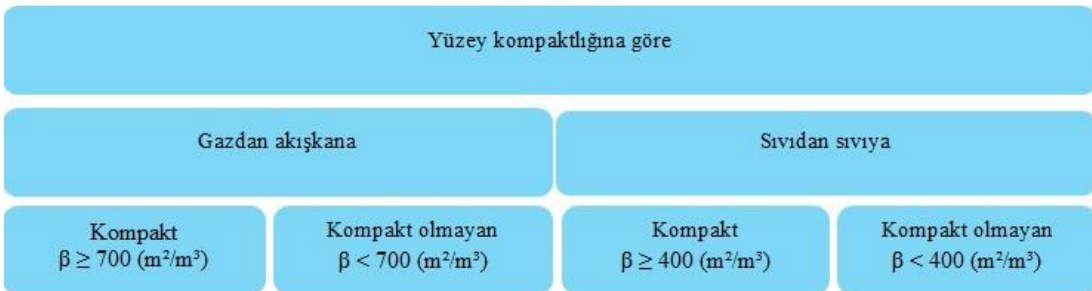


Şekil 2.1 : Akışkanın temas şekline göre ısı transferi.

Akış geçiş sayılarına göre tek ve çok geçişli akış olmak üzere ısı değiştiriciler ikiye ayrılır. Buradaki geçiş sayısı akışkanın bölünme sayısını ifade eder. Geçiş sayısına bağlı olarak ısı transferi artar. Çok geçişli akışlarda akışkanlar yüzey olarak birbiriyle daha fazla temas kurarlar. Burada geçiş sayısı ısı değiştiricinin dizaynına göre değiştirilebilir. Genelde çift geçiş sayısı kullanılsa da bazı özel proseslerde ısı değiştirici pass sayısı tek rakam olarak da gerçekleştirilir [2,5].



Şekil 2.2 : Akış şekline göre ısı transferi.



Şekil 2.3 : Yüzey kompaktlığına göre.

Isı transfer cihazları, birim hacim başına daha geniş ısı transfer alanları elde etmek için özel olarak dizayn edilirler. Genel amaç küçük bir hacim içerisinde yüksek ısı transfer hızı sağlamaktır [1,5]. Yüzey kompaktlığı, gazdan-akışkana ve sıvıdan-

sıvıya olmak üzere ikiye ayrılabilir. Kompaktlık kriteri bu iki geçiş için farklıdır. Yüzey alan yoğunluğu (β) Denklem 2.1'e göre hesaplanır.

$$\beta = \frac{\text{ısı transferi yüzel alanı}(m^2)}{\text{ısı değiştirici hacmi}(m^3)} \quad (2.1)$$



Şekil 2.4 : Yapı şekillerine göre.

Yapı şekillerine göre ısı değiştiriciler 4 ana gruba ayrılır. Kullanım alanlarına göre ihtiyaç durumunda farklı ısı değiştiriciler seçilebilir. Kapasite ve çalışma aralıkları açısından en geniş aralık gövde borulu ısı değiştiricilere aittir [1,2]. Gövde borulu ısı değiştiriciler; bir boru demetinin, silindirik bir kabuğun içine yerleştirilmesiyle elde edilir. Ana bileşenleri; borular, gövde, ön ayna, arka ayna, şaşırtma levhaları, boru destekleri ve ön arka kapaklardır. Gövde borulu ısı değiştirici de dış gövde silindir düz veya spiral borudan oluşabilirken içte bulunan ısı transfer boruları ise ; düz, yivli ve spiral olabilmektedir [1,2,5]. Gövde kısmının spiral boru olduğu ısı değiştiricilerde amaç, gövdeden geçen akışkanın akış hızının düşük olduğu durumlarda türbülans akışı yakalayabilmesi için uygulanır. Çift borulu ısı değiştirici de diğer bir gövde borulu ısı değiştirici tipidir. Buradaki ısı değiştirici borular iç içe geçmiş 2 adet borudan oluşur. İçteki boru kanatçıklı veya düz veya yivli olabilir. Akışkanlardan biri içteki boruda, diğeri ise iki boru arasında hareket eder. Çift borulu ısı değiştiriciler; toplam ısı transfer alanının 50 m² ya da daha az olduğu küçük kapasiteli uygulamalar için kullanılırlar [15]. Bunun nedeni birim ünite maliyeti fazla bir prostedir. Gövde borulu ısı değiştiriciler genelde sıvı- sıvı ve faz değişimi gerçekleşen prosesler için uygulanır. Kapasite/ fiyat endeksine göre yaklaşık 70 kW üzeri kapasitelerde levhah ısı değiştiricilerinden daha avantajlı olmaktadır. Gövde borulu ısı değiştiriciler ilk maliyet açısından küçük kapasiteli ürünler için ilk yatırım ücreti diğer ısı değiştiricilere göre daha maliyetlidir. Uzun vadede ise dayanıklılığı ile avantajlı duruma geçmektedir. Temizlenememesi, bakım işlerinin daha kolay olması , esnek ve dayanıklı bir yapıya sahip olmaları en büyük avantajlarındandır. Gövde borulu ısı değiştiriciler tek geçişli veya çok geçişli olarak imal edilebilir.

Proses bağı tasarımlarında değişiklikler yapılarak; paralel, zıt, çarpaz ve bölünmüş akış sağlanabilir [1,2].

2.2 Gövde Borulu Isı Değiştiriciler

Gövde borulu ısı değiştiriciler tasarım açısından geniş silindirik bir gövde ve içinde ısı transferinin gerçekleştiği boru demetinden oluşmaktadır[16]. Boru demeti, içerisinden sıcak veya soğuk akışkanın geçtiği, boru uçlarının aynaya makinato veya kaynakla sabitlenmiş olduğu borular topluluğudur. Isı değiştiricilerde gövde için çeşitli çaplarda borular kullanılabilmeyle beraber genellikle 610 mm değeri üst, 90 mm değeri alt sınır olarak kabul edilmektedir. Demetteki boruların çapları genelde 7.92 mm ile 21 mm aralığında değişmektedir. Boru et kalınlıkları kullanılan akışkanın korozyonuna ve çalışma basıncına bağlı olarak 0.35 mm ile 2 mm arasında değişkenlik göstermektedir. Kirli akışkanların kullanıldığı sistemlerde temizleme kolaylığı sağlanması bakımından geniş boru adımlarında büyük çaplı borular kullanılır. Gövde borulu ısı değiştiricilerin ana ekipmanları; gövde, ısı transfer boruları, ayna ve kapaktır. Gövde borulu ısı değiştiriciler tasarımı açısından geniş basınç ve sıcaklık aralıklarına izin verdiği için en popüler eşanjörlerden biridir. Tamir ve bakımı, diğer ısı değiştirici tiplerine göre daha kolaydır[17]. Borulardan birinde deformasyon oluşursa körleme ile iptal edilebilir veya çift aynalı tasarım ile değiştirilebilir. Körleme işlemi genel boru adedinin % 10 unana kadar yapılabilir. Aksi durumda kapasite kaybı kabul edilebilecek sınırların dışına çıkacaktır. Bu tip ısı değiştiricilerin gövdeye sabitlenmemiş olması şartıyla demeti dışarı çıkarılıp temizlenebilir.

2.3 Gövde Borulu Isı Değiştiricilerde TEMA Standartları

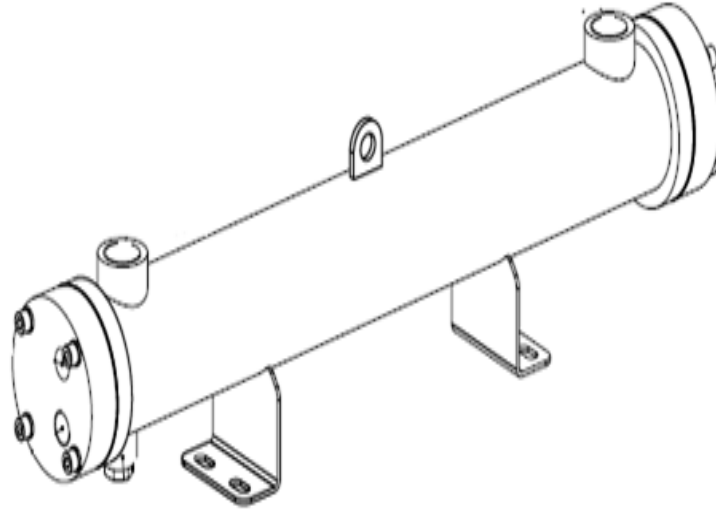
Gövde borulu ısı değiştiricilerin tasarımlarında TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) standartları kabul edilir. Borulu Eşanjör Üreticileri Birliği (TEMA), gövde borulu ısı değiştiricileri üreticilerinden oluşan bir dernektir. TEMA, Gövde Borulu Isı Değiştiriciler için bir dizi üretim standardı oluşturmuştur ve standartları düzenli olarak güncellemektedir ve yayınlamaktadır. Proses endüstrileri tarafından ve dünyadaki diğer yüksek önemli uygulama alanlarında üretilen ve kullanılan gövde borulu ısı değiştiricilerin çoğu TEMA standartlarına göre üretilmiştir. Standartlar 3 ısı değiştirici yapısı sınıfını tanımlar [18]. Aslında, üç

sınıfın standartları arasında nispeten az bir fark var; farklılıkların olduğu durumlarda, Sınıf R daha ağır ve daha konservatif yapı özellikleri gerektirir ve Sınıf B (bunlar genellikle paslanmaz çelik veya yüksek alaşımlı eşanjörler olduğu için), kritik olmayan bileşenler için daha hafif (yani daha ince metal) yapı için bir miktar izin verir. TEMA Standartları on bölüme ayrılmıştır [18].

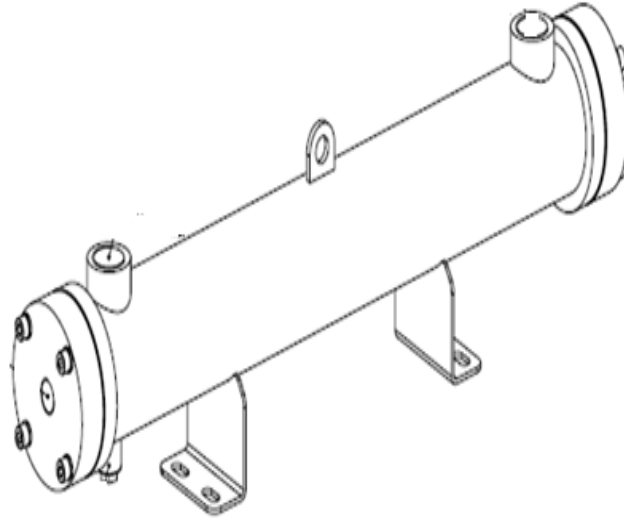
- Önerilen uygulama
- Terminoloji
- Üretim toleransları
- Genel imalat ve performans bilgisi
- Kurulum, çalıştırma ve bakım
- Mekanik Standartlar TEMA Class RCB eşanjörler
- Akış kaynaklı titreşim
- Termal ilişkiler (Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkında konfigürasyon düzeltme faktörünün kirlenme ve çizelgelerini içerir)
- Akışkanların fiziksel özellikleri
- Genel bilgi (örneğin, boru, boru, bağlantı parçaları ve flanşların boyutları; basınç sıcaklık değerleri; dönüşüm faktörleri vb.)

Gövde borulu değiştirici, belirtildiği gibi silindirik bir gövdenin içine monte edilmiş tüplerden oluşur. Bir akışkan tüplerin dışında gövdede akarken ikinci akışkan tüplerden akar. Sıvılar tek veya iki faz olabilir ve paralel veya çapraz akış düzeninde akabilir. Gövde borulu ısı değiştiriciler 4 ana bölümden oluşur. Bunlar ; ön kapak, arka kapak, gövde ve demettir [18].

Önkapak, sıvının eşanjörün yanından gövdeye bağlandığı yerdir. Bazen sabit başlık olarak da adlandırılır. Akışkanın, demet tarafından beslediği bölümdür. Tasarım açısından geçiş sayısına göre ön kapaktan giren akışkan , aynı kapaktan sistemi tekrar terk edebilir. Gövde ise, demetin bulunduğu bölümdür. Isı transferinin gerçekleştiği bölümdür. İçerisindeki demeti oluşturan borular; finli, spiral, yivli veya düz olabilir. Arka kapak, tüp tarafındaki sıvının eşanjörü terk ettiği veya birden fazla boru geçişi olan eşanjörlerde ön başlığa döndüğü yerdir. Arka kapak dizaynı ile pass sayısı ayarlanabilir ve akışkanın gövde içerisindeki geçiş sayısı belirlelenebilir [18].

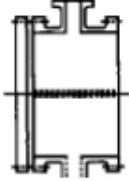
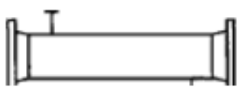

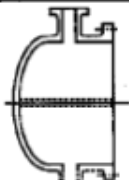
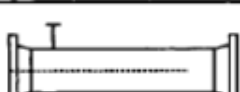
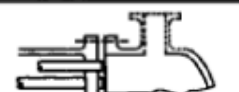
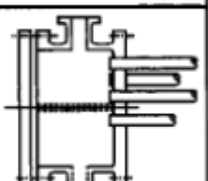
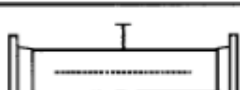

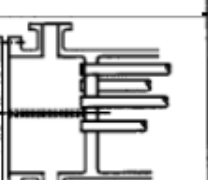

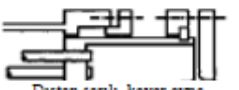
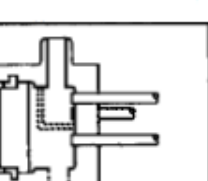
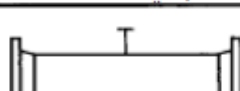

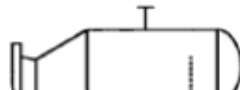

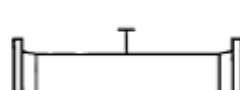
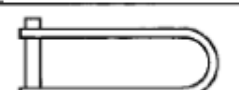



Şekil 2.5 : Gövde borulu ısı değiştirici(2 geçişli).



Şekil 2.6 : Gövde borulu ısı değiştirici(tek geçişli).

Şekil 2.5 ve 2.6 da tek ve iki geçişli GBID'nin imalat resimleri görülmektedir. Ayna tasarımlarının farklı olması aradaki tek fark olarak göze çarpmaktadır.çift geçişli sistemde akışkan gövdeye girmiş olduğu kapaktan terk etmiştir. Tek geçişli olan sistemde ise girdiği kapaktan değil diğer kapaktan çıkış işlemi yapmıştır.

Ön Kapak Sabit Tip	Gövde Tipi	Arka Kapak Sabit Tip
A  Kanal ve çıkarılabilir kapak	E  Tek geçiş gövde	L  Sabit boru yuvası, "A" gibi
B  Muhafaza kapağı	F  İki geçiş gövde ve yatay ışırtına	M  Sabit boru yuvası, "B" gibi
C  Boru yuvası ve çıkarılabilir kapaklı kanal	G  Aynı akış	N  Sabit boru yuvası, "N" gibi
N  Boru yuvası ve çıkarılabilir kapaklı kanal	H  İkiz aynı akış	P  Dıştan sarılı kayar ayna <i>Outside packed floating head</i>
D  Yüksek basınç odalı	J  Ayrılmış akış	S  Arka destekli kayar ayna
	K  Kettle tipi	T  Çekmeli kayar ayna
	X  Çapraz akış	U  U boru demeti <i>U tube bundle</i>
		W  Tam sızdırmaz kayar boru yuvası

Şekil 2.7 : Gövde borulu ısı değıştirici tipleri(TEMA 1999).

TEMA stndarlarına göre ısı değıştirici tipleri Şekil 2.7de özetlenmiştir. Ön kapak, arka kapak ve gövde için görüldüğü üzere bir çok kombinasyon uygunlabılır. Genellikle proses uygunluğuna göre bu seçimler gerçekleşede en çok E tipi gövde endüstride kullanılmaktadır [18]. Temel olarak üç ana kombinasyonda gövde boru tipi ısı değıştirici vardır.

- Sabit demet gövde eşanjörleri
- U borulu eşanjörler
- Yüzer başlık değıştiriciler

2.3.1 Sabit demet gövde eşanjörü (L, M ve N tipi arka kapaklar)

Sabit gövde eşanjöründe, kapaklar gövdeye kaynaklanır. Bu ekonomik bir yapıya neden olur ve borular mekanik veya kimyasal olarak temizlenebilir. Bununla birlikte, kimyasal temizleme dışında tüplerin dış yüzeylerine erişilemez. Gövde ve boru malzemeleri arasında büyük sıcaklık farkları mevcutsa, genişlemenin neden olduğu aşırı baskıları ortadan kaldırmak için kabuğa bir genişleme körüğü eklemek gerekebilir. Bu tür körükler genellikle operasyonda zayıflık ve başarısızlık kaynağıdır. Bunlar prosese uygun olmadığı durumlarda ise U firkete yada Yüzer Aynalı ısı değiştirici tasarımları tercih edilebilir [18].

2.3.2 U borulu eşanjör

U borulu eşanjörde ön kapak tiplerinden herhangi biri kullanılabilir ve arka kapak normalde bir M Tipidir. U borulu eşanjörler sınırsız termal genişlemeye izin verir, tüp demetinin temizlenmesi için çıkarılabilir ve küçük demetlerin kabuk açıklıklarına ulaşılması sağlanır. Bununla birlikte, boruların mekanik yollarla iç temizliği zor olduğundan, yalnızca boru tarafı sıvılarının temiz olduğu yerlerde bu türün kullanılması normaldir. U borulu eşanjörlerde demet aynaya sabitlenir burada ön kapağa genellikle flanş yardımıyla sabitlenir [18].

2.3.3 Yüzer aynalı eşanjör (P,S,T ve W tipi arka kapaklar)

Bu tür eşanjörlerde, arka kapak ucundaki tüp tabakası, gövdeye kaynaklanmaz, hareket etmesine veya yüzmesine izin verilir. Ön kapaktaki demet tabakası (gövde tarafı sıvı giriş ucu) gövdeden daha büyük bir çapa sahiptir ve sabit boru tabakası tasarımında kullanılan benzer şekilde kapatılmıştır. Gövdenin arka kapak ucundaki demet tabakası, gövdenin kapaktan çekilmesine izin veren gövdeden biraz daha küçük çaplıdır. Yüzen bir aynanın kullanılması, termal genişlemeye izin verilebileceği ve tüp demetinin temizlik için çıkarılabileceği anlamına gelir. Kullanılabilecek birkaç arka kapak tipi vardır, ancak S-Tipi arka kapak en popüler olanıdır. Yüzen aynalı bir eşanjör, yüksek sıcaklıklar ve basınçlarla ilgili titiz görevler için uygundur, ancak eşdeğer sabit demetli eşanjöründen daha pahalıdır [18].

2.3.4 Ön kapak tipleri

A tipi ön kapak

Bu tip kapakların tamiri ve değiştirilmesi kolaydır. Ayrıca boru demetinin bozmadan temizleme veya onarımı için erişim kolaylığı sağlar. Ancak iki conta vardır (biri tüp tabakası ile kapak arasında ve diğeri kapak ile uç plakası arasında). Bu, B tipi ön kapakta kaçak riskini ve başlığın maliyetini artırır [18].

B tipi ön kapak

Bu en ucuz ön kapak türüdür. Aynı zamanda, A tipi ön kapağa göre yüksek basınç işleri için daha uygundur, başlıkta yalnızca bir conta bulunur. Bir dezavantaj olarak, borulara erişim sağlamak için, müdahale gerektirmesidir [18].

C tipi ön kapak

Bu tip başlık yüksek basınçlı uygulamalar içindir (> 100 bar). Boru çalışmasını bozmadan boruya erişime izin verir, ancak boru demeti başlığın ayrılmaz bir parçası olduğu için tamir edilmesi ve değiştirilmesi zordur [18].

D tipi ön kapak

Bu en pahalı ön kapak türüdür. Çok yüksek basınçlar içindir (> 150 bar). Demet çalışmasını bozmadan borulara erişime izin verir, ancak boru demeti kapağın ayrılmaz bir parçası olduğu için yine tamir edilmesi ve değiştirilmesi zordur [18].

Y tipi ön kapak

Bu kapak TEMA standardı ile belirlenmiş bir tip değildir, ancak genel olarak kabul görür. Ön veya arka kapak olarak kullanılabilir ve eşanjör bir boru hattında kullanılacaksa tercih edilir. Boru maliyetlerini düşürdüğü için diğer kapak tiplerinden daha ucuzdur. Esas olarak tek tüp geçişli birimlerle kullanılır, ancak uygun bölümlendirmede herhangi bir sayıda geçişe izin verebilir [18].

2.3.5 Gövde tipleri

E tipi gövde

Bu tip, çoğu proses ve uygulama için uygun olan ve en yaygın kullanılan gövde türüdür. Diğer gövde tipleri sadece özel görevler veya uygulamalar için kullanılma eğilimindedir [18].

F tipi gövde

Genellikle iki tüplü bir yan geçiş ünitesinde, saf karşı akım akışı gerektiğinde kullanılır. Bu tarz gövde iki geçiş uzunlamasına bir bölmeyle ayrılması ile elde edilir. Bu tip ile ilgili temel problem, özel önlemler alınmadığı sürece, bu uzunlamasına bölme boyunca termal ve hidrolik sızıntı gerçekleşebilir [18].

G tipi gövde

Bu yatay termosifon reboiler, gövde basınç düşüşünün küçük tutulması gereken uygulamalar için kullanılır. Bu, gövde akışını bölerek elde edilir [18].

H tipi gövde

H tipi gövde, G-Tipi gövdeye benzer uygulamalar için kullanılır ancak daha büyük kapasiteli üniteler gerektiğinde de tercih edilebilir [18].

J tipi gövde

Bu tip gövde, çift parçalı bölmeler kullanıldığında, E-Tipi gövdede izin verilen maksimum basınç düşüşü aşıldığında kullanılır. Tüp titreşimi bir sorun olduğunda da kullanılabilir. Gövdedeki bölünmüş akış, borulardaki akış hızlarını azaltır ve bu nedenle basınç düşüşünü ve tüp titreşim olasılığını azaltır. İki giriş nozülü ve bir çıkış nozülü olduğunda J-Tipi gövde olarak adlandırılır [18].

K tipi gövde

Bu tip gövde, geniş bir ayırma alanı sağladığından rebolerlar için tercih edilir. Alternatif olarak K-Tipi gövde, soğutucu olarak kullanılabilir. Bu durumda, asıl işlem, gövde tarafındaki sıvıyı kaynatarak tüp tarafı sıvısını soğutmaktır [18].

X Tipi gövde

Sistemdeki maksimum gövde basınç düşüşü diğer tüm gövde ve bölme tipi kombinasyonları aşarsa kullanılır. Ana uygulamalar, borulu kondansatörler ve gaz soğutucularıdır [18].

2.3.6 Arka kapak tipleri

L tipi arka kapak

Bu tip kapak sadece sabit demetli gövdelerle kullanım için uygundur, çünkü tüp tabaka gövdeye kaynaklıdır ve tüplerin dışına erişim mümkün değildir. Bu tip bir

kapağın temel avantajları, boru hatlarını sökmek zorunda kalmadan boruların içine erişimin sağlanabilmesidir. Ana dezavantajı, büyük termal genleşmelere izin vermek için bir körük veya genleşme rulusunun gerekli olmasıdır ve bu izin verilen çalışma sıcaklığını ve basıncını sınırlar [18].

M tipi arka başlık

Bu tip başlık, L Tipi Arka Başlık'a benzer, ancak biraz daha ucuzdur. Ancak, tüplerin içine erişmek için başlığın çıkarılması gerekir. Yine, büyük ısıl genleşme ile başa çıkmak için özel önlemler alınmalı, bu da izin verilen çalışma sıcaklığını ve basıncı sınırlandırmaktadır [18].

N tipi ön kapak

Bu tip bir kapağın avantajı, boruların demet çalışmasını bozmadan erişilebilmesi ve A-Tipi ön kapaktan daha ucuz olmasıdır. Bununla birlikte, kapak ve tüp tabakası gövdenin ayrılmaz bir parçası olduklarından bakımı ve değiştirmeleri zordur [18].

P tipi arka kapak

Bu kapak türü, yüzer bir arka kapaktır. Teorik olarak, temizlik için boruların içine erişime izin veren ve aynı zamanda temizleme için demetin çıkarılmasını sağlayan düşük maliyetli bir yüzer başlık tasarımıdır. Bu tip başlıklarla ilgili ana problemler:

- düşük basınçlı, tehlikeli olmayan sıvılarla çalışılmalıdır, çünkü gövdeden sıvının salmastra halkaları yoluyla sızması mümkündür;
- sadece küçük termal genleşmelere izin verilir.
- uygulamada düşük maliyetli bir tasarım değildir, çünkü gövdenin etkili olabilmesi için küçük toleranslarda çalışılması gerekir [18].

S tipi arka kapak

Bu tip yüzer bir arka kapaktır. Yüzer kafa kapak tiplerinin en pahalısıdır, demetin çıkarılmasına izin verir ve sınırsız termal genleşme mümkündür. Ayrıca diğer kayan başlık tiplerinden daha küçük bir gövdeye sahiptir. Bununla birlikte, demetin sökülmesi zordur. Gövde çapı ve demet-gövde açıklıkları sabit kafa tipi değiştiricilere göre daha büyüktür [18].

T tipi arka kapak

Bu kapak türü yüzen ayna tipi bir arka kapak modelidir. Demeti çıkarmak S tipi arka kapak ile aynıdır fakat daha ucuz ve kolaydır, ayrıca sınırsız termal genişlemeye izin verir. Bununla birlikte, tüm yüzer kafa tiplerinin gövde boşluğu en büyük olanıdır ve sabit kapak ve U tüp tiplerinden daha pahalıdır [18].

U boru

Bu tip, tüm çıkarılabilir demet tasarımlarının en ucuzudur, ancak genellikle düşük basınçlarda sabit tüp tasarımından biraz daha pahalıdır. Sınırsız termal genişlemeye ve demetin çıkarılmasına izin verirler. En basit tasarımdır. U tüpü tasarımının dezavantajı F Tipi gövde kullanılmadığı sürece normal olarak saf karşı akışa sahip olmamasıdır. Ayrıca, U boru tasarımları eşit sayıda boru geçişi ile sınırlıdır [18].

W tipi arka kapak

Kayan kapak tasarımlarının en ucuzudur, sınırsız termal genişlemeye izin verir ve tüp demetinin temizlik için çıkarılmasına imkan sağlar. Bu tür kafa ile ilgili ana problem düşük basınçlı tehlikeli olmayan sıvılarla çalışma sınırlamasıdır (çünkü her iki sıvının da salmastra halkaları yoluyla sızması mümkündür) [18].

3. PROSES KONTROL

Endüstride rekabetin gitgide artması ve proseslerin işletilmesinin daha karmaşık hale gelmesinden dolayı, otomatik kontrolör kullanılması firmaları daha avantajlı hale getirmiştir. Otomatik kontrol işlemi aşağıdakiler dahil birçok avantaj sunar:

- Gelişmiş iş güvenliği
- Çevresel kısıtlamaları karşılamak
- Sürekli olarak ürün kalitesi spesifikasyonlarına uymak
- Hammadde ve enerjinin daha verimli kullanılması
- Artan karlılık

Kontrol sistemleri, çıkış değişkenlerinin giriş değişkenleri tarafından istenen değerlerde tutulması için kullanılır. Yaşanabilecek olası aksaklıklar durumunda, proses değişkenini istenen değerde tutma yeteneğinin olması istenir. Bununla birlikte proses değişkenini bir ayardan istenen yeni ayara getirmede istenen başarıyı sağlamaları da gerekmektedir [19].

3.1 PID Kontrol Tekniği

Geçmişte, kontrol cihazlarının çoğu analog sistemlerken günümüzün kontrol cihazlarının çoğu dijital sinyalleri ve bilgisayarları kullanır. Endüstride kullanılan denetleyicilerin yarısından fazlası PID denetleyicileridir. Proses değeri ile set noktası arasındaki hata, o ana kadar ki hataların kümülatif toplamı (yani integrali) ve hatanın değişimi (yani hatanın türevi), PID kontrolörün 3 ana bileşenini oluşturur. Bunların hepsinin bir katsayı ile çarpılıp toplanması ile kontrolör çıkış sinyali elde edilir. Bir sistemin matematiksel bir modeli mevcut olduğunda, kontrolörün bu katsayı parametreleri açıkça belirlenebilir. Ancak, matematiksel bir model bulunmadığında, parametrelerin deneysel olarak belirlenmesi gerekir. PID Kontrol algoritması değinildiği üzere sistem hatasının üç ayrı matematiksel işlemde geçirilip toplanması ile kontrol çıktısını oluşturur. Bunlar denklem 3.1 de gösterilmektedir [20,21].

$u(t)$: Kontrol etkisi

$e(t)$: Hata fonksiyonu

$r(t)$: Referans girdisi

$y(t)$: Sistem çıktısı

$$u(t) = k_e e(t) + k_i \int_0^t e(\tau) d\tau + k_d \frac{de}{dt} \quad (3.1)$$

Kullanılacak olan kontrolcü sistem karakteristiğine uygun olarak belirlenir. PID kontrol algoritmasının versiyonları;

- Oransal Kontrol (P kontrol)
- Oransal Türevsel Kontrol (PD kontrol)
- Oransal Integral Kontrol (PI Kontrol)
- Oransal Integral Türevsel Kontrol (PID)

Oransal kontrol; Bu kontrolcü hata azaldıkça daha düşük bir kontrol etkisi gösterip çıktının referansa yumuşak bir şekilde yaklaşmasını sağlar böylelikle on/off kontrolde oluşan salınım etkisi gözlemlenmeyecektir. Buna karşılık hata küçüldükçe kontrol etkisi çok zayıflayacak belirli bir değerin altında kontrol sinyalinin bağlandığı tahrik sisteminin sisteme etkisi çok zayıflayacak ve sistem çıktısı referansa asla tam ulaşamayacaktır. Bu hatanın oluşmasını engellemek için kontrolcü çıkışına bir sabit değer eklenir. Denlem 3.2 ve Denklem 3.3 de sistem çıktısı eşitlikleri verilmektedir[20,21].

$$u(t) = K_p e(t) + u_0 \quad (3.2)$$

Türevsel kontrol etkisi, sistemdeki hatanın değişimine orantılı olarak belirlenir. Türev işlemi sistem çıktısının hesaplandığı andan bir sonraki anda alacağı değere ilişkin bir veri üretir. Dolayısı ile türev kontrol etkisi sisteme bir öngörü kazandırır. Türev değeri sistemdeki dalgalanmalar ile büyüyeceğinden bu durumdaki türevsel kontrol etkisinde yüksek olacaktır. Dolayısı ile sistem çıktısı daha az dalgalı bir davranış gösterecektir[27].

$$u(t) = K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (3.3)$$

Integral kontrol etkisi oransal kontrol etkisine benzer şekilde hesaplanır fakat burada anlık hata değeri yerine sistem çalışmaya başladığı andan itibaren olan tüm anlardaki hataların toplamı bir kazanç ile çarpılır ve denklem 3.4 ile gösterilmektedir[27,28].

$$u(k)=K_i \sum_l^k e(k) \quad (3.4)$$

Bahsi geçen toplam sürekli sistemler için hatanın integralini denklem 3.5 ile ifade edilmektedir [20,21].

$$u(t)=K_i \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (3.5)$$

Oransal denetleyicilerin (K_p), yükselme zamanını azaltmada etkisi vardır ve azaltır, ama asla tamamen yok etmez. İntegral denetleyicinin (K_i) kararlı hal hatasının sıfırlanmasına etkisi vardır ancak bu geçici tepkinin daha kötü olmasına sebep olur. Türevsel denetleyicinin (K_d) sistemin kararlılığının artmasında etkisi vardır, aşmayı azaltır ve geçici rejim davranışını düzeltir[28].

PID denetleyicilerin ayar parametrelerini belirleyebilmek için çeşitli yöntemler kullanılır. En yaygın PID kontrol parametreleri ayarlama yöntemleri Ziegler-Nichols ve Cohen-Coon yöntemleridir [22]. Bu yöntemler, sistemin matematiksel modeli bulunmadığında sıklıkla kullanılır. Ziegler-Nichols yöntemi hem kapalı hem de açık döngü sistemler için kullanılabilirken, Cohen-Coon tipik olarak açık döngü sistemler için kullanılır. Kapalı döngü kontrol sistemi, geri besleme kontrolünü kullanan bir sistemdir. Açık çevrim bir sistemde çıkış, giriş ile karşılaştırılmaz.

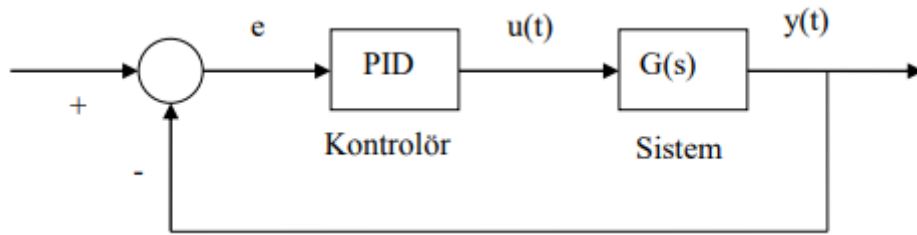
3.2 PID Katsayıları Ayarlama Yöntemleri

PID kontrolörlerin basitliği kontrol edilebilmesi PID kontrol sistemlerinin yaygın olarak kullanılmasının ana sebeplerinden birisi olmuştur [16]. Standart bir ayarlama kriterine göre kontrol parametrelerinin oluşturulması PID kontrollerin tasarımında önemli bir rol oynar [23].1980'lerden sonra parametrelerinin belirlenmesi için çok sayıda çalışma yapılmıştır. Bunlardan bazıları, sistemin açık çevrim cevabına dayalı olan Ziegler-Nichols metodu diğer bir metod ise Cohen Coon metodu [20,21].

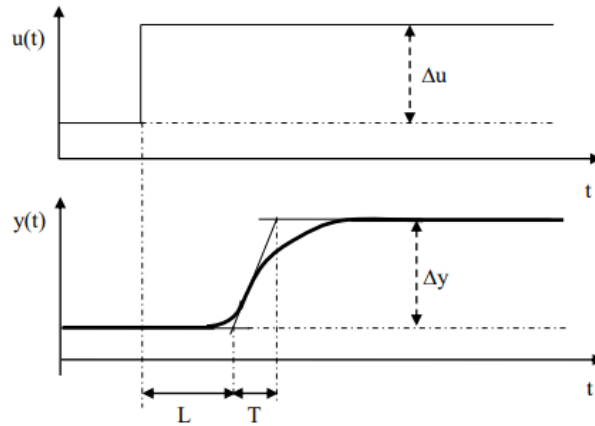
3.2.1 Ziegler – Nichols metodu

Zeigler - Nichols yöntemi deneysel bir açık döngü ayarlama yöntemidir ve sadece açık döngülü kararlı sistemlere uygulanabilir. Bazı sistemlerde transfer fonksiyonunu saptamadaki zorluk, tasarımcıları en uygun kontrolör katsayı değerlerini belirlemenin

deneysel yolunu bulmaya itmiştir. En çok kullanılan yöntem Ziegler ve Nichols yöntemidir. John Ziegler ve Nathaniel Nichols isimli iki mühendis 1942 yılında PID kontrolörünü belirlemenin iki klasik yöntemini ortaya koymaları sonucu ortaya çıkmıştır. Bu iki yöntem uygulamada özgün yapıda yada küçük değişikliklerle hala yaygın kullanılmaktadır.[24,25] Bu yöntem, modelleme ve kontrole dayalı geleneksel bir yöntem olarak görülebilir. Ziegler ve Nichols basamak yanıtı yönteminde kontrolör parametreleri sistemin açık çevrim basamak yanıtından elde edilen değerlere göre belirlenir. Şekil 3.1'de kapalı çevrimli bir sistem görülmektedir. Şekil 3.2 de ise açık çevrim sistemin basamak yanıtı görülmektedir.



Şekil 3.1 : Kapalı çevrim sistemi[21].



Şekil 3.2 : Açık çevrimli sistemin basamak yanıt yöntemi[21].

Bu sistem şu şekilde işlemektedir;

- 1) Sistem basamak yanıtında eğimin en büyük olduğu nokta bulunur ve bu noktadan geçen teğet çizilir.
- 2) Bu teğetin basamak giriş öncesi ve sonrasındaki sistem çıkış değerlerini kestiği noktalar bulunur.
- 3) Bu iki değer okunarak; L: Ölü zamanı ve T: Baskın sistem zaman sabiti yaklaşık olarak elde edilir.

Ölü zaman, basamak girişin başlamasından sistem yanıtının görülmesine kadar geçen zamandır. Ziegler ve Nichols yöntemi ile elde edilen ölü zaman genelde gerçek ölü zamandan bir miktar büyüktür. Bu, yüksek mertebeli sistemin yerine düşük mertebeli daha basit bir modelinin kullanılmaya çalışılmasından kaynaklanır. Bir başka deyişle bir ölü zaman ve birçok zaman sabitinden oluşan bir gerçek sistem, L ölü zamanı ve T zaman sabiti ile ifade edilmeye çalışılır. Bu, sistemi bir miktar daha uzun ölü zaman ve baskın zaman sabiti ile yaklaşık ifade etmeye karşı düşer[29].

4) Statik sistem kazancı K_P sistemin $y(t)$ çıkışındaki Δy değişim miktarı ile $u(t)$ kontrol işaretinin Δu değişim miktarı oranından elde edilmiş ve denklem 3.6 da gösterilmiştir [20,29].

$$K_p = \frac{\Delta y}{\Delta u} \quad (3.6)$$

Ziegler ve Nichols basamak yanıtı yöntemi, basamak yanıtı deneyinden elde edilen üç parametre L,T ve K_P ile kontrolör parametrelerini belirlemeye karşı düşer. Tabloyu basitleştirmek için ölü zamanın zaman sabitine oranı θ tanımlanır ve denklem 3.7 de gösterilmiştir.

$$\theta = \frac{L}{T} \quad (3.7)$$

Burada θ normalize edilmiş ölü zaman olarak adlandırılır. Sistem dinamiği bu parametrelerle tanımlandıktan sonra Ziegler ve Nichols'un deneysel çalışmalardan sonra ortaya konulan sonuçlar ile tablo oluşturup katsayılar belirlenir[29].

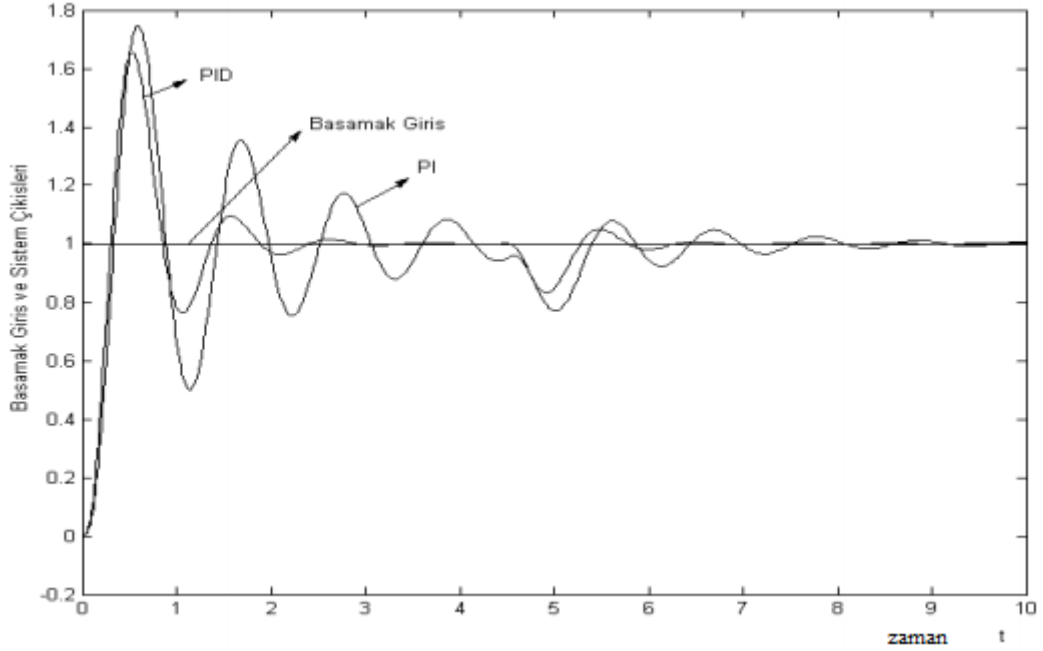
Ziegler ve Nichols'un diğer bir yönteminde kontrolör parametreleri prosesin frekans yanıtından faydalanarak elde edilir. Frekans yanıtı deneyi sistemin $-\pi$ kadar faz kaymasına neden olan frekansın elde edilmesini amaçlar. Basamak yanıtı deneyinde deney sisteme açık çevrimde uygulanır. Frekans yanıtı yönteminde ise deney sistemde sadece oransal kontrolör bulunurken gerçekleştirilir. Deney şu şekilde uygulanır;

- 1) Kontrolör integral ve türev bileşenleri etkisiz kılınarak otomatik kontrol çevrime bağlanır.
- 2) Kontrolörün K_c kazancı kararlılık limiti aşılmaya kadar artırılır (sistem öz salınımına girer). Salınım periyodu $T\pi$ ölçülür.

3) Salınım periyodu $T\pi$ ve sistemin salınıma başladığı andaki P kontrolörünün kazancı $K\pi$ kullanılarak kontrolör parametreleri elde edilir. Şekil 3.3 de örnek olarak verilen salınım hareketleri gösterilmiştir [20,21].

$T\pi$: Kritik periyod

$K\pi$: Kritik kazanç olarak anılır.



Şekil 3.3 : PI ve PID kontrolörlere göre sistem cevabı ve basamak girişi[24].

3.2.2 Cohen-Coon metodu

Kontrol parametrelerinin tayini için bilinen en eski yöntemlerdendir. Bu yöntem I. Mertebe bir proses için geçerlidir. Denklem 3.8 ve Denklem 3.9 da standart bir transfer fonksiyonu gösterilmektedir.

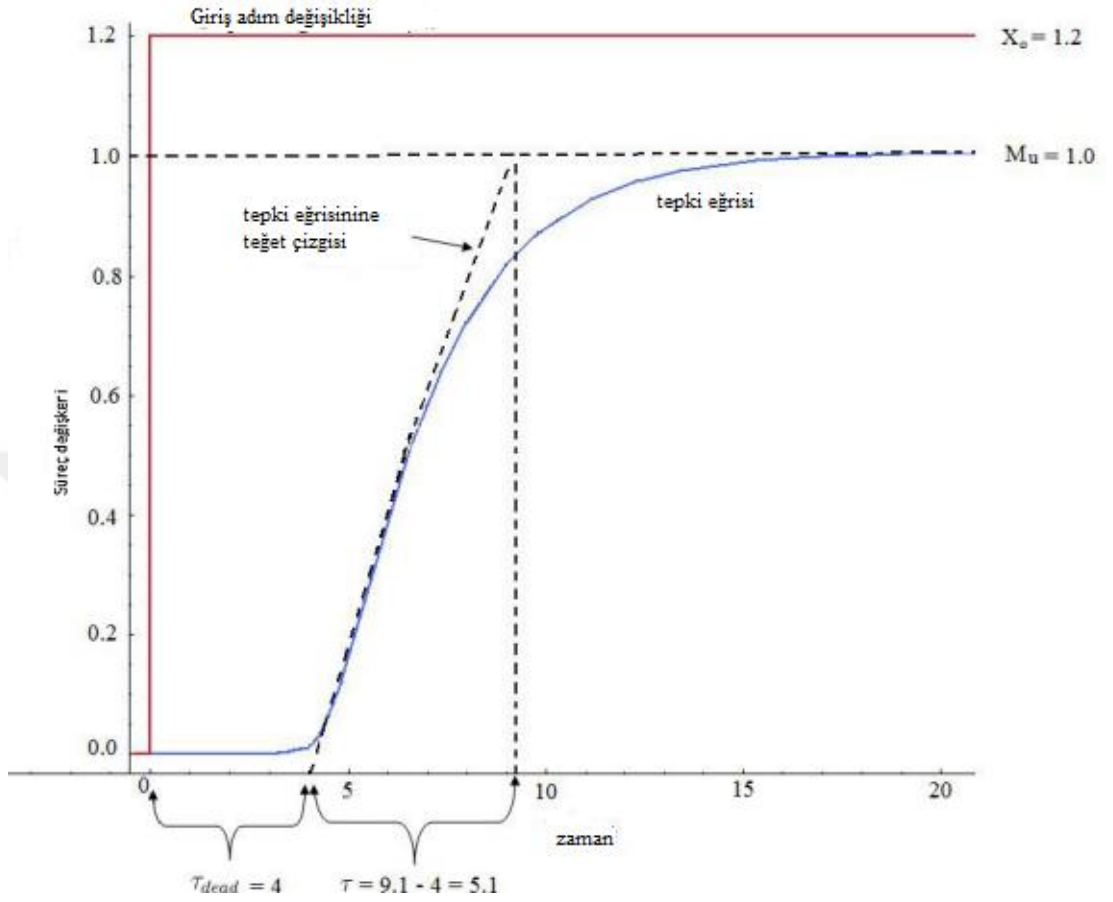
$$G_1(s) = \frac{K}{\tau s + 1} \quad (3.8)$$

Prosesde ölü zamanın (time delay- dead time) olduğu göz önünde bulundurulursa;

$$G_2(s) = e^{-T_{\text{dead}} s} \quad (3.9)$$

Prosesin yatışkın hal değerleri elde edilir. Kontrol sistemi devreden çıkarılır. Ayarlanabilen değişken üzerine belli bir değerde kademe etkisi (step input) verilir. Kontrol edilecek değişkenin yeni bir yatışkın hale ulaşması beklenir. Bu süre

içerisindeki sistemin yanıtı zamana göre grafiği Şekil 3.4 deki gibi grafiğe dökülmüştür [30].



Şekil 3.4 : Sistem yanıt grafiği[24].

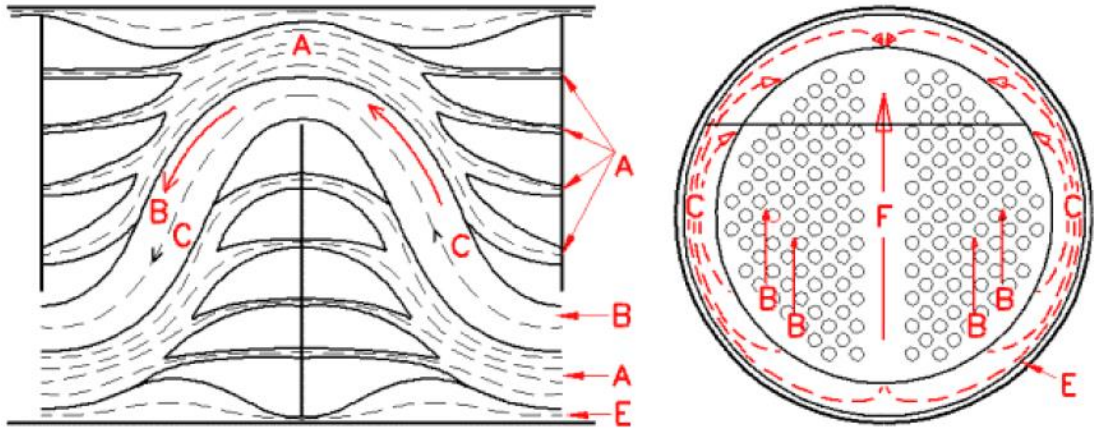
Eğriye maksimum tırmanma noktasında teğet çizilir. Teğetin absisi kestiği nokta ölü zaman olarak adlandırılır ve τ_{dead} olarak gösterilir.

- Teğetin eğimi ise $m = \frac{M_u}{\tau}$ olarak verilir.
- M_u çıkış değişkeninin son yatışkın hal değeridir. u çıkış değişkeninin son yatışkın hal değeridir. • τ ise sistemin zaman sabitini verir.
- K (Kazanç): çıkış değişkeninin iki yatışkın-hal değerlerinin arasındaki farkın kademe değişiminin değerine bölümü olarak hesaplanır ($K = \frac{M_u}{X_0}$) [30].

4. ISI DEĞİŞTİRİCİ MODELLEME VE SİMÜLASYONU

4.1 Bell - Delaware Methodu

Bell- Delaware metodu ısı transfer analizinde, gövde tarafından akan akışkanın için çeşitli düzeltmeleri hesaba katan metodlarından birisidir. Bell Delaware yönteminde, kabuktaki sıvı akışı birkaç ayrı akıma bölünmüştür. Bu akışların her biri, ısı transfer katsayısını ve gövde boyunca basınç düşüşünü etkiler, dolayısıyla bunları bir düzeltme faktörü ile düzeltme yoluna giden bir metottur [21,22]. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2 de gövde borulu ısı değıştircilerde meydana gelen akışlar gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : Tinker'a göre akış şekilleri (1951)[25].

Gövde borulu ısı değıştircilerdeki ana akışlar;

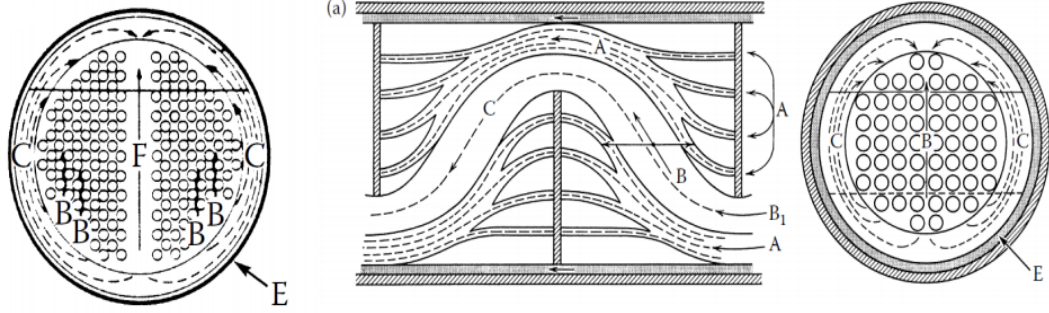
Akış A, bölme ile tüpler arasındaki sızıntıdır.

Akış B, boru demeti üzerindeki ana etkin çapraz akış akımıdır.

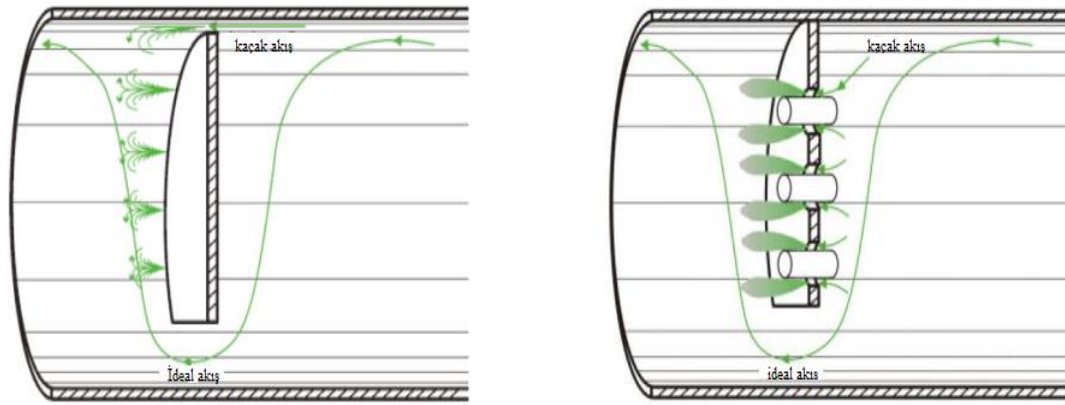
C Akışı, tüp demeti ile gövde duvarı arasındaki demet baypasıdır

E Akışı, baffle ile gövde duvarı arasındaki sızıntıdır.

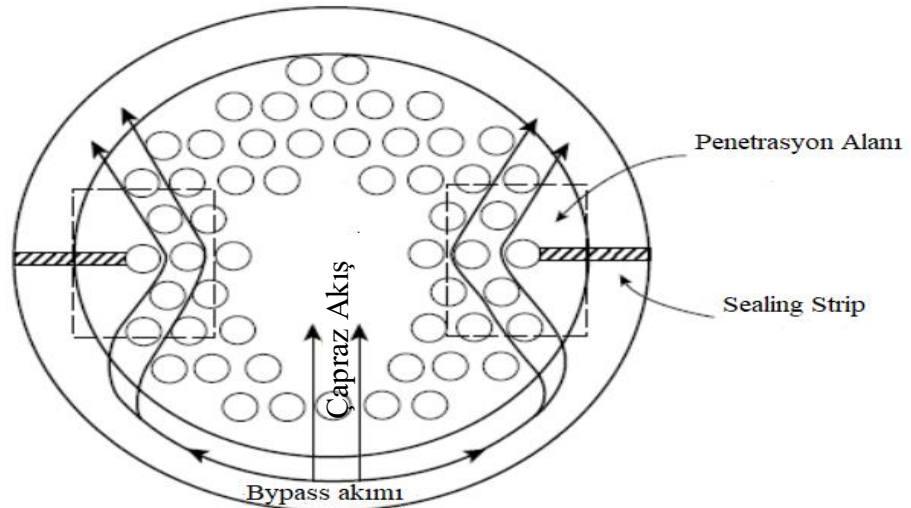
F Akışı, tüp geçiş bölümündeki tüplerin olmamasından dolayı akış kanalı bölümündeki bypass akışıdır [21,22].



Şekil 4.2 : Gövde borulu ısı değıştiricideki akışların izlediği yollar[25].
Gövde Borulu ısı değıştirici ana akışlarının yanı sıra Şekil 4.3 de oluşan kaçak akımlar gösterilmiştir. Şekil 4.4 de ise oluşan kaçak akımlar için sızdırmazlık bandının etkisi gösterilmektedir.[26]



Şekil 4.3 : Gövde kısmında oluşan kaçak akımlar[25].



Şekil 4.4 : Demet kabuğunu geçişte azaltmak için sızdırmazlık şeridi kullanma[25].

4.1.1 Isı transfer katsayısının hesaplanması

Delaware metoduna göre ısı değiştiricilerin termal tasarımının temel model denklemleri aşağıda verilmiştir.[26,6]

$$Q=m_{hot}.Cp_{hot}(T_{in_h}-T_{out_h})=m_{cold}.Cp_{cold}(T_{in_c}-T_{out_c}) \quad (4.1)$$

$$U_d=Q.A \times \Delta T L m.F t \quad (4.2)$$

Denklem 4.1 ısı yük denklemi olmakla beraber denklem 4.2 deki U_d ise toplam ısı transfer katsayısıdır. h_{cc} ifadesi ise gövdeki akışkanın ısı taşınım katsayısıdır ve denklem 4.3 ile elde edilir. $J_i, J_c, J_l, J_b, J_r, J^*_r$ ve J_s , ise düzeltme faktörleridir.

$$H_{cc} = J_i C p c \left(\frac{k c}{C p c \mu c} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu c}{\mu c w c} \right)^{0,14} j c j_l j_b j_r j_s \quad (4.3)$$

Mekanik tasarımı yapabilmek için gövde tarafındaki basınç düşüşü hesaplanmalıdır bundan dolayı f_i, R_b, R_l ve R_s faktörleri denkleme 4.4 deki gibi dahil edilir [6].

$$\Delta P_c = \left\{ (N b - 1) \left[\left(\frac{\mu w c}{\mu c} \right)^{0,14} \frac{4 f i w c^2 N c}{2 \rho c s^2 m g} \right] R b R l + 2 \Delta P b, i \left(1 + \frac{N c w}{N c} \right) R b R s + N b \Delta P w, i R l \right\} \quad (4.4)$$

Klasik Delaware Metodunda, dokuzu grafiksel olmak üzere elde edilen toplamda on bir düzeltme faktörü bulunmaktadır. İlerki kısımlarda bunlar analitik olarak verilecektir. Orijinal versiyonda ise sadece analitik olarak J_s ve R_s düzeltme faktörleri kullanılır [6].

4.1.2 Gövde tarafı düzeltme faktörleri

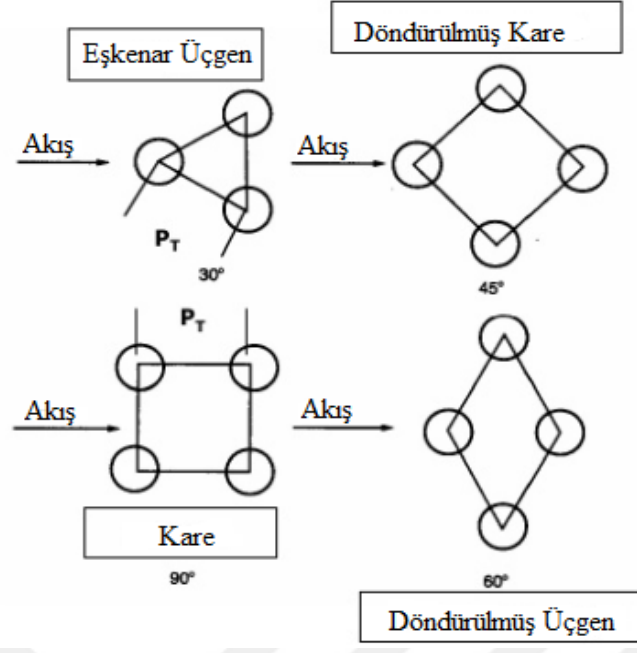
Delaware yöntemine göre, geometrik parametrelerin hesaplanmasından sonra, ısı transferi ve basınç kaybı, düzeltme faktörleri dikkate alınarak tahmin edilir [6].

4.1.2.1 J_i düzeltme faktörü

Bu faktör denklem 4.5 de veriliyor Çizelge 4.1 deki sabitler kullanılarak hesaplama yapılabilir. Görüleceği üzere bu faktör Reynolds sayısına (Re_c) ve belirlenen boru dizilim düzenine bağlıdır.

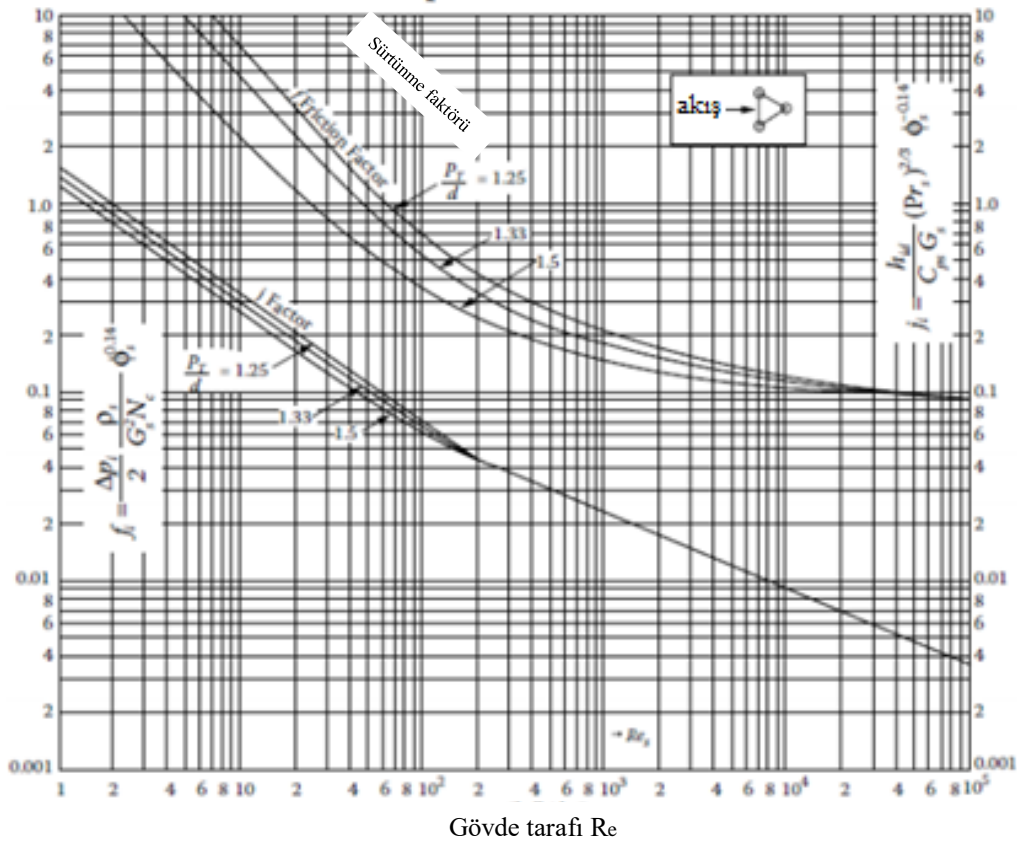
$$J_i = \exp[A + B \ln(Re_c) + C \ln(Re_c)^2 + D \ln(Re_c)^3 + E \ln(Re_c)^4 + F \ln(Re_c)^5] a \quad (4.5)$$

Şekil 4.5 'de görüleceği üzere boru demetinde farklı tüp dizilim şekilleri uygulanır: üçgen, kare ve eşkenar dörtgen. Burada denklemler ile grafik arasındaki maksimum hatanın %4 olduğu belirlenmiştir [26].



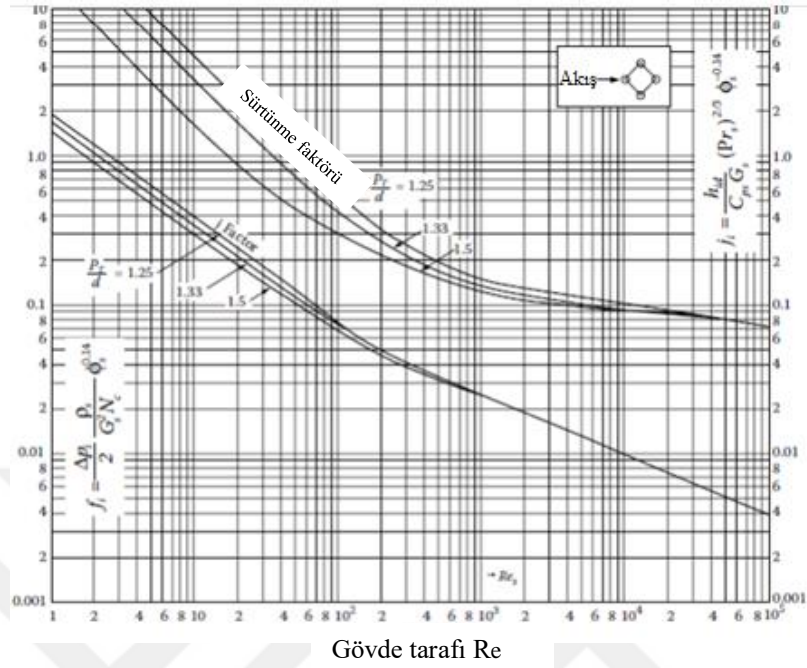
Şekil 4.5 : Boru diziliş şekilleri[7].

Gövde tarafı ideal ısı transfer katsayısı düzeltme faktörü olan (J_i), boru diziliminin 30°C olduğu durumda Şekil 4.6 da gösterilmiştir;



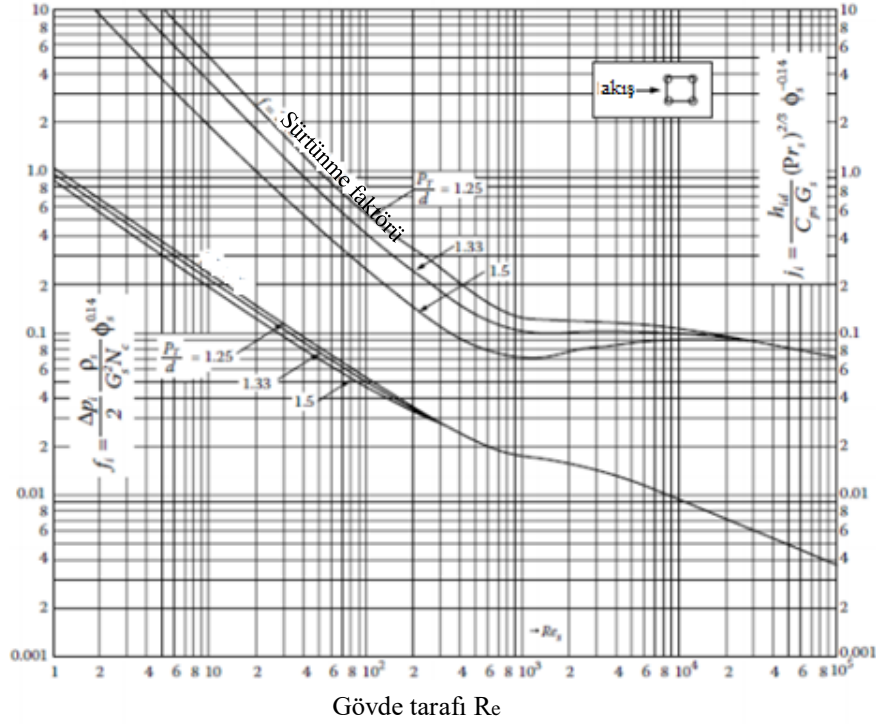
Şekil 4.6 : Boru diziliminin 30°C olduğu durumda J_i düzeltme faktörü grafiği[7].

Gövde tarafı ideal ısı transfer katsayısı düzeltme faktörü olan (J_i), boru dizilimi 45° C olduğu durumda Şekil 4.7 de gösterilmiştir;



Şekil 4.7 : Boru diziliminin 45° C olduğu durumda J_i düzeltme faktörü grafiği[7].

Gövde tarafı ideal ısı transfer katsayısı düzeltme faktörü olan (J_i), boru dizilimi 90° C olduğu durumda Şekil 4.8 de katsayılar ise Çizelge 4.1 de gösterilmiştir.



Şekil 4.8 : Boru diziliminin 90° C olduğu durumda J_i düzeltme faktörü grafiği[7].

Çizelge 4.1 : Düzeltme faktörü Ji için denklemin sabitleri[6].

Diziliş	A	B	C	D	E	F
Üçgen	0,627615	-0,69064	-0,0507472	0,0141049	-0,000937714	$1,7683 \times 10^{-5}$
Kare	0,374177	-0,671577	-0,0784051	0,02507191	-0,00224983	0,0000673254
Eşkenar Dörtgen	-0,273166	-0,472896	-0,109701	0,023299	-0,00145983	0,0000242675

4.1.2.2 Şaşırtma perdesi etkisi ve düzeltme faktörü J_c

Şaşırtma perdesi geometrisi ve özellikle pencere enine kesit şekli, J_c düzeltme faktörünü etkiler. Bu faktör matematiksel olarak denklem 4.6 ile belirlenir: [26].

$$J_c = A + BF_c + CF_c^2 + DF_c^3 + EF_c^4 \quad (4.6)$$

Her sabitin değerleri Çizelge 4.2'de verilmiştir. Denklem (4.6) ile elde edilen grafikler orijinali ile karşılaştırıldığında, oluşan maksimum hata% 5'tir.

Çizelge 4.2 : J_c düzeltme faktörleri katsayıları[6].

Fc aralık değerleri	A	B	C	D	E
0 - 0,9	0,533574545	0,69059596	0,290909091	-0,295959596	0
0,9 - 1	-27,84837787	1,525,274,893	-301,9699773	26,512,743,360	-86,76640715

4.1.2.3 Şaşırtma perdesi kaçaklarını düzeltme faktörü J₁

Borular ve şaşırtma perdelerinin aralarında oluşturulan boşluktan ayrıca gövde ve şaşırtma perdelerinden geçen sızıntı nedeniyle ısı değişimine uğramayan akışkan için düzeltme faktörü J₁' de göz önünde bulundurulur. Bu faktör Denklem (4.7) kullanılarak elde edilir [6].

$$S_1 = S_{sb}/(S_{sb} + S_{tb}) \text{ and } S_2 = (S_{sb} + S_{tb})/S_m \quad (4.7)$$

Bu denklemin gerektirdiği sabitler Çizelge 4.3'te mevcuttur. Orijinal grafik ile Denklem (4.7) arasındaki maksimum hata% 2'dir.

Çizelge 4.3 : Düzeltme faktörü (J₁) için katsayılar tablosu[6].

S2 için değerler	A	C	D	E	F	G	H
0 - 0.1	1	0	0	-2,5903333	-4,8677761	8,77333	-7,0222218
0.1 - 0.7	0,90063003	0,1363475	0,05531749	-0,4299145	-1,0949101	1,14689544	0,7341744

S2 için değerler	I	K	L	M	N	O	P
0 - 0.1	15,8742857	-133,48571	106,666666	-39,6381	-168,31699	486,093	-391,10933
0.1 - 0.7	-0,0567309	-4,2124254	24,290,305	0,04115536	13,220,234	332,880	-1,99187

4.1.2.4 Devirdaim akış üzerine düzeltme faktörü, J_b

Devirdaim akımları, borulardan ısı alışverişi yapmaz ve bu sorun düzeltme faktörü J_b tarafından dikkate alınır. Bu faktör F_{sbp} 'ye dayanan Denklem (4.8) ile hesaplanmaktadır. Eşitlikte N_2 sabiti = N_{ss} / N_c dir, Çizelge 4.4'te Re_c cinsinden tanımlanmıştır[6].

$$J_b = [A + B(N_2) + C(N_2)^2 + D(N_2)^3 + E(N_2)^4] + [F + G(N_2) + H(N_2)^2 + I(N_2)^3 + J(N_2)^4]F_{sbp} \quad (4.8)$$

$$+ [K + L(N_2) + M(N_2)^2 + N(N_2)^3 + \check{N}(N_2)^4]F_{sbp}^2 + [O + P(N_2) + Q(N_2)^2 + R(N_2)^3 + S(N_2)^4]F_{sbp}^3 +$$

$$[T + U(N_2) + V(N_2)^2 + W(N_2)^3 + X(N_2)^4]F_{sbp}^4$$

Orijinal grafiğin Denklem (4.8) ile elde edilen değerle karşılaştırılması sonucunda % 1.3'lük maksimum hata elde edilmiştir.

Çizelge 4.4 : Düzeltme faktörü (J_b) için katsayılar tablosu[6].

Reynolds değerleri	A	B	C	D	E	F	G	H	I
$Re_c > 100$	0,99939	0,0108561	-0,017126	-0,100307	0,1919820	-1,2394301	13,472963	-85,5933	252,0644
$Re_c < 100$	0,99918	0,0207170	-0,185339	0,5925092	-0,596441	-1,3564474	16,400326	-116,513	362,368
Reynolds değerleri	J	K	L	M	N	\check{N}	O	P	Q
$Re_c > 100$	-249,712	0,7452936	-9,532917	82,184901	-321,6717	378,959635	-0,357541	3,120050	-71,9513
$Re_c < 100$	368,184	1,1826445	-19,61453	140,62959	-451,5978	478,689065	-1,103164	16,97583	-113,629
Reynolds değerleri	R	S	T	U	V	W	X		
$Re_c > 100$	422,592	-576,6510	0,2000167	-3,866875	70,196212	-363,18668	476,34338		
$Re_c < 100$	396,869	-457,4099	0,5914053	-8,736632	56,861393	-210,10305	253,21499		

4.1.2.5 Ters sıcaklık gradyanı J_r düzeltme faktörü

Re_c değeri 1 ile 100 arasında değer aldığımda aşağıdaki ifade kullanılır. Eğer $Re_c \leq 20$ ise J_r değeri J_r^* değerine eşit çıkar. N_b değeri biliniyorsa $N_1 = N_c + N_{cw}$ eşitliği kullanılır. Bu değerler Çizelge 4.5 den okunur [6].

$$J_r^* = [A + B(N_1) + C(N_1)^2 + D(N_1)^3 + E(N_1)^4] + [F + G(N_1) + H(N_1)^2 + I(N_1)^3 + J(N_1)^4]N_b \quad (4.9)$$

$$+ [K + L(N_1) + M(N_1)^2 + N(N_1)^3 + \check{N}(N_1)^4]N_b^2 + [O + P(N_1) + Q(N_1)^2 + R(N_1)^3 + S(N_1)^4]N_b^3 +$$

$$[T + U(N_1) + V(N_1)^2 + W(N_1)^3 + X(N_1)^4]N_b^4$$

Eğer $20 \leq Re_c \leq 100$ ise J_r değerine bağlı olan Denklem 4.9- 4.10 ile hesaplanır. J_r^* , Re_c Çizelge 4.6 dan okunur.

Çizelge 4.5 : Düzeltme faktörü J_r^* değerleri[6].

A	B	C	D	E	F	G	H	I
1,12869	-0,04441	0,001987	$-4,3*10^{-5}$	$3,478*10^{-7}$	-0,028906	$2,241*10^{-4}$	$1,5142*10^{-6}$	$9,5563*10^{-8}$
J	K	L	M	N	Ñ	O	P	Q
$-3,11*10^{-9}$	0,000881	$2,8301*10^{-5}$	$-2,1*10^{-6}$	$3,452*10^{-8}$	$-9,30*10^{-11}$	$-1,36*10^{-5}$	$-9,75*10^{-7}$	$5,9493*10^{-8}$
R	S	T	U	V	W	X		
$-8,95*10^{-10}$	$1,618*10^{-12}$	$8,3072*10^{-8}$	$8,769*10^{-9}$	$-4,7*10^{-10}$	$5,728*10^{-12}$	$8,9289*10^{-15}$		

Çizelge 4.6 : Düzeltme faktörü J_r [6].

A	B	C	D	E	F	G	H	
-0,2477376	-0,0129611	$-1,127*10^{-5}$	$6,5427*10^{-5}$	1,26556042	-0,0129666	$2,5357*10^{-6}$	$1,5481*10^{-8}$	
I	J	K	L	M	N	O	P	
$-3,11*10^{-9}$	0,000881	$2,8301*10^{-5}$	$-2,1*10^{-6}$	$3,4527*10^{-8}$	$-9,30*10^{-11}$	$-1,36*10^{-5}$	$-9,75*10^{-7}$	
R	S	T	U	V	W	X		
$-8,95*10^{-10}$	$1,618*10^{-12}$	$8,3072*10^{-8}$	$8,7699*10^{-9}$	$-4,73*10^{-10}$	$5,7282*10^{-12}$	$8,9289*10^{-15}$		

$$J_r = (A+BRe_c + CRe_c^2 + DRe_c^3) + (E + FRe_c + GRe_c^2 + HRe_c^3)J_r^* + (I + JRe_c + KRe_c^2 + LRe_c^3)J_r^{*2} + (M + NRe_c + ORe_c^2 + PRe_c^3)J_r^{*3} \quad (4.10)$$

4.1.2.6 İlk ve son şaşırtma perdesi mesafesi düzeltme faktörü J_s

Bu faktör, giriş ve / veya çıkışta demet boyunca farklı bölme dağılımı olduğunda oluşan etkiyi hesaba katar ve Denklem (4.11) ile hesaplanır [6].

$$J_s = \frac{(Nb-1) + (I)^{1-n} + (I)^{1-n}}{(Nb-1) + l + l} \quad (4.11)$$

Burada 'n' = 0,6 için türbülans akış ($Re_c > 100$),

'n' = 1/3 laminer akış için ($Re_c < 100$) olarak kabul edilir.

4.1.2.7 Boru Demetlerinin Sürtünmesi Düzeltme Faktörü f_i

Üçgen ve döndürülmüş kare dizilimdeki sürtünmeye bağlı düzeltme faktörü, Re_c nin bir fonksiyonu olarak Denklem (4.12) verilmiştir. Denklem sabitleri ise Çizelge 4.7'den görülebilir [6].

$$f_i = \exp[A + B \ln(Re_c) + C \ln(Re_c)^2 + D \ln(Re_c)^3 + E \ln(Re_c)^4 + F \ln(Re_c)^5 + G \ln(Re_c)^6 + H \ln(Re_c)^7 + I \ln(Re_c)^8 + J \ln(Re_c)^9] \quad (4.12)$$

Çizelge 4.7 : Düzeltme faktörü f_1 'nin denkleminin sabitleri[6].

Diziliş Tipi	Dış çap	Merkezler arası mesafe	Denklem Sabitleri				
			A	B	C	D	E
Diziliş	Çap	Mesafe					
Üçgen	19.05 mm	23.8125 mm	4.150	-0.675	-0.2546	0,05904	-0.00431
Üçgen	25.4 mm	31.75 mm	4.150	-0.675	-0.2546	0,05904	-0.00431
Eşkenar Dörtgen	19.05 mm	25.4 mm	3.693	-1.186	0,2811	-0.13648	0,02807
Üçgen	19.05 mm	25.4 mm	3.850	-0.609	-0.2789	0.06309	-0.00452
Eşkenar Dörtgen	25.4 mm	31.75 mm	3.976	-0.7961	-0.1565	0.03196	-0.001439
Kare	19.05 mm	25.4 mm	3.762	-0.9323	-0.0827	0,067878	-0.02818
Kare	25.4 mm	31.75 mm	3.993	0,768	-0.32634	0,17698	-0.03263

Diziliş Tipi	Dış çap	Merkezler arası mesafe	Denklem Sabitleri				
			F	G	H	I	J
Diziliş	Çap	Mesafe					
Üçgen	19.05 mm	23.8125 mm	0.00010	0	0	0	0
Üçgen	25.4 mm	31.75 mm	0.00010	0	0	0	0
Eşkenar Dörtgen	19.05 mm	25.4 mm	-0.00237	0.00007	0	0	0
Üçgen	19.05 mm	25.4 mm	3.850	0	0	0	0
Eşkenar Dörtgen	25.4 mm	31.75 mm	0.00010	-0.00045	0.000013	0	0
Kare	19.05 mm	25.4 mm	-0.0040	0.002459	0.00036	0.00002275	-5.37988 × 10

4.1.2.8 Tüp şaşırtma perdesi sızıntısı basınç kaybı düzeltme faktörü, R_1

Bu düzenleme faktörü , tüp demetleriyle şaşırtma perdeleri arasındaki sızıntıdan oluşan basınç kaybını düzeltmek için kullanılmaktadır. Aşağıda verilen denklem(4.13) ile hesaplanır,

$$S_1 = S_{sb} / (S_{sb} + S_{tb}) \text{ ve } S_2 = (S_{sb} + S_{tb}) / S_m \text{ için ;}$$

$$R_1 = [A + B(S_1) + C(S_1)^2 + D(S_1)^3] + [E + F(S_1) + G(S_1)^2 + H(S_1)^3] S_2 \quad (4.13)$$

$$+ [I + J(N_1) + M(N_1)^2 + K(N_1)^3] (S_2)^2 + [L + N(N_1) + O(N_1)^2 + P(N_1)^3] (S_2)^3$$

Çizelge 4.8 gösterilen R_1 düzeltme faktörlerinin S_2 değerlerine göre katsayıları gösterilmektedir.

Çizelge 4.8 : Düzeltme faktörü R_1 için denklem sabitleri[6].

S_2 değerleri	A	B	C	D	E	F	G	H
	0-0,3	-0,9930511	-0,04163241	-0,07862612	0,01413662	-4,092978	-6,546514	4,516072
0,3-0,8	0,7499537	-0,4381533	0,2981431	0,1471556	-0,709333	0,0847061	1,053554	-4,215857

S_2 değerleri	I	J	K	L	M	N	O	P
	0-0,3	15,6087	30,3289	-23,86598	14,08358	-23,22663	-41,67332	24,92778
0,3-0,8	0,3060496	1,27137	-12,85256	19,67211	-0,212271	-3,186438	18,4913114	-23,16708

4.1.2.9 Devridaim etkisi ile basınç kaybı düzeltme faktörü, R_b

Bu düzeltme faktörü, ısı değiştiricilerdeki sirkülasyon akımları sonucu ortaya çıkmıştır ve aşağıdaki Denklem 4.14 ile çözülebilmektedir. Çizelge 4.9 dan faydalanılarak R_b katsayısı F_{sbp} ve $N_2 = N_{ss}/N_c$ ye bağlı olarak hesaplanır.

$$R_b = [A + B(N_2) + C(N_2)^2 + D(N_2)^3 + E(N_2)^4] + [F + G(N_2) + H(N_2)^2 + I(N_2)^3 + J(N_2)^4] F_{sbp} + [K + L(N_2) + M(N_2)^2 + N(N_2)^3 + \check{N}(N_2)^4] F_{sbp}^2 + [O + P(N_2) + Q(N_2)^2 + R(N_2)^3 + S(N_2)^4] F_{sbp}^3 + [T + U(N_2) + V(N_2)^2 + W(N_2)^3 + X(N_2)^4] F_{sbp}^4 \quad (4.14)$$

Çizelge 4.9 : Düzeltme faktörü R_b için denklem sabitleri[6].

Reynolds değerleri	A	B	C	D	E	F	G	H	I
$Re_c > 100$	0,99999	0,0242771	-0,249857	0,8768895	-0,938941	-3,7854133	42,728138	-285,422	841,8369
$Re_c < 100$	0,99899	0,1053612	-0,816439	2,1358915	-1,832391	-4,7393642	60,600192	-402,433	1138,265
Reynolds değerleri	J	K	L	M	N	\check{N}	O	P	Q
$Re_c > 100$	-	6,94	-114,2716	831,28920	-2493,337	2464,67857	-7,116548	129,6448	-995,825
$Re_c < 100$	-	11,815134	-238,9417	1739,2014	-4979,212	4724,16651	-17,61476	423,0934	-3227,25
Reynolds değerleri	R	S	T	U	V	W	X		
$Re_c > 100$	3071,93	-3083,901	3,2139021	-60,11932	480,61673	-1521,5693	1550,2312		
$Re_c < 100$	9354,35	-8902,681	11,676685	-302,4669	2376,5333	-6980,2925	6687,4263		

4.1.2.10 İlk ve son şaşırtma perdesi mesafelerinin oluşturduğu düzensiz akışa bağlı basınç kaybı düzeltme faktörü

Isı değiştiricilerde şaşırtma perdeleri genellikle simetrik olarak yerleştirilir. İlk şaşırtma perdesi ve son şaşırtma perdesi genellikle aynı mesafelerde yerleştirilir. Akışkanın debisi veya prosese bağlı olarak bağlantı noktalarının standarttan daha farklı yerleştirilmesi sonucunda ise düzensiz şaşırtma perdesi yerleştirilmesi durumu söz konusu olabilir. Düzensiz şaşırtma perdesi mesafesi yada kesit miktarı ısı değiştiricinin bağlantı noktalarının özelleştirilmesi durumunda da ortaya çıkabilmektedir. Çok sık yerleştirilen şaşırtma perdeleri basınç kaybının artmasına neden olurken viskoz yapılı sıvılar için daha ideal bir seçim olabilir. Şaşırtma perdesi sayısı akışkanın akış hızını artırıp olası ısı transfer miktarını da artırabilir. Bunların hepsi bir mesafede dizilmiş olan şaşırtma perdeleri için geçerlidir. Düzensiz şaşırtma perdesi yerleşimi ise gövde içindeki akışı bozacaktır. Akışın bozulması oluşacak ısı

transferini engelleyecek ve ayrıca bir kayıp faktörü oluşturacaktır. Bu düzeltme faktörü Denklem (4.15) ile hesaplanmaktadır [26].

$$R_s = \frac{1}{2} \left[(1_{s,l}^*)^{-n'} + (1_{s,o}^*)^{-n'} \right] \quad (4.15)$$

Burada ;

$n' = 1,6$ türbülans akış için kullanılır ($Re_c > 100$).

$n' = 1$ laminer akış için kullanılır ($Re_c < 100$).

5. MATERYAL METOD

5.1 Gövde Borulu Isı Değiştiricinin İmalat Aşalamaları

Gövde borulu ısı değiştiriciler standartlaşmış belli gövde çaplarında ve uzunluklarında imal edilir. Sistemde kullanılacak olan gövde borulu ısı değiştirici endüstride sudan suya veya yağ soğutma eşanjörü olarak geçmektedir. Bu cihazlar belli makinelerin içine montaj edildiği için uzunluk açısından genellikle 1000 mm yi geçmemektedir. Gövde borulu ısı değiştiricinin ana parçaları; gövde borusu, ısı transfer boruları, aynaları ve kapaklarıdır.

5.1.1 Aynalar

Ayna dizilim şekli 30°C, 45°C ve 90°C açılarla eşkenar üçgen ve kare şeklinde olabilir. Buradaki akışkanların yapısı dizilim açısına karar vermek için en önemli faktörlerden birisidir [8]. Yeterince viskoz olmayan sıvılarda üçgen ve döndürülmüş kare dizilimi ısı transferi açısından daha başarılı dağılımlardır. Kirlilik faktörünün yüksek olduğu sıvılarda adım mesafesinin 1,33 ile 1,5 arasında seçilmesi, demetin temizlenmesi için daha kolay olacağı için daha uygun seçimlerdir. Üçgen ve döndürülmüş üçgen dizilimi aynaya sığdırabilecek maksimum boru sayısını sağlayabildiği için ekstradan bir tercih sebebidir. Belirli bir adım oranı ve gövde çapı için bu yerleşimlerim kullanılması yaklaşık % 15 daha fazla borunun gövde içine yerleştirilebilmesini sağlar [18]. Kapasitesi ihtiyacı belli olduktan sonra ısı transfer borularının makinato işleminle sabitleneceği gövdeye kaynaklanacak olan aynaların üretim süreci başlayacaktır. 30 adet ısı transfer borusuna ihtiyacımız olduğumuzu belirleyip 30°C üçgensel dizilimde adım aralık mesafesi (PT) 1,25 olacak şekilde, merkezler arası mesafe 11,9 mm olacak şekilde boru dizaynı oluşturulmuş ve cnc de işlenmiştir. İşlenen aynalar malzeme olarak karbon çeliktir. Şekil 5.1 ve Şekil 5.2 de ısı değiştiricinin ön ve arka aynaları görünmektedir.



Şekil 5.1 : Isı değiştirici ön aynası.



Şekil 5.2 : Isı değiştirici arka aynası.

5.1.2 Gövde borusu

İçine boru demetinin yerlestirildiği silindirik yapıdır. Bir gövde çelik borulardan veya çelik levhaların silindirik sekilde kıvrılarak kaynak edilmesiyle imal edilir. Dökme demir gövdeler 10 bar basınç ve 200 °C sıcaklıktan büyük değerlerde kullanılmamalıdır. Tablo 2.1' de gövde çapları ve bu çaplara karşılık gelen gövde et kalınlıkları belirtilmiştir. Çelik çekme veya dikişli gövde borusu endüstride bulunabilmesine rağmen genellikle çelik çekme borular üretimde tercih edilir. Dikişli boruların korozyonla beraber ilerde kaçak verme olasılığı, üretim açasından her zaman göz önünde bulundurulan bir faktördür. Endüstride gövde borulu ısı değiştiriciler için genellikle kullanılan dış ölçüler ; 89 mm , 101,6 mm , 114,3 mm , 139,7 mm, 168,3 mm, 219,1 mm, 273,1 mm, 323,4 mm, 355,6 mm, 406,4 mm, 457,2 mm dir. Üretimi gerçekteştirilen gövde borulu ısı değiştiriciler için gövde et kalınlıkları yapılan mekanik testler sonuçlarında 2,5 mm ile 5,5 mm arasında çıkmaktadır. En büyük gövde olan 457,2 mm için gerekli olan gövde et kalınlığı 5,5 mm çıkmıştır. Bununla beraber yüksek basınçla çalıştırılacak olan gövde borulu ısı değiştiricilerde gövde et kalınlığı 10 mm ye kadar çıkabilmektedir. Çizelge 5.1 de endüstriyel sistemde en çok kullanılan gövde boruları dış çapları ve et kalınlıkları gösterilmektedir.

Çizelge 5.1 : Gövde boruları genel ölçüleri ve et kalınlıkları[31].

EN ISO 1127 BORU ÖLÇÜ										
İNÇ	DN	Dış Çap (mm)	Et Kalınlığı (mm)							
3"	80	88,90	1,60	2,00	2,60	3,00	3,20	3,60	4,00	4,50
4"	100	114,30	1,60	2,00	2,60	3,00	3,60	4,00	4,50	
6"	150	168,30	2,00	2,60	3,00	3,20	3,60	4,00	5,00	
8"	200	219,1	2,00	2,60	3,00	3,40	4,00	5,00		
10"	250	273,10	2,00	2,60	3,00	3,40	4,00	5,00		
16"	400	406,40	2,60	3,00	4,00	5,00				
18"	450	457,20	3,00	4,00	5,00					

5.1.3 Kapaklar

Endüstride genellikle döküm kapaklar kullanılsa da özel üretimler için çelik kapak da kullanılmaktadır. Kapak tasarımı, ısı değıştirici için hayati bir önlem taşır. Çift aynalı ürünlerde, akışkanın gövde içindeki geçiş sayısını kapak tasarımı sayesinde yapılmaktadır. Tek geçişten, 8 geçişe kadar bu tasarım yapılabilmektedir. Kullanılan ısı değıştirici tek geçiş ve iki geçişli olarak dizayn edilmiştir. Kapaklar cnc freze de işlenmiştir. Şekil 5.3 ve Şekil 5.4 de kapak takımları görülmektedir.



Şekil 5.3 : İki geçişli ısı değıştirici ön kapağı.



Şekil 5.4 : İki geçişli ısı değıştirici arka kapağı.

Şekil 5.5 de tek geçişli ısı değıştirici için ön ve arka kapak örneği görülmektedir.



Şekil 5.5 : Tek geçişli ısı değiştiricinin ön ve arka kapak örneği.

5.1.4 Isı değiştirici boruları

9,52 mm dış çapa sahip % 99 bakır olan bakır boruların et kalınlığı 0,50 mm'dir. Kangal olarak gelen borular, bir dizi düzeltme işlemine tabi tutulup yaklaşık 700 ± 3 mm olacak şekilde kesim makinesinden çıkmaktadır. 30 adet ısı değiştirici borusu aynaya monte edilmek üzere hazırlanmıştır.

5.1.5 Şaşırtma perdesi

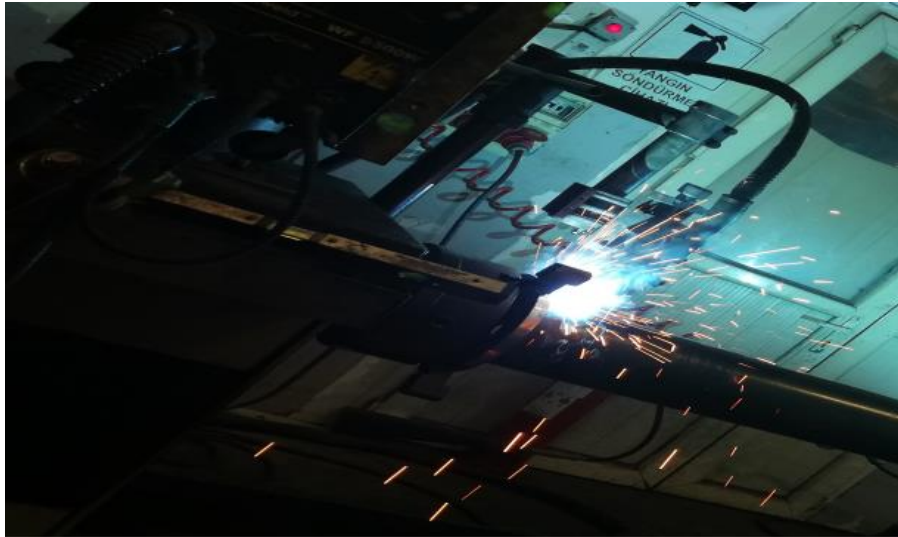
Isı değiştiriciden geçirilmesi planlanan akışkan miktarına göre maksimum 50 kPa basınç kaybı olacak şekilde hesaplanıldığında sistemin ihtiyacı olan şaşırtma perdesi sayısı 7 olarak karşımıza çıkmaktadır. Şaşırtma perdesinin kesit miktarı % 25 olacak şekilde hesaplanılmıştır. Böylelikle gövdeden geçirilmesi gereken akışkan debisine bağlı olarak maksimum ısı transferi ve oluşabilecek minimum basınç kaybı değeri sağlanmıştır. Şaşırtma perdesi çelik malzemeden hazırlanılmış ve cncde işlenmiştir. Yağ soğutucularda yüksek sıcaklıklarda çalışmasından dolayı karbon çelik şaşırtma perdesi kullanılmaktadır. Şaşırtma perdesinin malzeme seçimi çok önemlidir. Sert bir malzeme seçimi akışkanın geçisi sırasında oluşan titreşim sonucu ısı transfer borularına zarar verebilmektedir. Maksimum çalışma sıcaklıklarına çıkılması durumunda da yapısının bozulmaması sistemdeki akışın bozulmaması için önemlidir [9]. Şekil 5.6 da dizim işlemi gerçekleştirilmiş ısı transfer demeti görülmektedir. Çalışılabilecek yüksek sıcaklıklara önlem olarak farklı malzemede şaşırtma perdesi uygulaması yapılmıştır.



Şekil 5.6 : Gövde Borulu ısı değiştirici boru demeti.

5.1.6 Gövde borulu ısı değiştiricininin üretimi

89 mm çapa sahip 650 mm uzunluktaki ve 3 mm et kalınlığına sahip gövde borusu kaynakhanede boy borudan kesilir. Teknik resime uygun olacak aynanın iç kısmından 34 mm merkez mesafesi olacak şekilde 1'' akışkan giriş/çıkış bağlantıları 20 mm yüksekliğe içten dişli olacak şekilde gaz altı kaynağı yapılır. Gövdenin alt kısmına ¼'' ölçüde boşaltma için drenaj bağlantısı yine içten dişli olacak şekilde kaynatılır. Teknik resim ölçüsüne uygun olarak ayak merkezleri arası 325 mm olacak şekilde L ayakları kaynatılır. L ayakların yüksekliği standart olarak 60 mm yüksekliktedir. Gövde bağlantı kaynaklarının yapıldığı robot gaz altı kaynağı Şekil 5.7 ve Şekil 5.8 de gösterilmiştir.



Şekil 5.7 : Robot gaz altı kaynak makinası.



Şekil 5.8 : 1'' içten dişli bağlantı.

Aynaya destek çubukları yardımıyla şaşırtma perdeleri sırayla dizilir. İlk şaşırtma perdesi mesafesi, aynadan itibaren 64 mm uzaklıktadır. Merkez şaşırtma perdeleri arası mesafe 87 mm olacak şekilde toplamda 7 adet perde dizimi destek çubuklarının yardımıyla dizilir. Son şaşırtma perdesi ayna arası mesafe tekrar 64 mm olacak şekilde hesaplanmıştır.

Tema standartlarına göre bu mesafenin matematiksel formülü aşağıdaki gibidir.

$$BD = \frac{(TL-FBD-LBD)}{BN-1} \quad (5.1)$$

Şaşırtma perdelerinin dizim işlemlerinden sonra ısı transfer boruları sırayla dizilerek demet oluşturulur. Çift aynalı sistemlerde ikinci aynaya demetin tamamen dizilmesi Şekil 5.9 verilmiştir. Bu ayna gövde borusunun içine yerleştirilmesinden sonra kaynaklanır.



Şekil 5.9 : Dizimi tamamlanmış demetin ayna görüntüsü.



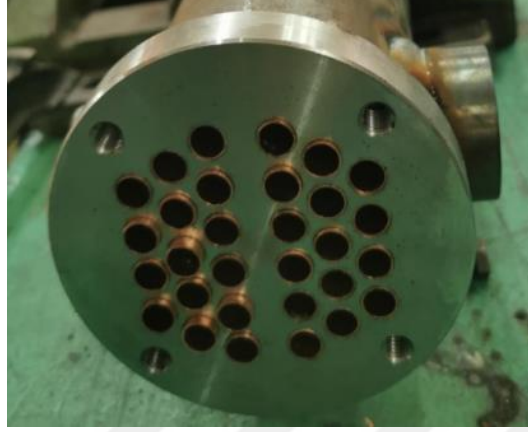
Şekil 5.10 : Dizimi gerçekleştirilmiş boru demeti.



Şekil 5.11 : Demetin gövdeye yerleştirilmesi.

Demet gövdenin içine yerleştirildikten sonra diğer aynası da gövdeye kaynaklanır ve ısı transfer boruları iki aynanın içinden geçirilmiş olur. Sızdırmazlık için makinato işlemi gerçekleştirilir. Borunun makineto edilen kısmının uzunluğu, boru aynası kalınlığının %90'nını geçmemelidir. Makineto edilen kısım ile makineto edilmeyen kısım arasında keskin bir geçiş olmamalıdır. Boruların ağızlarına yaklaşık olarak 2 mm yarıçaplı havşa açılmalıdır. Boru uçlarının aynadan taşan kısmı, makineto işleminden sonra 5 mm'den çok olmamalıdır. Havşa işlemi ile aynadan dışarı çıkan kısım törpülenir. Bu kapağın kapatılması durumunda olası bir bypass faktörünü ortadan kaldırır. Makinato işleminden sonra gövde 8 bar ile basınçlandırılır ve gövdeden veya makinatodan herhangi bir kaçak olup olmadığı kontrol edilir. Sonra helyum testi uygulanır. Gövde 2 bar He ile basınçlandırılır ve %99 sızdırmazlık testi olarak test uygulanır. Klingrit contalar yerleştirilerek kapaklar kapatılır ve sistem tekrar basınçlandırılır ve 12 saat teste bekletilir. 12 saat sonrasında basınç değerinde herhangi bir düşüş olmadığı görülürse ısı değiştirici boyama kabine alınır. Boyama

sonrası ilk kuruma süresi 6 saat, taşınmaya hazır hale gelebilmesi için 12 saat geçmesi gerekmektedir. İşlem sıralamasına göre Şekil 5.10 – 5.15 arasında gösterilmektedir.



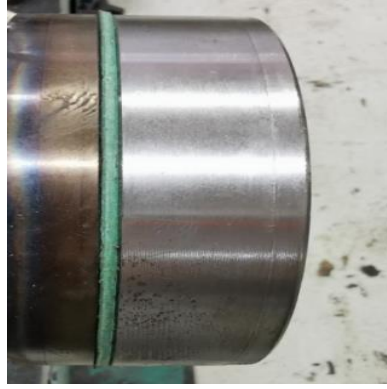
Şekil 5.12 : Havşa işleminden önce ayna.



Şekil 5.13 : Havşa işleminden sonra ayna.



Şekil 5.14 : Klingrit conta ile sızdırmazlık önlemi alınmış olan ayna.



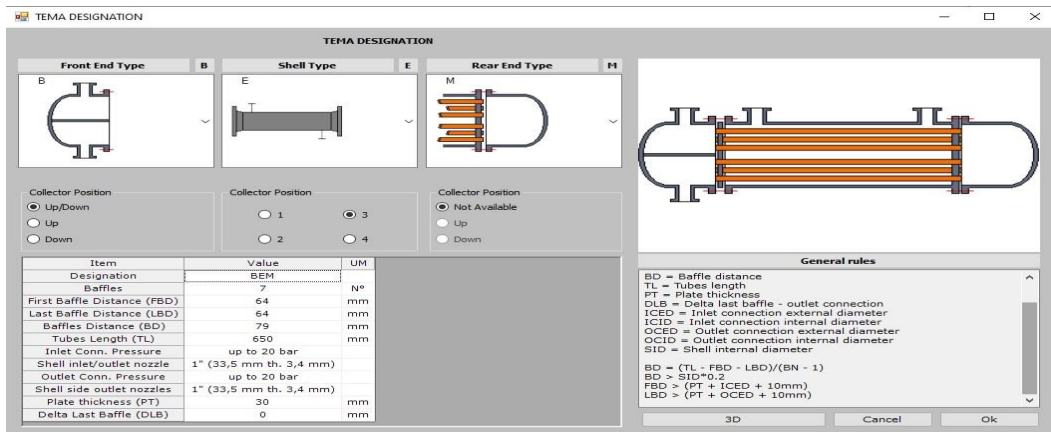
Şekil 5.15 : Kapağı kapatılmış bitmiş ürün.

5.2 Unilab – Isı Transfer Yazılımı

1979 da kurulan firma şuan aktif olarak 65 ülkede 400 den fazla kullanıcıya ısı değiştirici tasarımı konusunda çözüm ortaklığı sunmaktadır. Hava ve su soğutmalı cihazların tasarımı olmak üzere oldukça geniş bir tasarım aralığı bulunmakta olan programda gövde borulu ısı değiştiricilerin tasarımı için Unisuite – Shell programı kullanılmaktadır.

Unisuite – Shell programı 2 farklı ekrandan oluşmaktadır. İlk ekran tema standartlarına göre ısı değiştiricinin gövde kapak ve besleme akımlarıyla iç demetin ana çalışma prensibinin belirlendiği kısımdır. İkinci ekran ise iç demetin dizaynının oluşturulduğu kısımdır. Daha sonra iç ekran ayarlarıyla sistemin komple 3D görünümü ve tasarımı gözden geçirilebilmektedir.

5.2.1 Tema dizaynının oluşturulması



Şekil 5.16 : Unisuite-Shell programının ilk tasarım ekran görüntüsü.

Şekil 5.16 da Unisuite-Shell programının arayüzü görülmektedir. Bu ekranda TEMA tipi olarak cihazın kapak , gövde ve demet tasarımı yapılmaktadır. Ön kapak tasarım sisteminde kullanılan akışkan ve sistem basıncına göre seçilen ön kapak tasarımını ifade etmektedir. Yüksek basınçta çalışılmaması ve sistemdeki akışkanın su olması sebebiyle B tipi kapak seçimi yapılmıştır. Bir dezavantaj, borulara erişim sağlamak için, başlığın çıkarılması için boru işinde rahatsızlık gerektirmesidir. Gövde tipi piyasada en çok kullanılan E tipi olarak seçilmiştir. Çoğu görev ve uygulama için uygun olan en yaygın kullanılan gövde türüdür. Diğer gövde tipleri sadece özel görevler veya uygulamalar için kullanılma eğilimindedir. Demet kısmı ise M olarak adlandırılan çift aynalı boru demetini simgelemektedir ancak, tüplerin içine erişmek için başlığın çıkarılması gerekir. Yine, büyük ısı genleşme ile başa çıkmak için özel önlemler alınmalı ve bu izin verilen çalışma sıcaklığını ve basıncı sınırlandırmaktadır. Şekil 5.17 de görülen ana tasarım ekranında tema tipinin hemen altında kapak ve gövdeye olan besleme akımlarının yönleri belirlenmektedir. Ekranın sağ alt kısmında TEMA kuralları yer almaktadır. Ürün tasarımı sırasında bu kurallara dikkat edilmesi gerekmektedir. Aksi durumda tasarıma program kısmen müsaade etmektedir. Şaşırtma perdesi sayısı, ilk/son şaşırtma perdesi mesafesi, merkez şaşırtma perdeleri arası mesafe, demet uzunluğu ve çalışma basınç değerleriyle bağlantı boyutlarıyla beraber ayna kalınlığı ve son şaşırtma perdesiyle çıkış bağlantısı arasındaki mesafeyi buradan sisteme girişi gerçekleştirebilir. Genel TEMA kuralları denklem 5.2-5.5 deki gibi aşağıdaki şekildedir:

$$BD = (TL-FBD-LBD)/((BN-1)) \quad (5.2)$$

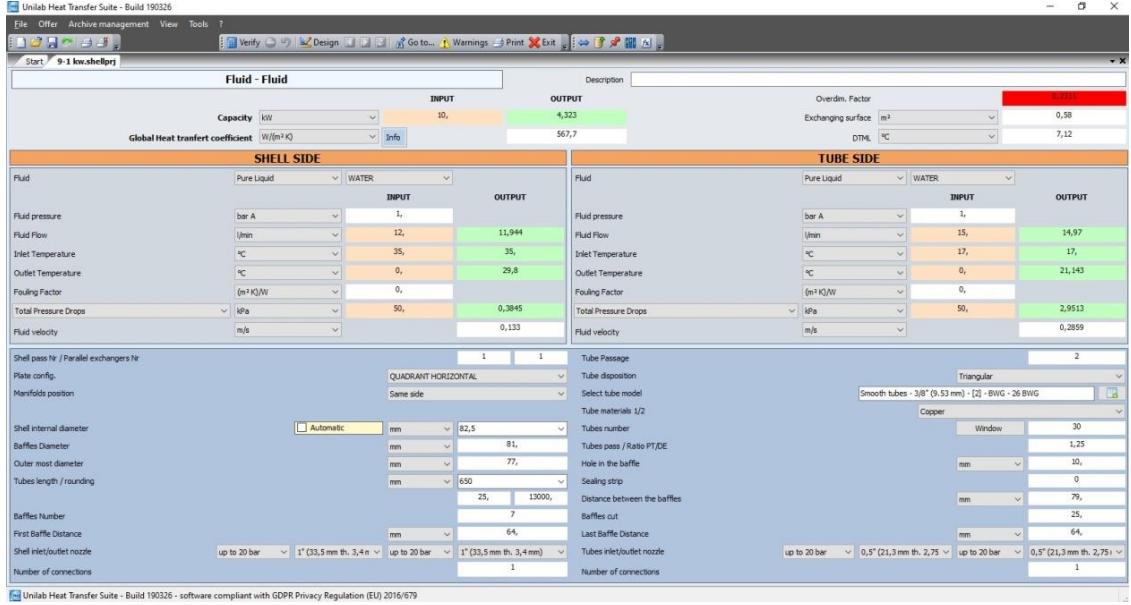
$$BD = (650 \text{ mm} - 64 \text{ mm} - 64 \text{ mm}) / (7-1) = 87 \text{ mm}$$

$$BD > SID*(0.2) \quad 87 > 83*0.2 \quad (5.3)$$

$$FBD > (PT + ICED + 10) , FBD > (16 + 30 + 10) , 64 > 56 \quad (5.4)$$

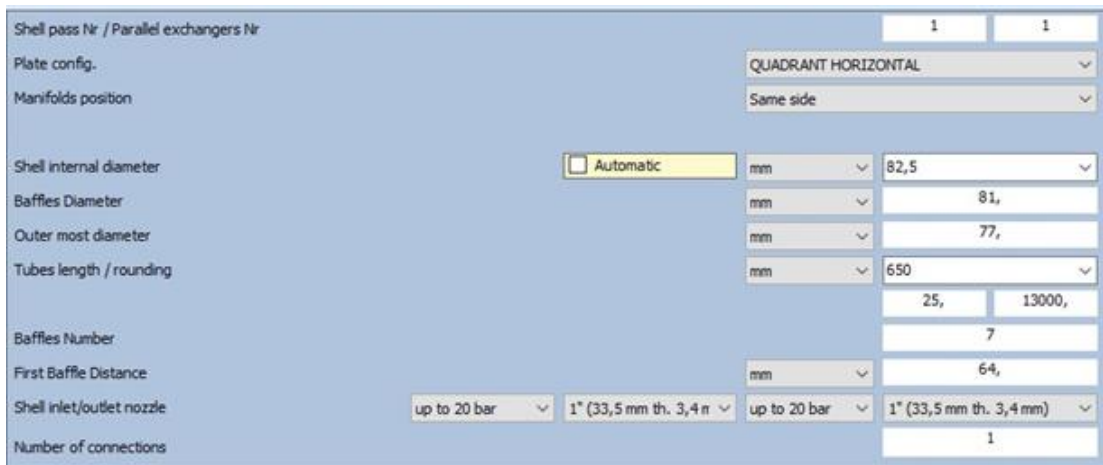
$$LBD > (PT + OCED + 10) , LBD > (16 + 30 + 10) , 64 > 56 \quad (5.5)$$

Yukarıdaki formüller neticesinde şaşırtma perdelerinin TEMA kurallarına göre mesafelerinin uygun olduğu kabul edilmiştir ve tasarıma geçilmiştir.



Şekil 5.17 : Unilab tasarım ekran görüntüsü.

Sıvı- sıvı akışların ısı değişirmesi prosesinde viskoz yapısı yüksek olan sıvı gövdeden, akışkanlığı daha iyi olan sıvı ise ısı transfer borularının içinden geçer. Çalışmamızda iki akışkanımız da su seçilmiştir. Sıcak su gövdeden, soğuk su ise bakır boruların içinden geçirilmiştir. Unilab ekranın üst kısmı gövde ve tüp kısmı olarak ikiye bölünmüştür. Gövde tarafında sırasıyla akışkan cinsi , çalışma basıncı , debisi ve akışkanın giriş/çıkış sıcaklıkları girilmektedir. Tüp tarafında ise yine akışkan cinsi seçilmektedir. Ardından çalışma basıncı giriş/çıkış sıcaklıkları sisteme girilmektedir. Gövde ve tüp tarafının kirlilik faktörü var ise sisteme bu sırada girilmektedir. Ekranın alt kısmında ise ısı değiştiriciye ait dış ölçülerin girildiği bölümdür ve Şekil 5.18 de görülen ekrandan bu veriler sisteme girilmektedir.



Şekil 5.18 : Unilab GBID dış ve iç özelliklerinin oluşturulması.

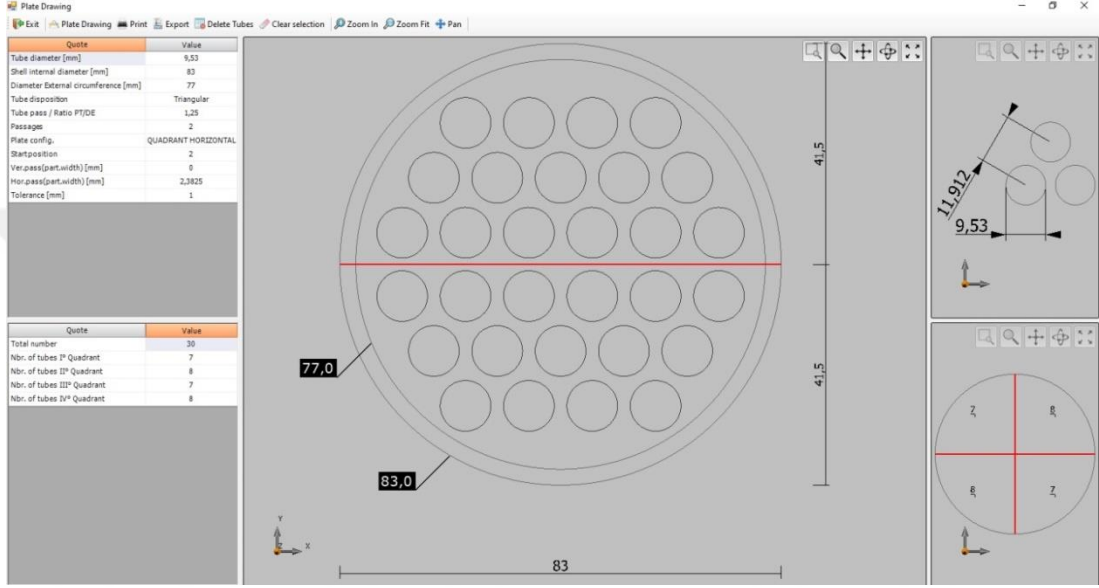
Gövde kısmının geçiş kısmı alt kısmın girilen ilk değeridir. Gövdeden geçen akışkanın gövdedeki tur sayısı tasarımın bu bölümündeki ilk kısmıdır. Alt basamağı boru dizilişi olan kısımdır. Şaşırtma perdelerinin diziliş tipi ve by pass faktörlerini etkileyen dış gövde özellikleri bu kısımda girilmektedir. Gövde iç çapıyla şaşırtma perdesi çapı arasında kalan mesafe bir by pass faktörüdür. Bu mesafenin sıfıra yaklaşması gövdedeki akışı türbülans akışa geçişini yaklaştırırken basınç kaybının da artmasına neden olur. Demet uzunluğu , şaşırtma perdesi sayısı ve aynayla ilk şaşırtma perdesi arasındaki mesafe bu bölümde sisteme tanımlanır. Gövde üzerindeki bağlantıların sayısı ve ölçüleri de bu bölümde sisteme girilir. Buradaki bağlantılar gövde ile demet arasında gerçekleşecek akışın giriş/çıkış değerleridir.

Tube Passage	2	
Tube disposition	Triangular	
Select tube model	Smooth tubes - 3/8" (9.53 mm) - [2] - BWG - 26 BWG	
Tube materials 1/2	Copper	
Tubes number	Window	30
Tubes pass / Ratio PT/DE		1,25
Hole in the baffle	mm	10,
Sealing strip		0
Distance between the baffles	mm	79,
Baffles cut		25,
Last Baffle Distance	mm	64,
Tubes inlet/outlet nozzle	up to 20 bar	0,5" (21,3 mm th. 2,75
Number of connections		1

Şekil 5.19 : Unilab demet özelliklerinin girildiği bölüm.

Şekil 5.19 da görülen Unilab ekranının sağ alt ekranında ise ısı değiştirici borularının(demet) genel özellikleri sisteme girilmektedir. Gövde de olduğu gibi demet içersindeki geçiş sayısı da burada belirlenir. Geçiş sayısı arttıkça oluşan ısı transferi artacak ama karşılığında basınç kaybı da artacaktır. Boruların 30°C eşkaner üçgen dizimi, ısı tranfer borularının materyal cinsi, adım aralığı burada sisteme tanımlanır. Bir başka by pass faktörü olan şaşırtma perdesi kesiti de burada sisteme girilir. Şaşırtma perdesi delik çapı ile içinden geçirilen bakır borunun dış çapı arasında kalan mesafe bir by pass faktörüdür. Bu mesafenin kısaltılması boru dizimi aşamasında zorluk çıkartmasıyla beraber basınç kaybının artmasına neden olur. Fakat bu mesafenin küçülmesi de gövdedeki akışkanın demet ile temas miktarını arttırarak kapasite arttırmasına neden olmaktadır. Merkezi şaşırtma perdeleri arasındaki mesafe ve son şaşırtma perdesi arası mesafede burada sisteme girilmektedir. Şaşırtma perdeleri arasındaki mesafe ısı transferi üzerinde önemli bir etkisi bulunmaktadır. Şaşırtma perdelerinin kesim oranı gövdedeki akışın laminar veya türbülans akışa

geçmesinde önemli bir etkidir. Şaşırtma perdesinin kesim oranı küçüldükçe akışa zorluk çıkaracak ve akışkanın borulara temasını attıracaktır. Kesit oranı arttıkça akışkan daha düz bir akış gerçekleşecektir. Kesit oranının yüksek olması basınç kaybı faktörünü azaltacak ama demetin dizilişinde sorunlar çıkartabilmektedir. Dizim aşamasında daha az boruyu saracak olan şaşırtma perdesi, akış sırasında titreşime girmesi sonucu boruların güvenliğini sağlayamayacaktır. Böylelikle akışın etkisiyle borularda ani deformasyonlar meydana gelebilir.



Şekil 5.20 : Ayna dağılım ekranı.

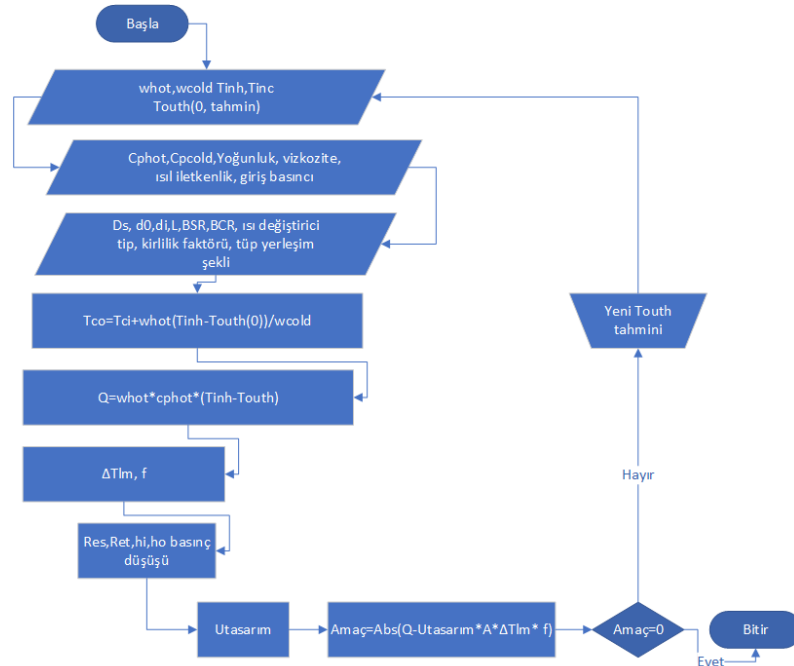
Tasarım işlemi komple tamamlandıktan sonra ayna görüntüsü ve boru dağılımı program tarafından grafik edilmektedir. Bu grafik Şekil 5.20 de görülmektedir. Burada son olarak ayna kalınlıkları federler arası mesafeler belirlenir ve tasarım tamamlanır. Unilab çalışma prensibi olarak size 2 çeşit çalışma imkanı sunmaktadır. Bunlardan ilki, bütün gövde dış ölçüleri ve demetin özelliklerini sisteme tanıtip giriş sıcaklıkları ve debileri sisteme verip çıkış sıcaklarını ve çıkan enerjinin hesaplatılması işlemidir. Diğer çalışma prensibi ise sisteme akışkanları tanımlayıp giriş ve çıkış sıcaklarını belirttikten sonra sistemin ısı değiştirici gövde ve demet ölçülerinin kendisini belirlemesini istemesi durumudur. "Automatic" butonu kullanıldığı takdirde istenilen giriş/çıkış sıcaklarını sağlayacak şekilde sistem kendi tasarımını sunmaktadır.(Şekil 5.21) Burada sistem 5 farklı ısı değiştirici ebatı belirler ve siz kendinize en uygun olan cihazı seçebilirsiniz. Buradaki kritik faktör programdaki ısı transfer borularının çaplarını ve diziliş şekliyle beraber materyal cinsini doğru şekilde belirlemektedir.

Shell pass Nr / Parallel exchangers Nr	1	1
Plate config.	QUADRANT HORIZONTAL	
Manifolds position	Same side	
Shell internal diameter	<input type="checkbox"/> Automatic	mm 82,5
Baffles Diameter	mm	81,
Outer most diameter	mm	77,
Tubes length / rounding	mm	650
	25,	13000,
Baffles Number	7	
First Baffle Distance	mm	64,
Shell inlet/outlet nozzle	up to 20 bar	1" (33,5 mm th. 3,4 π) up to 20 bar
Number of connections	1	

Şekil 5.21 : Unilab otomatik GBID tasarım butonu.

5.3 Matlab ile gövde boru tipi ısı değıştirici modellemesi

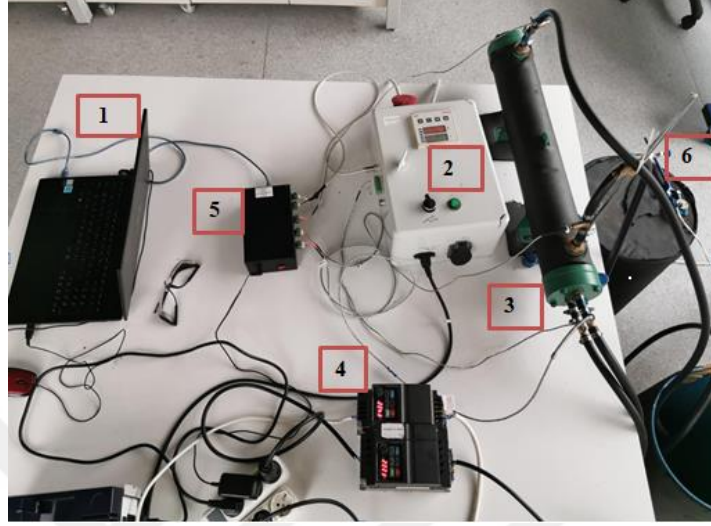
Matlab ile gövde borulu ısı değıştirici tasarımı birkaç basamaktan oluşmaktadır. Tasarım öncesi bazı tanımlamalar ve buna bağılı kısıtlamalar sisteme girilir ve tanıtılır. Gövde için maksimum hız, minimum hız, maksimum basınç kaybı, gövde dış çapı, gövde et kalınlığı, uzunluk , geçiş sayısı ve metaryal cinsi bunlardan bazılarıdır. Isı değıştirici boru demeti içinde ; materyal cinsi, iletim katsayıları, boru dış çapı, boru iç çapı, maksimum ve minimum hız, demet uzunluğu sisteme girilen datalardır. Tasarım programının bazı kısımları EK A ve EK B de paylaşılmıştır. Matlab algoritması Şekil 5.22’de görülmektedir.



Şekil 5.22 : Matlab algoritması.

5.4 Deney Düzenekinin Kurulması

Deneysel sistem düzenekleri Şekil 5.23 de gösterilmektedir. Komponentler aşağıda listelenmiştir.



Şekil 5.23 : Deney düzenekleri.

- 1) bilgisayar
- 2) ısıtma kontrol merkezi
- 3) gövde borulu ısı değiştirici
- 4) pompa sürücüsü
- 5) transmitter ve sensör merkezi
- 6) tanklar

5.4.1 Malzeme seçimi

5.4.1.1 Pompa ve özellikleri

Seçilen pompalar Şekil 5.24 ve Şekil 5.25 de gösterilmektedir.



Şekil 5.24 : 0.7 HP gücündeki City marka pompa.

0,7 HP motor gücüne sahip City marka pompa döküm kapaktan oluşmaktadır. 1'' emiş ve çıkış bağlantısına sahip üründe döküm gövdeden oluşmaktadır. -10°C , + 60°C arası sıcaklıklarda akışkan pompalayabilmektedir. 50 l/dk debiyle maksimum performans vermektedir.



Şekil 5.25 : 0.5 HP gücündeki Rtrmax marka pompa.

Diğer pompamız ise Rtrmax marka 0,5 HP motor gücüne sahip döküm pompadır. Çalışma sıcaklık aralığı -10°C , + 60°C aralığındadır. 35 l/dk debiyle maksimum performans vermektedir. Emiş ve çıkış bağlantıları bu pompanında 1 '' dır.

5.4.1.2 Transmitter ve özellikleri



Şekil 5.26 : Enda marka sıcaklık transmitteri.

Şekil 5.26 da seçilen sıcaklık transmitteri görülmektedir. Pt-100 sensörü seçimli olarak okuyabilen, bu sıcaklık değerlerini ayarlanabilen sıklıkla değerleri arasında 4...20mA e ya da 0...20mA e seçimli olarak dönüştürebilen, kafalı Termokupl ve Pt-100 ler için tasarlanmış kafa içi sıcaklık çeviricilerdir. Çalışma aralığı -40°C ile +85°C arasındadır.

5.4.1.3 Pompa sürücüleri ve özellikleri



Şekil 5.27 : Delta marka pompa sürücüsü.

Şekil 5.27 seçilen pompa sürücüsü gösterilmektedir. Özellikleri aşağıdaki gibidir.

Yeni nesil çok fonksiyonlu micro tip AC sürücü

Çıkış frekansı : 0,1 - 600Hz

3 nokta bağımsız ayarlanabilir V/F eğrisi

Dahili keypad

Yanyana boşluksuz montaj ve kolay DC bus paylaşımı

İşletme esnasında sökülüp takılabilir soğutma fanı

PTC ile motor aşırı ısı koruması

Analog giriş terminali için özel parametreler

5.4.1.4 Termokulp ve özellikleri

Şekil 5.28 de seçilen sıcaklık sensörü görülmektedir.



Şekil 5.28 : Sıcaklık sensörü.

Ölçme aralığı :0 ila 100°C

Hassasiyet :< +/- 1°C

Tekrarlanabilirlik :< +/- 0.25°C

Çıkış sinyali :4 ila 20 mA ya da 0 ila 10 V

Reaksiyon süresi :yaklaşık 20 ms

Şoka karşı direnci :10 g

5.4.1.5 Tanklar

Maksimum debiler dikkate alınarak karar verilen sistem için bir açık su tankı bir de kapalı su tankı üretilmiştir. 406 milimetrelik gövdede 450 mm yüksekliğinde iki adet tank üretilmiştir. Kapalı tankın alt kısmında yerden yüksekliğinin 80 mm yüksekliğinde bir adet 2'' manşon açılmıştır. Bu manşon ile 10 kW lık ısıtıcı bağlanmıştır. Tam karşı noktasına ise yüksekliği 10 mm olan ½'' su çıkış manşonu yapılmıştır. Kapalı tankın çevresi 6 milimetrelik izolasyon malzemesi ile izole edilmiştir. Ayrıca sıcak su tankındaki sıcaklığın homojen olarak dağılmasını sağlamak için 1'' manşon içerisinden karıştırıcı eklenmiştir. Sıcak su tankının üst kısmında devir daim akışının sağlanabilmesi içinde 1'' ölçüsünde manşon yapılmıştır. Soğuk su tankı da aynı ölçülerde üst kısmı açık olacak şekilde tasarlanmıştır.

5.4.1.6 Rezistans



Şekil 5.29 : 10 kW ısıtıcı.

Şekil 5.29 da görülen ısıtıcı 2'' bağlantıya sahip rezistansın uzunluğu 320 mm'dir. Böyle sıcak su tankının içine rahatlıkla montajı gerçekleştirilebilmektedir. 10 kW güce sahip olan cihazda trifaz bağlantısı ile 380 VAC çalışma voltajı vardır.

5.4.2 Sensör ve son kontrol elemanlarının kalibrasyonu

5.4.2.1 Pompaların kalibrasyonu

Pompaların kalibrasyonlarının yapılabilmesi için iç hacmi bilinen bir kaba sürücünün belli hız aralıklarında 1 dakika içerisinde kaç litre su pompalandığı ölçülmüştür. İçerisindeki kaç cm yüksekliğinde su pompalandığı ölçüldükten sonra toplam hacim üzerinden kaç litre su pompalandığı hesaplanmıştır. Belirlenen bu değerler üzerinden

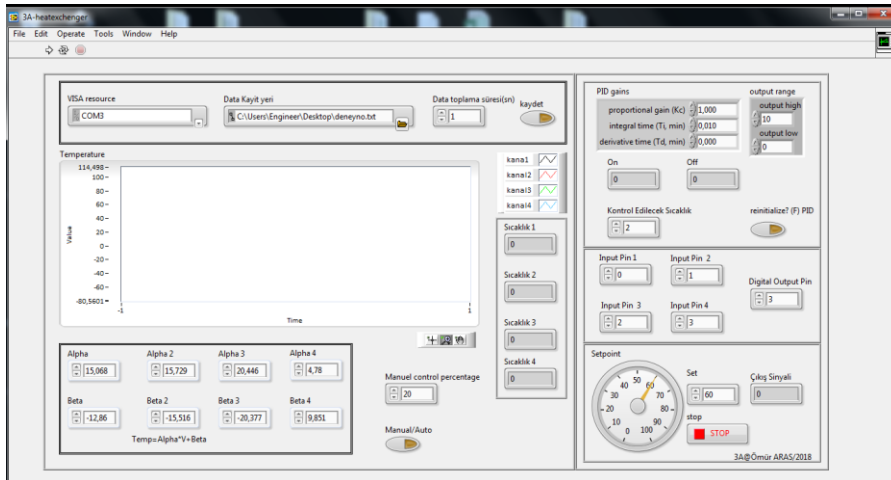
kalibrasyon eğrisi çıkarılarak istediğimiz debiler için pompa sürücüsünün hız ayarları yapılmıştır. Pompa kalibrasyon eğrileri sonuçlar bölümünde verilmiştir.

5.4.2.2 Termokupların kalibrasyonu

Transmitter, sıcaklık basınç gibi çevresel faktörleri ölçüp kontrol cihazlarının algılayabileceği değerlere dönüştüren cihazlardır. Sıcaklık için çevrilen değer aralığı genellikle 4-20 mA aralığıdır. Sistemin çalışacağı minimum maksimum sıcaklık değerleri bu aralık değerlerine kaydedilir ve sistem sıcaklığa bağlı olarak çıkış sinyali verir. Gövde borulu ısı değiştiricimiz maksimum 90°C sıcaklığa kadar çalışmaktadır. Deneylemizde çıkacağımız maksimum sıcaklık 50°C olarak öngürüldüğü için transmitter çalışma aralığını 0-60°C olacak şekilde ayarlaması yapılmıştır. Gövde borulu ısı değiştiricinin sıcak su giriş, sıcak su çıkış ve soğuk su çıkış sıcaklıkları için PT 100 termokupl sensörleri alınmıştır. Termokupların herbiri transmitterlere bağlanmış ve yazılım sistemine tanıtılmıştır. Sıcaklığı bilinen suya 3 adet termokupl ve ayrı bir referans termometre daldırılmıştır. Bağımsız termometrenin değerleri ile termokupların ölçmüş olduğu değerler karşılaştırılmış ve buna bağlı olarak kalibrasyon eğrileri oluşturulmuştur.

5.4.3 Veri toplama ve kontrol yazılımı

Sıcaklık değerlerini grafik olarak görmek, kaydetmek, sıcak akışkan giriş sıcaklığını istenilen set değerinde tutmak ve kontrol algoritması uygulamak için arayüze sahip bir program yazılmıştır. Kalibrasyonu yapılan PT 100 sensörlerin kalibrasyon eğrisi katsayıları sırayla yazılıma girilmiştir.



Şekil 5.30 : Kontrol ve veri toplama yazılımı ekran görüntüsü.

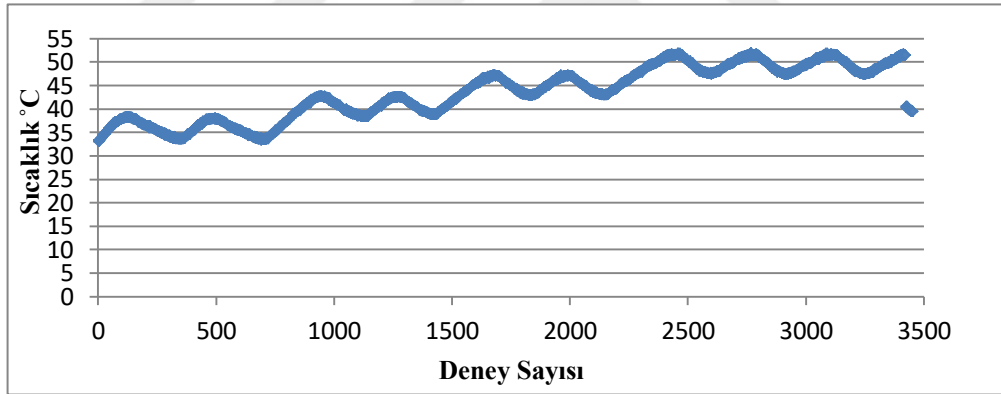
Şekil 5.30 da görülen PID kontrol ve veri toplama ekranı üzerinden çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Output high değeri, tankın ısıtılması için verilen enerjiyi tanımlamaktadır. Verilen enerji azaldıkça Output high azalacak ve outlut low değeri yükselecektir. Setpoint ise istenilen sıcak akışkan sıcaklığını göstermektedir. En uygun PID katsayıları için tank sıcaklıkları sırasıyla 35, 40, 45 ve 50°C ye sabitlenmiştir. En az salınımı yakılanabilecek PID katsayıları için gerekli çalışmalar yapılmıştır. Sıcak akışkan debisi 10 l/dk, soğuk akışkan debisi 7 l/dk olacak şekilde deneyler gerçekleştirilmiştir. Tank sıcaklığının sabitlendiği anda sıcaklığın yaptığı minimum salınım değerleri ölçülüp karşılaştırılmıştır. PID kontrol test sonuçları ilerki bölümlerde detaylı olarak ele alınmış ve grafikler üzerinden anlatılmıştır.



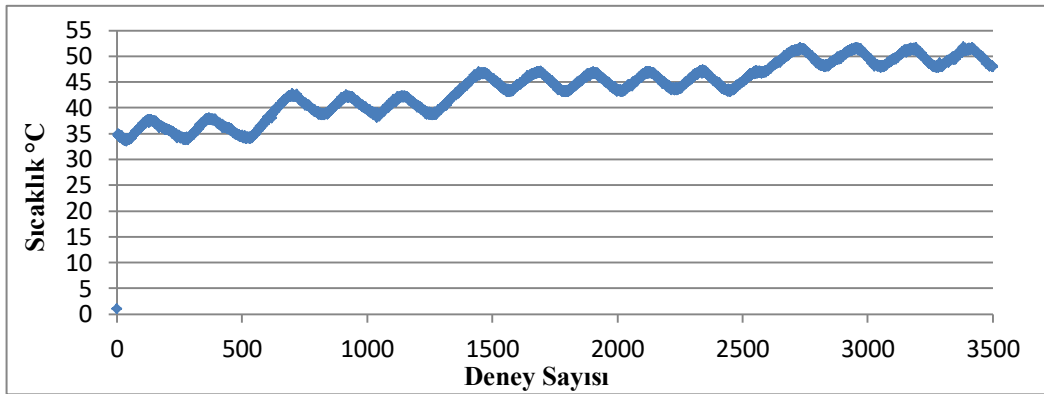
6. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

6.1 PID Katsayılarının Belirlenmesi

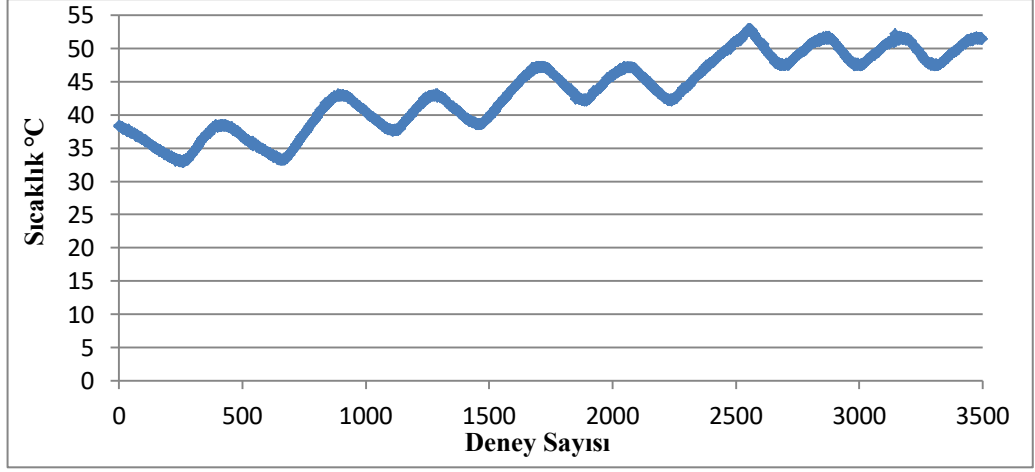
Gövde borulu ısı değiştiricinin sıcak su giriş, sıcak su çıkış ve soğuk su çıkış sıcaklıkları için PT 100 termokupl sensörleri alınmıştır. Termokuplların herbiri transmitterlere bağlanmış ve yazılım sistemine tanıtılmıştır. Sıcak suyun giriş sıcaklığı PID kontrolör ile kontrol edilmeye çalışılmıştır. Bunun için çeşitli PID katsayılarında 35, 40, 45, 50 ve 55 °C set noktalarında kontrolör performansları test edilmiştir. Set noktalarındaki histerisler baz alınmış ve buna bağlı olarak PID katsayıları belirlenmiştir. Şekil 6.1 - Şekil 6.6 grafikleriyle PID katsayılarının performansları gösterilmiştir.



Şekil 6.1 : PID değerlerinin, '1 :0,1:0' olması durumunda kontrolör performansı.



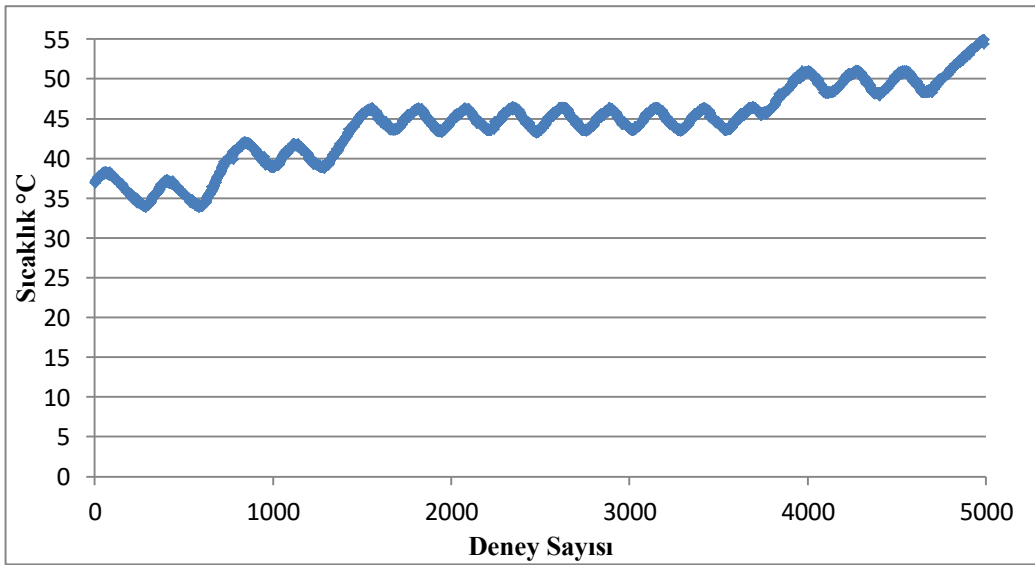
Şekil 6.2 : PID değerlerinin, '1:0,5:0' olması durumunda kontrolör performansı.



Şekil 6.3 : PID değerlerinin, '1:0,2:0' olması durumunda kontrolör performansı.



Şekil 6.4 : PID değerlerinin, '1:0,001:0' olması durumunda kontrolör performansı.



Şekil 6.5 : PID değerlerinin, '1:0,0001:0' olması durumunda kontrolör performansı.

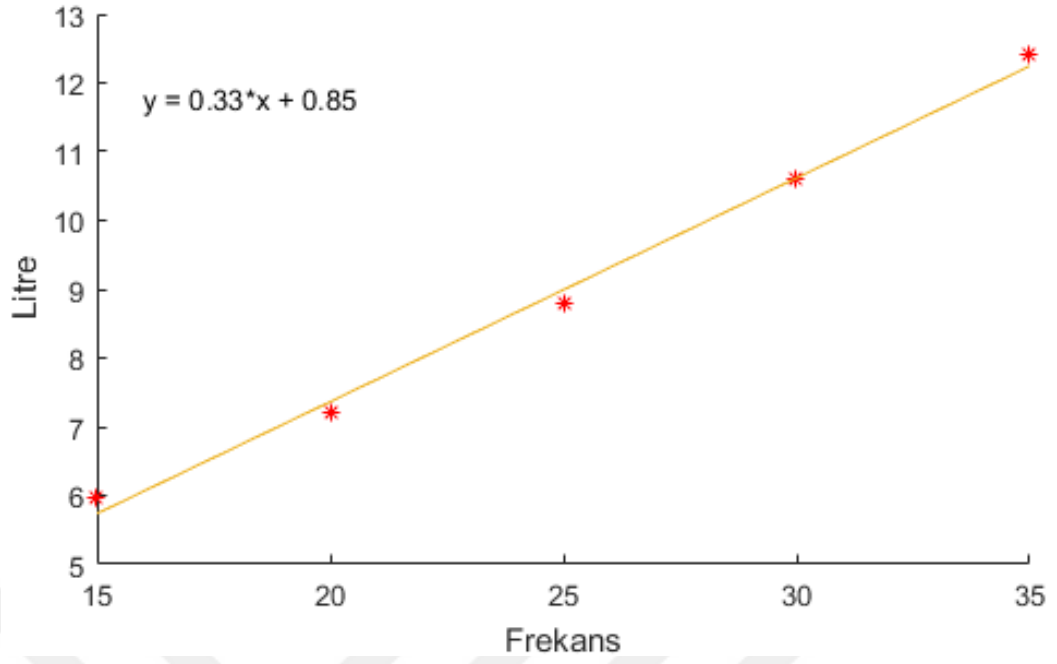
Çizelge 6.1 : PID katsayılarına göre ΔT değerleri

T\PID	1 : 0,1 : 0	1 : 0,5 : 0	1 : 0,2 : 0	1 : 0,0001 : 0	1 : 0,01 : 0
35 °C	33,9-37,7	34,2-37,2	33,7-38,3	34,2-36,3	34,5-36,4
ΔT °C	3,8	3,0	4,6	2,1	1,9

Çizelge 6.1 de PID değerlerinde salınım miktarı 35°C için alt noktada , 34.5 °C üst noktada ise 36,4 ° C olmuştur ve maksimum fark 1,9 °C olmuştur. 40 °C için alt nokta 38,9 °C üst nokta 41,1 °C olmuş ve salınım 1,2 °C okunmuştur. 45 °C için alt nokta 44,1 °C , üst sıcaklık noktası 46,1 °C okunmuş ve salınım 2 °C okunmuştur. 50 °C için ise alt sıcaklık 48,3 °C üst sıcaklık 50,9 °C okunmuş ve salınım 2,6 °C ile en yüksek farka ulaşmıştır. Aynı çalışma sırasıyla çizelge 6.1 de bulunan diğer PID katsayıları için de gerçekleştirilmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda 1:0,01:0 PID katsayıları en az salınım yapıldığı ve ΔT sıcaklık farkının en az olarak gözlemlendiği çalışma olmuştur.

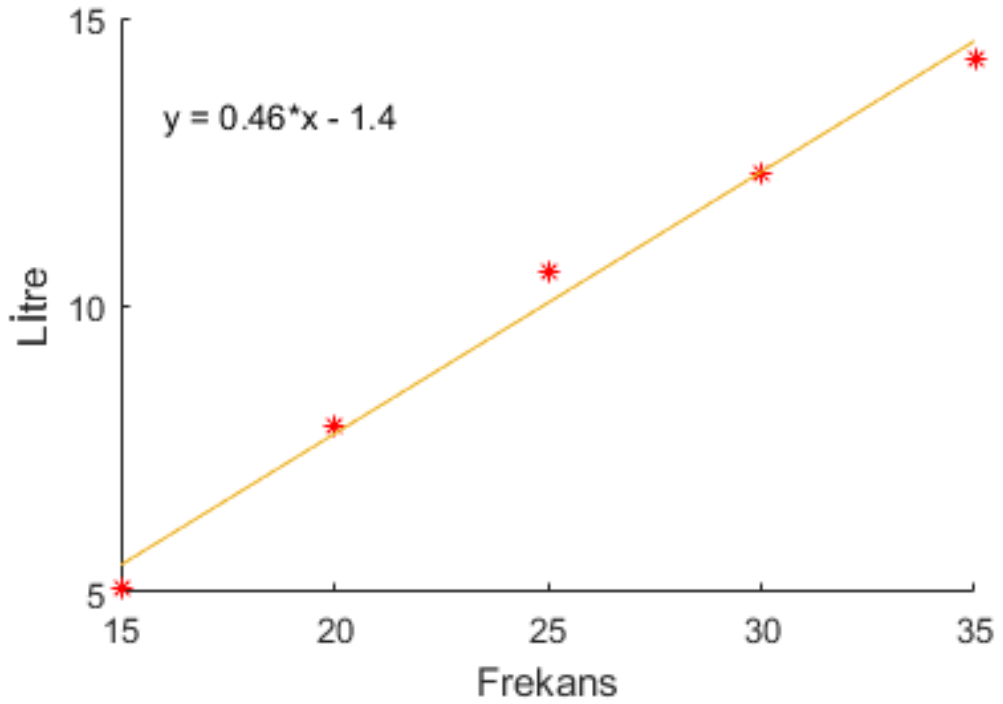
6.2 Pompa sürücülerinin katsayılarının ayarlanması

Sistemin çalışma sıcaklık aralıkları 35, 40, 45 ve 50°C olarak belirlendikten sonra çalışacak debilere karar verilmiştir. Debiler 5, 7, 10, 12 ve 15 l/dk olarak seçilmiş ve bununla ilgili su pompası seçimleri gerçekleştirilmiştir. Maksimum çalışma değeri 35 l/dk olan 2 adet pompa sisteme dahil edilmiştir. Farklı markada pompa seçimlerinden kaynaklı farklı frekanslarda farklı debiler elde edilmiştir. Buna bağlı olarak 2 farklı pompanın sürücü frekans ayarları da farklı şekilde kalibre edilmiştir. Pompa debilerini sabitleyebilmek için 2 adet pompa sürücü sisteme dahil edilmiştir. Farklı markalarda pompalar kullanıldığından dolayı iki farklı pompa için de debi hesabı yapılmıştır. Şekil 6.6 Şekil 6.7 de sıcak ve soğuk su pompalarının kalibrasyon grafikleri gösterilmiştir.



Şekil 6.6 : Soğuk akışkan pompası F/l eğrisi.

Gerekli iterasyonların yapılması sonucu istenilen debiler için pompa voltaj değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 6.7 : Sıcak akışkan pompası F/l eğrisi.

6.3 Deney Planı

Transmitterlere bağlanan termokuplar kontrol ve veri toplama sistemine tanıtıldıktan sonra pompalar ile ısı değiştiriciler arasındaki bağlantıların her hangi bir sızıntı olmayacak şekilde yapıldığından emin olunmuştur. En az salınımı yakalayabilecek PID katsayıları gerekli ön denemelerle belirlenmiştir. Sıcak su girişi için tank sıcaklıkları sırasıyla 35, 40, 45 ve 50°C ye sabitlenmiştir. Akışkan debileri sırayla 5, 7, 10, 12 ve 15 lt/dk olmak üzere testler gerçekleştirilmiştir. Deneyler koşulları matlab yardımıyla tasarlanan gövde borulu ısı değiştirici de simülasyon olarak tekrar edilmiş son olarak Unilab programıylada elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Başlangıçta iki tüp geçişli olan ısı değiştiricinin kapakları değiştirilip, sistem tek geçişe çevirildikten sonra aynı sıcaklık ve debilerde deneyler tekrar edilmiştir, deney planı Çizelge 6.2 da gösterilmiştir.

Çizelge 6.2 : 1 ve 2 geçişli ısı değiştirici için deney planı.

Soğuk Akışkan Debisi (l/dk)	Sıcak Akışkan Debisi (l/dk)	Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklıkları °C			
5	7	35	40	45	50
5	10	35	40	45	50
7	5	35	40	45	50
7	10	35	40	45	50
7	12	35	40	45	50
10	5	35	40	45	50
10	7	35	40	45	50
10	12	35	40	45	50
10	15	35	40	45	50
12	7	35	40	45	50
12	10	35	40	45	50
12	15	35	40	45	50
15	10	35	40	45	50
15	12	35	40	45	50

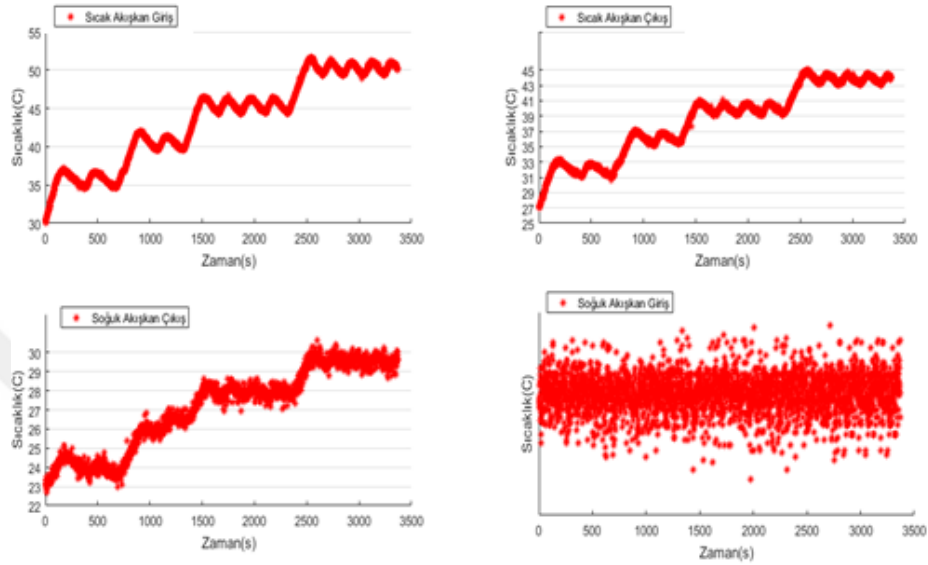
6.4 Deney Sonuçları

İlk denemelerde soğuk akışkan 2 geçişli olarak boru demetinden hareket ederken, sıcak akışkan tek geçişli olarak gövdeden verilmiştir. Aşağıda bazı sonuçlar detaylı

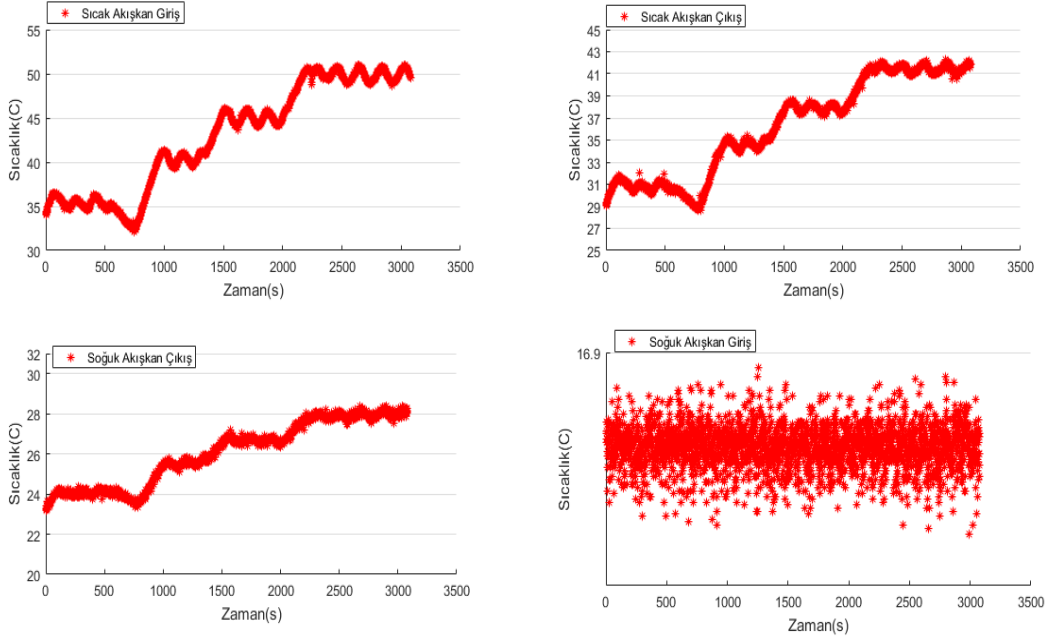
verildikten sonra tablolar halinde derlemeler yapılmıştır. Diğer sonuçlar Ekler kısmında verilmiştir.

6.5 Deneysel Sonuçları ve Simülasyon Çıktılarının Karşılaştırılması

Sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle gövdeden, soğuk akışkan 5 l/dk boru demetinin içinden ısı değiştiriciye beslendiği durumu ele alalım.



Şekil 6.8 : 1 geçişli GBID de soğuk akışkan 5 l/dk , sıcak akışkan 10 l/dk debi ile çalışılması.



Şekil 6.9 : 2 geçişli GBID de soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debi ile çalışılması.

Çizelge 6.3-6.10 arasında ise aynı deneyin farklı sıcaklıklardaki unilab sonuçları verilmiştir.

Çizelge 6.3 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda 35°C unilab sonuçları.

TÜP TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A/Liquid)	
Akışkan hızı	5,00	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	16,90 / 22,87	°C / °C
Basınç düşüşü	0,29	kPa
Isı transfer katsayısı	385	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	998,70	kg/m ³
Özgül ısı	4186	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,594	W/(m K)
Viskozite	0,0011	kg/(m s)
GÖVDE TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A/Liquid)	
Akışkan hızı	9,95	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	35,00 / 31,99	°C / °C
Basınç düşüşü	0,27	kPa
Isı transfer katsayısı	1076	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	994,13	kg/m ³
Özgül ısı	4179	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,623	W/(m K)
Viskozite	0,0007	kg/(m s)

Çizelge 6.4 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda 40°C unilab sonuçları.

TÜP TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	5,00	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	16,90 / 24,56	°C / °C
Basınç düşüşü	0,29	kPa
Isı transfer katsayısı	385	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	998,70	kg/m ³
Özgül ısı	4186	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,594	W/(m K)
Viskozite	0,0011	kg/(m s)
GÖVDE TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	9,94	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	40,00 / 36,14	°C / °C
Basınç düşüşü	0,27	kPa
Isı transfer katsayısı	1103	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	992,32	kg/m ³
Özgül ısı	4179	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,630	W/(m K)
Viskozite	0,0007	kg/(m s)

Çizelge 6.5 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda 45°C unilab sonuçları.

TÜP TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	5,00	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	16,90 / 26,25	°C / °C
Basınç düşüşü	0,29	kPa
Isı transfer katsayısı	385	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	998,70	kg/m ³
Özgül ısı	4186	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,594	W/(m K)
Viskozite	0,0011	kg/(m s)
GÖVDE TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	9,93	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	45,00 / 40,28	°C / °C
Basınç düşüşü	0,27	kPa
Isı transfer katsayısı	1130	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	990,33	kg/m ³
Özgül ısı	4180	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,637	W/(m K)
Viskozite	0,0006	kg/(m s)

Çizelge 6.6 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda 50°C unilab sonuçları.

TÜP TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	5,00	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	16,90 / 27,96	°C / °C
Basınç düşüşü	0,29	kPa
Isı transfer katsayısı	385	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	998,70	kg/m ³
Özgül ısı	4186	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,594	W/(m K)
Viskozite	0,0011	kg/(m s)
GÖVDE TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A/)	
Akışkan hızı	9,91	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	50,00 / 44,40	°C / °C
Basınç düşüşü	0,27	kPa
Isı transfer katsayısı	1155	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	988,16	kg/m ³
Özgül ısı	4181	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,643	W/(m K)
Viskozite	0,0005	kg/(m s)

Çizelge 6.7 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 35°C unilab sonuçları.

TÜP TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	5,00	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	16,80 / 23,43	°C / °C
Basınç düşüşü	0,35	kPa
Isı transfer katsayısı	477	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	998,52	kg/m ³
Özgül ısı	4185	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,596	W/(m K)
Viskozite	0,0010	kg/(m s)
GÖVDE TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	9,95	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	35,00 / 31,66	°C / °C
Basınç düşüşü	0,27	kPa
Isı transfer katsayısı	1075	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	994,31	kg/m ³
Özgül ısı	4179	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,622	W/(m K)
Viskozite	0,0007	kg/(m s)

Çizelge 6.8 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 40°C unilab sonuçları.

TÜP TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	5,00	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	16,80 / 25,30	°C / °C
Basınç düşüşü	0,35	kPa
Isı transfer katsayısı	477	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	998,52	kg/m ³
Özgül ısı	4185	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,596	W/(m K)
Viskozite	0,0010	kg/(m s)
GÖVDE TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	9,94	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	40,00 / 35,72	°C / °C
Basınç düşüşü	0,27	kPa
Isı transfer katsayısı	1102	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	992,52	kg/m ³
Özgül ısı	4179	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,629	W/(m K)
Viskozite	0,0007	kg/(m s)

Çizelge 6.9 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 45°C unilab sonuçları.

TÜP TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	5,00	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	16,80 / 27,17	°C / °C
Basınç düşüşü	0,35	kPa
Isı transfer katsayısı	477	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	998,52	kg/m ³
Özgül ısı	4185	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,596	W/(m K)
Viskozite	0,0010	kg/(m s)
GÖVDE TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	9,93	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	45,00 / 39,76	°C / °C
Basınç düşüşü	0,27	kPa
Isı transfer katsayısı	1129	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	990,55	kg/m ³
Özgül ısı	4180	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,636	W/(m K)
Viskozite	0,0006	kg/(m s)

Çizelge 6.10 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 50°C unilab sonuçları.

TÜP TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	5,00	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	16,80 / 29,06	°C / °C
Basınç düşüşü	0,35	kPa
Isı transfer katsayısı	477	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	998,52	kg/m ³
Özgül ısı	4185	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,596	W/(m K)
Viskozite	0,0010	kg/(m s)
GÖVDE TARAFI		
Akışkan	Su (1,000 bar A)	
Akışkan hızı	9,91	l/min
Giriş/Çıkış sıcaklıkları	50,00 / 43,80	°C / °C
Basınç düşüşü	0,27	kPa
Isı transfer katsayısı	1154	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü	0,000043	(m ² K)/W
Yoğunluk	988,40	kg/m ³
Özgül ısı	4181	J/(kg K)
Isıl iletkenlik	0,643	W/(m K)
Viskozite	0,0006	kg/(m s)

Çizelge 6.11- 6.14 arasında matlab sonuçları gösterilmiştir. Diğer sonuçlar EK C ve EK D de verilmiştir.

Çizelge 6.11 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 35°C ve 40°C matlab sonuçları.

MEKANİK TASARIM	MEKANİK TASARIM
ısı değiştirici tipi [1: FIXTUBE, 2: SPLIT BACK., 3: PULL THR]: 1	ısı değiştirici tipi [1: FIXTUBE, 2: SPLIT BACK., 3: PULL THR]: 1
ısı değiştirici sayısı = 1	ısı değiştirici sayısı = 1
kovan akış düzeni [1: E SHELL, 2: J SHELL] 1	kovan akış düzeni [1: E SHELL, 2: J SHELL] 1
boru yerleşim düzeni [1: UCGEN ,2: KARE (90), 3: KARE (45)] 1	boru yerleşim düzeni [1: UCGEN ,2: KARE (90), 3: KARE (45)] 1
boru yerleşim aralığı= 1.25	boru yerleşim aralığı= 1.25
soğuk akışkan tahsisi 1: boru tarafı 2:	soğuk akışkan tahsisi 1: boru tarafı 2:
kovan tarafı 1	kovan tarafı 1
kovan çapı(m) = 0.083	kovan çapı(m) = 0.083
boru demet çapı(m) = 0.0686	boru demet çapı(m) = 0.0686
boru uzunluğu (m) = 0,65	boru uzunluğu (m) = 0,65
boru dış çapı (m) = 0,00952	boru dış çapı (m) = 0,00952
boru sayısı = 30	boru sayısı = 30
tüp geçiş sayısı = 2	tüp geçiş sayısı = 2
perde sayısı = 7	perde sayısı = 7
perde aralığı (m) = 0,0805	perde aralığı (m) = 0,0805
BSR = 0,97	BSR = 0,97
BCR = 0,25	BCR = 0,25
Baffle kalınlığı(mm)= 0,114	Baffle kalınlığı (mm)= 0,114
Kovan tarafı nozzle çapı (m) = 0,051	Kovan tarafı nozzle çapı (m) = 0,051
boru tarafı nozzle çapı (m) = 0,00663	boru tarafı nozzle çapı (m) = 0,00655
termal tasarım	termal tasarım
ısı yük (kJ/s) = 2	ısı yük (kJ/s) = 3
ısı transfer yüzeyi (m2) = 0,568	ısı transfer yüzeyi (m2) = 0,568
overdesign oranı(yüzde) = 2,39	overdesign oranı(yüzde) = -1,08
log ort sıcaklık (C) = 13,24	log ort sıcaklık (C) = 17,16
F faktor = 0,9792	F faktor = 0,9794
aktual toplam isi transfer katsayısı (W/m2K) = 305	aktual toplam isi transfer katsayısı (W/m2K) = 303
boru tarafı	boru tarafı
sıcaklıklar: giriş -çıkış (C)= 16,8 23,3	sıcaklıklar: giriş -çıkış (C)= 16,8 25,3
film kat (W/m2.K)= 569	film kat (W/m2.K)= 564
debi(kg/s) =0,0846	debi(kg/s) =0,0824
akış hız (m/s)= 0,0994	akış hız (m/s)= 0.0968
Reynolds sayısı = 947	Reynolds sayısı = 922
basınç düşüşü (Pa) = 4577	basınç düşüşü (Pa) = 4574
kovan tarafı	kovan tarafı
sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 35 31,7	sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 40 36,2
film kat (W/m2.K)= 1136	film kat (W/m2.K)= 1136
debi(kg/s) =0,167	debi(kg/s) =0,167
akış hızı (m/s) = 0,0793	akış hızı (m/s) = 0,0793
Reynolds sayısı = 884	Reynolds sayısı = 844
basınç düşüşü (Pa) = 42	basınç düşüşü (Pa) = 42

Çizelge 6.12 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda çift geçişli, 45°C ve 50°C matlab sonuçları.

MEKANİK TASARIM	MEKANİK TASARIM
ısı değiştirici tipi [1: FIXTUBE, 2: SPLIT BACK., 3: PULL THR]: 1	ısı değiştirici tipi [1: FIXTUBE, 2: SPLIT BACK., 3: PULL THR]: 1
ısı değiştirici sayısı = 1	Isı değiştirici sayısı = 1
kovan akış düzeni [1: E SHELL, 2: J SHELL] 1	kovan akış düzeni [1: E SHELL, 2: J SHELL] 1
boru yerleşim düzeni [1: UCGEN ,2: KARE (90), 3: KARE (45)] 1	boru yerleşim düzeni [1: UCGEN ,2: KARE (90), 3: KARE (45)] 1
boru yerleşim aralığı= 1,25	boru yerleşim aralığı= 1,25
soğuk akışkan tahsisi 1: boru tarafı 2: kovan tarafı 1	soğuk akışkan tahsisi 1: boru tarafı 2: kovan tarafı 1
kovan çapı(m) = 0,083	kovan çapı(m) = 0,083
boru demet çapı(m) = 0,0686	boru demet çapı(m) = 0,0686
boru uzunluğu (m) = 0,65	boru uzunluğu (m) = 0,65
boru dış çapı (m) = 0,00952	boru dış çapı (m) = 0,00952
boru sayısı = 30	boru sayısı = 30
tüp geçiş sayısı = 2	tüp geçiş sayısı = 2
perde sayısı = 7	perde sayısı = 7
perde aralığı (m) = 0,0805	perde aralığı (m) = 0,0805
BSR = 0,97	BSR = 0,97
BCR = 0,25	BCR = 0,25
Buffle kalınlığı (mm)= 0,114	Buffle kalınlığı (mm)= 0,114
Kovan tarafı nozzle çapı (m) = 0,051	Kovan tarafı nozzle çapı (m) = 0,051
boru tarafı nozzle çapı (m) = 0,00662	boru tarafı nozzle çapı (m) = 0,00661
termal tasarım	termal tasarım
ısı yük (kJ/s) = 4	ısı yük (kJ/s) = 4
ısı transfer yüzeyi (m ²) = 0,568	ısı transfer yüzeyi (m ²) = 0,568
overdesign oranı(yüzde) = -2,29	overdesign oranı(yüzde) = -2,26
log ort sıcaklık (C) = 20,5	log ort sıcaklık (C) = 24,13
F faktor = 0,9792	F faktor = 0,9792
aktual toplam isi transfer katsayısı (W/m ² K) = 305	aktual toplam isi transfer katsayısı (W/m ² K) = 304
boru tarafı	boru tarafı
sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 16,8 26,9	sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 16,8 28,7
film kat (W/m ² .K)= 568	film kat (W/m ² .K)= 568
debi(kg/s) =0,0842	debi(kg/s) =0,0084
akış hız (m/s)= 0,0989	akış hız (m/s)= 0,0988
Reynolds sayısı = 942	Reynolds sayısı = 941
basınç düşüşü (Pa) = 4577	basınç düşüşü (Pa) = 4576
kovan tarafı	kovan tarafı
sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 45 39,9	sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 50 44
film kat (W/m ² .K)= 1136	film kat (W/m ² .K)= 1136
debi(kg/s) =0,167	debi(kg/s) =0,167
Akış hızı (m/s) = 0,0793	akış hızı (m/s) = 0,0793
Reynolds sayısı = 844	Reynolds sayısı = 844
basınç düşüşü (Pa) = 42	basınç düşüşü (Pa) = 42

Çizelge 6.13 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda tek geçişli, 35°C ve 40°C matlab sonuçları.

MEKANİK TASARIM	MEKANİK TASARIM
ısı değiştirici tipi [1: FIXTUBE, 2: SPLIT BACK., 3: PULL THR]: 1	ısı değiştirici tipi [1: FIXTUBE, 2: SPLIT BACK., 3: PULL THR]: 1
ısı değiştirici sayısı = 1	Isı değiştirici sayısı = 1
kovan akış düzeni [1: E SHELL, 2: J SHELL] 1	kovan akış düzeni [1: E SHELL, 2: J SHELL] 1
boru yerleşim düzeni [1: UCGEN ,2: KARE (90), 3: KARE (45)] 1	boru yerleşim düzeni [1: UCGEN ,2: KARE (90), 3: KARE (45)] 1
boru yerleşim aralığı= 1,25	boru yerleşim aralığı= 1,25
soğuk akışkan tahsisi 1: boru tarafı 2: kovan tarafı 1	soğuk akışkan tahsisi 1: boru tarafı 2: kovan tarafı 1
kovan çapı(m) = 0,083	kovan çapı(m) = 0,083
boru demet çapı(m) = 0,0686	boru demet çapı(m) = 0,0686
boru uzunluğu (m) = 0,65	boru uzunluğu (m) = 0,65
boru dış çapı (m) = 0,00952	boru dış çapı (m) = 0,00952
boru sayısı = 30	boru sayısı = 30
tüp geçiş sayısı = 1	tüp geçiş sayısı = 1
perde sayısı = 7	perde sayısı = 7
perde aralığı (m) = 0,0805	perde aralığı (m) = 0,0805
BSR = 0,97	BSR = 0,97
BCR = 0,25	BCR = 0,25
Buffle kalınlığı (mm)= 0,114	Buffle kalınlığı (mm)= 0,114
Kovan tarafı nozle çapı (m) = 0,051	Kovan tarafı nozle çapı (m) = 0,051
boru tarafı nozle çapı (m) = 0,00658	boru tarafı nozle çapı (m) = 0,00658
termal tasarım	termal tasarım
ısı yük (kJ/s) = 2	ısı yük (kJ/s) = 2
ısı transfer yüzeyi (m ²) = 0,568	ısı transfer yüzeyi (m ²) = 0,568
overdesign oranı (yüzde) = 11,4	overdesign oranı (yüzde) = 12,7
log ort sıcaklık (C) = 14,56	log ort sıcaklık (C) = 18,39
F faktor = 1	F faktor = 1
aktual toplam isi transfer katsayısı (W/m ² K) = 263	aktual toplam isi transfer katsayısı (W/m ² K) = 263
boru tarafı	boru tarafı
sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 16,9 22,5	sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 16,9 23,9
film kat (W/m ² .K)= 449	film kat (W/m ² .K)= 449
debi(kg/s) =0,0833	debi(kg/s) =0,0833
akış hız (m/s)= 0,049	Akış hız (m/s)= 0.049
Reynolds sayısı =466	Reynolds sayısı = 466
basınç düşüşü (Pa) = 4520	basınç düşüşü (Pa) = 4520
kovan tarafı	kovan tarafı
sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 35,7 32,9	sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 40,6 37,1
film kat (W/m ² .K)= 1136	film kat (W/m ² .K)= 1136
debi(kg/s) =0,167	debi(kg/s) =0,167
Akış hızı (m/s) = 0,0793	akış hızı (m/s) = 0,0793
Reynolds sayısı = 844	Reynolds sayısı = 844
basınç düşüşü (Pa) = 42	basınç düşüşü (Pa) = 42

Çizelge 6.14 : Soğuk akışkan 5 l/dk, sıcak akışkan 10 l/dk debiyle beslendiği durumda tek geçişli, 45°C ve 50°C matlab sonuçları.

MEKANİK TASARIM	MEKANİK TASARIM
ısı değiştirici tipi [1: FIXTUBE, 2: SPLIT BACK., 3: PULL THR]: 1	Isı değiştirici tipi [1: FIXTUBE, 2: SPLIT BACK., 3: PULL THR]: 1
Isı değiştirici sayısı = 1	Isı değiştirici sayısı = 1
kovan akis düzeni [1: E SHELL, 2: J SHELL] 1	kovan akis düzeni [1: E SHELL, 2: J SHELL] 1
boru yerleşim düzeni [1: UCGEN ,2: KARE (90), 3: KARE (45)] 1	boru yerleşim düzeni [1: UCGEN ,2: KARE (90), 3: KARE (45)] 1
boru yerleşim aralığı= 1.25	boru yerleşim aralığı= 1,25
soğuk akışkan tahsisi 1: boru tarafı 2: kovan tarafı 1	soğuk akışkan tahsisi 1: boru tarafı 2: kovan tarafı 1
kovan çapı(m) = 0,083	kovan çapı(m) = 0,083
boru demet çapı(m) = 0,0686	boru demet çapı(m) = 0,0686
boru uzunluğu (m) = 0,65	boru uzunluğu (m) = 0,65
boru dış çapı (m) = 0,00952	boru dış çapı (m) = 0,00952
boru sayısı = 30	boru sayısı = 30
tüp geçiş sayısı = 1	tüp geçiş sayısı = 1
perde sayısı = 7	perde sayısı = 7
perde aralığı (m) = 0,0805	perde aralığı (m) = 0,0805
BSR = 0,97	BSR = 0,97
BCR = 0,25	BCR = 0,25
Buffle kalınlığı (mm)= 0,114	Buffle kalınlığı (mm)= 0,114
Kovan tarafı nozzle çapı (m) = 0,051	Kovan tarafı nozzle çapı (m) = 0,051
boru tarafı nozzle çapı (m) = 0,00658	boru tarafı nozzle çapı (m) = 0,00658
termal tasarım	termal tasarım
ısı yük (kJ/s) = 3	ısı yük (kJ/s) = 3
ısı transfer yüzeyi (m ²) = 0,568	ısı transfer yüzeyi (m ²) = 0,568
overdesign oranı(yüzde) = 13	overdesign oranı(yüzde) = 11,6
log ort sıcaklık (C) = 22,13	log ort sıcaklık (C) = 25,97
F faktor = 1	F faktor = 1
aktual toplam isi transfer katsayısı (W/m ² K) = 263	aktual toplam isi transfer katsayısı (W/m ² K) = 264
boru tarafı	boru tarafı
sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 16,9 25,3	sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 16,9 26,8
film kat (W/m ² .K)= 449	film kat (W/m ² .K)= 451
debi(kg/s) =0,0833	debi(kg/s) =0,0842
Akış hız (m/s)= 0,049	akış hız (m/s)= 0,0495
Reynolds sayısı = 466	Reynolds sayısı = 471
basınç düşüşü (Pa) = 4520	basınç düşüşü (Pa) = 4521
kovan tarafı	kovan tarafı
sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 45 41,2	sıcaklıklar: giriş - çıkış (C)= 50 45,4
film kat (W/m ² .K)= 1136	film kat (W/m ² .K)= 1136
debi(kg/s) =0,167	debi(kg/s) =0,167
akış hızı (m/s) = 0,0793	Akış hızı (m/s) = 0,0793
Reynolds sayısı = 844	Reynolds sayısı = 844
basınç düşüşü (Pa) = 42	basınç düşüşü (Pa) = 42

Δ_{thu} değeri; sıcak akışkanın çıkış sıcaklığının deneysel ile unilab değerleri arasındaki farkı göstermektedir. Δ_{thm} değeri ise sıcak akışkan sıcaklığının çıkış değerinin deneysel ile matlab değerleri arasındaki farkı ifade etmektedir. Δ_{tcu} değeri soğuk akışkan sıcaklığının deneysel elde edilen değer ile unilab değerleri arasındaki sıcaklık farkını, Δ_{tcm} değeri soğuk akışkanın deneysel ile matlab sıcaklık değerleri arasındaki farkı ifade etmektedir. Kimi değerler artı kimileri eksi çıkmıştır. Her bir simülasyonun değişik sıcaklıklardaki Δt değerlerinin kareleri alınarak toplanmıştır. Sıcak ve soğuk akışkan için bu değerlerin ortalaması alınmıştır. Çizelge 6.15 de soğuk akışkan 10 l/dk debiyle demetin içersinden, sıcak akışkan ise 5 l/dk debiyle gövdeden geçirilmiş ve deneysel, matlab ve unilab sonuçları gösterilmiştir.

Çizelge 6.15 : Soğuk 10 l/dk, sıcak 5 l/dk debiyle GBID'nin çift geçiş çalışılması.

C10H5	Hin	Cin	Hout	Cout	Δ_{thu}	Δ_{thm}	Δ_{tcu}	Δ_{tcm}
Deneysel	35,7	16,8	24,9	22,2				
Matlab	35,7	16,8	28,9	20,2		-4		2
Unilab	35	16,8	28,3	20,4	-3,4		1,8	
Deneysel	40,3	16,8	27,3	23,3				
Matlab	40,3	16,8	31,9	21		-4,6		2,3
Unilab	40	16,8	31,4	21	-4,1		2,3	
Deneysel	45,4	16,8	29,2	24,9				
Matlab	45,4	16,8	35,2	21,9		-6		3
Unilab	45	16,8	34,5	21,9	-5,3		3	
Deneysel	50,2	16,8	31,8	26				
Matlab	50,2	16,8	38,3	22,8		-6,5		3,2
Unilab	50	16,8	37,6	22,9	-5,8		3,1	
Ortalama hata kareleri toplamı					22,53	28,85	6,79	7,13
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							14,66	17,99

Çizelge 6.16 de soğuk akışkanın 7 l/dk debiyle 16,3°C ile borulardan çift geçiş yaptığı, sıcak akışkanın ise sırayla 35°C , 40,2°C , 45,6°C ve 50,2 °C gövdeden 5 l/dk debiyle çift geçişli olarak hareketini sürdürdüğü deney, unilab-matlab sonuçları arasında sıcaklık farkları gözlemlenmiştir. Deneysel sonuçlar ile unilab ve matlab sıcaklık farkları arasında benzer miktarlarda farklar göze çarpmıştır.

Çizelge 6.16 : Soğuk 7 l/dk, sıcak 5 l/dk debiyle GBID'nin çift geçişli çalıştırılması.

C7H5	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	16,3	24,9	22,2				
Matlab	35	16,3	28,9	20,2		-0,7		0,5
Unilab	35	16,3	28,3	20,4	-0,5		0,4	
Deneysel	40,2	16,3	27,3	23,3				
Matlab	40,2	16,3	31,9	21		-3,6		2,6
Unilab	40	16,3	31,4	21	-3,2		2,5	
Deneysel	45,6	16,3	29,2	24,9				
Matlab	45,6	16,3	35,2	21,9		-2,8		2
Unilab	45	16,3	34,5	21,9	-2		2	
Deneysel	50,2	16,3	31,8	26				
Matlab	50,2	16,3	38,3	22,8		-3,8		2,7
Unilab	50	16,3	37,6	22,9	-3,1		2,5	
Ortalama hata kareleri toplamı					6,02	8,81	4,17	4,58
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							5,10	6,75

Çizelge 6.17 de gövde ve demette tek geçiş sağlanmıştır. Unilab- deneysel sıcaklık farkının en yüksek olarak gözlemlendiği deney debilerin en yüksek seçildiği soğuk akışkanın 12 l/dk , sıcak akışkanın 15 l/dk debiyle beslendiği deney olmuştur.

Çizelge 6.17:Soğuk 12 l/dk, sıcak 15 l/dk debiyle GBID'nin tek geçişli çalıştırılması.

C12H15	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35,3	17,8	31	23,1				
Matlab	35	17,8	31,1	20,7		-0,1		2,4
Unilab	35	17,8	31,5	20,5	-0,5		2,6	
Deneysel	40	17,8	35,3	23,6				
Matlab	40	17,8	34,7	21,5		0,6		2,1
Unilab	40	17,8	35,5	21,4	-0,2		2,2	
Deneysel	44,9	17,8	39,2	24,6				
Matlab	45	17,8	38,4	22,4		0,8		2,2
Unilab	45	17,8	39,5	22,2	-0,3		2,4	
Deneysel	50	17,8	43,1	26				
Matlab	50	17,8	42,2	23,2		0,9		2,8
Unilab	50	17,8	43,4	23	-0,3		3	
Ortalama hata kareleri toplamı					0,12	0,45	6,59	5,71
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							3,35	3,08

Çizelge 6.18 de tek geçişli olarak çalıştırılan ısı değiştiricide unilab-deneysel sonuçlarının en yakın çıktığı deney olmuştur. Sıcak akışkan 7 l/dk debiyle gövdeden soğuk akışkan 5 l/dk debiyle demetten geçirilmiştir.

Çizelge 6.18 : Soğuk 5 l/dk, sıcak 7 l/dk debiyle GBID'nin tek geçişli çalıştırılması.

C5H7	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35,8	17,1	31,1	23,8				
Matlab	35	17,1	31,7	22,8		-0,6		1
Unilab	35	17,1	31	22,5	0,1		1,3	
Deneysel	40,4	17,1	35,1	24,4				
Matlab	40	17,1	35,4	24,2		-0,3		0,2
Unilab	40	17,1	34,9	24,1	0,2		0,3	
Deneysel	45,5	17,1	38,2	26,9				
Matlab	45	17,1	39,4	25,7		-1,2		1,2
Unilab	45	17,1	38,7	25,7	-0,5		1,2	
Deneysel	50,3	17,1	42,1	28,1				
Matlab	50	17,1	43,1	27,2		-1		0,9
Unilab	50	17,1	42,6	27,3	-0,5		0,8	
Ortalama hata kareleri toplamı					0,14	0,72	0,97	0,82
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							0,55	0,77

Çizelge 6.19 da çift demet geçişli olarak çalıştırılan sistemin unilab ve matlab ortalamaları toplamları tek bir tabloda birleştirilmiştir. Bütün değerlerin ortalaması alınarak toplam hata kareleri bulunmuştur.

Çizelge 6.19 : Çift geçişli GBID de unilab ve matlab sonuçlarının ortalama hata kareleri toplamlarının ortalaması.

Deneysel	Δtunilab	Δtmatlab
C15H12	4,89	5,67
C5H7	6,22	7,39
C5H10	7,73	8,76
C10H7	9,04	0,75
C7H5	5,10	6,75
C12H15	5,23	0,04
C7H10	10,70	11,41
C10H5	14,66	17,99
C12H10	8,76	21,94
C15H10	3,94	7,79
C12H7	5,7	18,42
C10H15	9,82	7,58
C7H12	5,39	5,98
C10H12	8,81	9,86
ORT	7,57	9,31

Çizelge 6.20 de deney tek gövde ve demet geçişi olarak tekrarlanmış ve bütün deneylerin ortalaması tek bir tabloda birleştirilmiştir. Son satırlarda da bu değerlerin ortalaması alınmıştır.

Çizelge 6.20 : Tek geçişli GBID de unilab ve matlab sonuçlarının ortalama hata kareleri toplamalarının ortalaması.

DeneySEL	Δ_{unilab}	Δ_{matlab}
C15H12	2,89	3,29
C5H7	0,55	0,77
C5H10	2,15	2,75
C10H5	1,6	2,66
C7H5	1,09	1,98
C12H15	3,13	1,69
C7H10	1,29	1,74
C10H7	1,73	2,28
C12H10	1,94	2,87
C15H10	1,87	2,73
C12H7	1,66	2,73
C10H15	1,39	1,53
C7H12	0,92	1,14
C10H12	3,21	3,65
ORT	1,82	2,27

Çizelge 6.21 de 2 geçişli sistemde yapılan deneylerin U , ht ve hs değerleri hesaplanmıştır. Gövde ve demet kısmındaki akışkanların reynolds sayıları hesaplanmıştır.

Çizelge 6.21: 2 Geçişli Sistemde Isı Transfer Katsayıları ve Reynolds Sayıları

Deneyler	U_{unilab}	U_{matlab}	$U_{deneySEL}$	ht_{unilab}	ht_{matlab}	hs_{unilab}	hs_{matlab}	Re_{Shell}	Re_{Tube}
C10H5	346	307	387	825	713	694	795	1016	1118
C7H5	289	289	343	675	675	694	794	421	800
C5H10	306	307	501	588	576	987	1135	857	601
C15H12	541	542	918	1053	1637	1086	1376	1016	1680
C5H7	289	289	561	675	568	694	945	421	601
C12H15	487	733	704	825	3807	1218	1575	1274	1367
C10H7	322	327	532	825	714	742	945	421	1118
C12H10	410	350	910	825	725	987	1136	857	1367
C15H10	536	446	790	1053	1206	987	1136	857	1680
C12H7	382	280	559	825	538	742	944	421	1367
C10H15	388	396	747	825	769	1218	1575	1274	1118
C7H12	341	342	568	675	634	1086	1376	1016	800
C10H12	365	367	700	825	716	1086	1367	1016	1118
C7H10	330	339	600	675	684	987	1136	857	800

Çizelge 6.22 de sistem tek demet ve gövde geçişi olarak çalıştırılmış ve ısı transfer katsayıları hesaplanılmış ve karşılaştırılma fırsatı bulunmuştur.

Çizelge 6.22: Tek Geçişli Sistemde Isı Transfer Katsayıları ve Reynolds Sayıları

Deneyle	U _{unilab}	U _{matlab}	U _{deneysel}	h _{tunilab}	h _{tmatlab}	h _{sunilab}	h _{smatlab}	Re _{Shell}	Re _{Tube}
C10H5	266	273	377	639	565	647	794	421	588
C7H5	250	255	346	589	503	647	795	421	419
C5H10	262	233	407	527	376	920	1136	848	314
C15H12	344	350	575	684	659	1012	1376	1008	888
C5H7	240	250	311	527	447	765	944	592	419
C12H15	324	258	486	640	468	1135	944	1262	721
C10H7	282	288	291	639	566	767	944	592	588
C12H10	318	316	453	640	604	920	1136	848	721
C15H10	340	329	462	684	1400	920	844	848	888
C12H7	294	299	460	640	603	765	945	592	721
C10H15	324	330	342	639	570	1135	1575	1262	588
C7H12	289	296	417	594	505	1012	1376	1008	419
C10H12	315	320	490	639	570	1023	1385	1008	588
C7H10	273	287,5	409	589	516	920	1136	848	419

Alınan verilen ısı yük oranları Çizelge E-1 - E.4 te verilmiştir. Tek geçiş sistemde alınıp verilen ısı oranı hemen hemen sabit kalmakla beraber bu oran 0.97 civarındadır. Çift geçişli sistemde ise sıcaklığın artması ile bu oran 0.96 dan 0.92 ye kadar düşmektedir. Simulasyonlarda sıcak akışkan sıcaklıklarının deneysel verilere göre yüksek tahmin edilmesi ilk olarak göze çarpmaktadır. 2 geçişli ısı değiştiricide tek geçişliye göre daha yüksek sıcaklık farklarına ulaşılmıştır. Çift geçişli sistemde en yüksek fark -6.7 olarak belirlenirken bu değer tek geçişlide -2.8 olarak görülmektedir. Tablo 6.21 e bakıldığında programlar U değeri olarak 350-400 civırı bir tahmin yaparken deneysel olarak hesaplanan U değerinin 900 olduğu görülmektedir. Bu kadar yüksek bi hatanın çıkması deneysel hata kaynaklı olabileceği düşünülmektedir. Deneysel sonuçlara unilab değerleri, matlab sonuçlarına göre daha yakın olmakla beraber her ikiside birbirine yakın tahminler vermiştir. Zaten elde edilen ısı transfer katsayılarında yakın çıkması sonuçlara yansımıştır. İki geçişli sistemlerde debi miktarına bağlı olarak reynolds değerleri artmıştır. Bu deney planında laminer bölgelerde çalışılmıştır. Dolayısıyla türbülent akım korelasyonlarını test etmek mümkün olmamıştır ama Re değerinin değişik aralıklardaki değerleri baz alınarak korelasyonlar kullanılmıştır. Çift demet geçişli sistemde debi 15 borudan geçtiği için reynolds sayısı, tek geçişli sisteme göre daha yüksek çıkmıştır. Tek geçişli olarak çalıştırıldığında ise aynı debi 30 adet borudan geçmekte ve boru başına düşen kütleli debi azalmaktadır. Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı artmıştır. Isı iletim katsayısı h değeri Nusselt sayısına bağlı

olarak artmıştır. Tek geçişli sistemde ise tam tersi durum söz konusudur. Çizelge 6.19 ve 6.20 ye balıdığında tek geişlide daha küçük hata değerleri elde edilirken çift geişlide oluşan hata değerleri artmaktadır. Bunun nedeni aslında oluşan sıcaklık farklarında yüksek olmasıdır.



7. SONUÇLAR

Tasarımı planlanan gövde borulu ısı değıştirinin fabrika ortamında imalatı gerçekleştirilmiştir. ST37 gövde, bakır boru demetinden oluşan gövde borulu ısı değıştiricisi 7 şaşırtma perdesi ve ½” ve 1” bağlantı çaplarına sahiptir. Tüm deneylerde gövde tarafında bulunan 1” içten dışlı bağlantıdan sıcak su akımı, kapaktaki ½” bağlantıdan ise soğuk su akımı geçirilmiştir. Kontrol yazılımı vasıtasıyla akışkan belli sıcaklıklarda ve debilerde sisteme beslenmiştir. Soğuk akışkan şebeke suyu olarak sisteme beslenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda deneysel sonuçlar ile matlab ve unilab program çıktılarının karşılaştırılması yapılmıştır. Farklı sıcaklıklarda deneysel sonuçlar ile program çıktıları arasındaki fark çeşitli besleme debilerine göre tablo olarak verildi. Pozitif ve negatif farkların oluşmasından dolayı hata kareleri üzerinden kıyaslama metoduna gidilmiştir. Ortalama hata kareleri toplamı; deneysel sonucun matlab ve unilab sonuçlarından oluşan farkların karelerinin ortalamasını ifade etmektedir. Sıcak ve soğuk tarafın ortalama hata kareleri toplamı sırayla hesaplanmış ve daha sonra bunlarında ortalaması alınmıştır. Soğuk akışkanın şebeke suyu olarak sisteme beslenmesi ve eşanjörden elde edilebilecek sıcaklık farklarının değışmesine neden olmuştur. Bu nedenle besleme debilerine bağlı olarak beklenen ΔT değerlerinden farklı sonuçlar da elde edilmiştir. Unilab ısı değıştirici tasarım programı ve matlab programının deneysel sonuçlarla arasında çok ciddi farklar oluşmadığı gözlemlenmiştir. Tek geçişli GBID hata karelerinin ortalama değerleri olarak çift geçişliye göre çok daha iyi bir performans göstermiştir. Bunun nedeni de beklenildiği üzere tek geçişli GBID de ΔT sıcaklık değerlerinin daha düşük çıkmasıdır. Bir kaç deney hariç deneysel veriler ile simülasyon sonuçları arasında çok ciddi farklar gözlemlenmemiştir. Buda kullanılan korelasyonların iyi bir şekilde sistemi temsil ettiğini göstermektedir. Oluşan 1, 2 derecelik sıcaklık farklılıklarının U değerlerinde ciddi farklılıklar ortaya çıkarttığı ayrıca tablolardan gözlemlenmektedir. Unilab Programın içeriğinde bulunan düzeltme katsayıları ile deneysel sonuca daha yakın değerler

yakalanabilmektedir. Program tasarım ekranına yerleştirmiş olduğu bu katsayıları düzeltme faktörü olarak kullanıcılarına sunabilmektedir. Kullanıcılara sunduğu bu açık alan ile program içerisinde belirlenen katsayılar yardımıyla tasarım yapabilme imkanı sunmuşlardır. Yapılan deneyler sonucunda bu katsayılar belirlenmiş ve programın deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edilmiştir. Sonuç olarak, plot ölçek ısı değitirici test istasyonunun kurulumu gerçekteştirilmiştir. Ayrıca ticari bir programa muadil bir programın yapılabileceği buna kullanıcı arayüzü eklenip, geniş bir veri tabanylada birleştirildiğinde endüstriyel uygulamalarda büyük öneme sahip yeni bir yazılımın elde edilebileceği görülmüş olmaktadır.



KAYNAKLAR

- [1] Kaçar, E. N., Erbay, L. B., (2013). “Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış,” Mühendis ve Makina, cilt 54, sayı 644, s.14-43
- [2] Kakaç, S. and Liu, H., (2010). *Selection rating and thermal design of heat exchangers*. Florida: CRC Press.
- [3] İklimlendirme Sektörü.(t.y), Erişim 05 Ocak 2020, http://www.thesisat.com.tr/yayin/868/-iklimlendirme-sektorunun-yildizi-parliyor-_25092.html#.XidU48gzbIU
- [4] Azad, A. V., Azad, N.V., (2016). “Application of nanofluids for the optimal design of Shell and tube heat exchangers using genetic algorithm”, *Case Studies in Thermal Engineering*, 8: 198-206
- [5] Li, H. And Kottke, V., (1998), “Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell and tube heat exchangers for staggered tube arrangement.” *Int. J. Heat Mass Transfer*. 41, 10, 1303- 1311
- [6] Toledo-Velázquez, M., Quinto-Diez, P., Alzelmetti-Zaragoza, J. C., Galvan, S. R., Abugaber-Francis, J., & Reyes-León, A. (2014). Delaware method improvement for the shell and tubes heat exchanger design. *Engineering*, 6(04), 193.
- [7] Ozden, E., & Tari, I. (2010). Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 51(5), 1004-1014.
- [8] Petinrin, M. O., & Dare, A. A. (2016). Performance of shell and tube heat exchangers with varying tube layouts. *British Journal of Applied Science & Technology*, 12(2), 1.
- [9] Thome, J. R. (2004). Engineering data book III. *Wolverine Tube Inc, 2010*.
Tubular Exchanger Manufacturers Association. (1999). *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*. Tema.
- [10] Ravagnani, M. A. S. S., & Caballero, J. A. (2007). Optimal heat exchanger network synthesis with the detailed heat transfer equipment design. *Computers & Chemical Engineering*, 31(11), 1432-1448.
- [11] Wang, S., Wen, J., & Li, Y. (2009). An experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell-and-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 29(11-12), 2433-2438.
- [12] Thome, J. R. (1997). Heat transfer augmentation of shell-and-tube heat exchangers for the chemical processing industry. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 4(2), 147-161.
- [13] Kara, Y. A., & Güraras, Ö. (2004). A computer program for designing of shell-and-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 24(13), 1797-1805.

- [14] **Gaddis, E. S., & Gnielinski, V.** (2010). G8 Shell-Side Heat Transfer in Baffled Shell-and-Tube Heat Exchangers. *VDI Heat Atlas*, 731-742.
- [15] **Li, H., & Kottke, V.** (1998). Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17(3), 210-216..
- [16] **Çeteci, Ö. M.** (1999). *Bilgisayar yardımıyla Isı değiştiricisi Tasarımı* (Doctoral dissertation, Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [17] **Top, Y.** (2018). Gövde borulu ısı değiştiricisi tasarımı
- [18] **Tema Standards.** (t.y.). Erişim: 01 Aralık 2019 ,<http://www.thermopedia.com/content/1182/>
- [19] **LeBlanc, S. E., & Coughanowr, D. R.** (2008). *Process Systems Analysis and Control*. McGraw-Hill Science/Engineering/Math..
- [20] **Hägglund, T., & J. Åström, K.** (2004). Revisiting the ziegler-nichols tuning rules for pi control—Part II the frequency response method. *Asian journal of control*, 6(4), 469-482.
- [21] **Develi, H.** (2004). Ziegler Nichols yöntemi ve Migo yaklaşımı (Doctoral dissertation).
- [22] **Goodwin, G. C., Graebe, S. F., & Salgado, M. E.** (2001). *Control system design* (Vol. 240). New Jersey: Prentice Hall
- [23] **Gündoğdu, Ö.** (2005). Optimal-tuning of PID controller gains using genetic algorithms. *Journal of Engineering Sciences*, 11(1), 131-135.
- [24] **PID Parametlerinin Hesaplanması.** (t.y.) Erişim: 05 Ocak 2020, https://acikders.ankara.edu.tr/pluginfile.php/70147/mod_resource/content/0/GDM404_11.pdf
- [25] **Tuning for PID Controllers** (t.y.) Erişim: 05 Ocak 2020, http://faculty.mercer.edu/jenkins_he/documents/TuningforPIDControllers.pdf
- [26] **Bell, K. J.** (2004). Heat exchanger design for the process industries. *J. Heat Transfer*, 126(6), 877-885.
- [27] **Obika, M., & Yamamoto, T.** (2005, July). An evolutionary design of robust PID controllers. In *IEEE International Conference Mechatronics and Automation, 2005* (Vol. 1, pp. 101-106). IEEE.
- [28] **PID Controller Design.** (t.y.) Erişim: 02 Aralık 2019, <http://ctms.engin.umich.edu/CTMS/index.php?example=Introduction§ion=ControlPID>
- [29] **Smuts, J.** (2002). PID controllers explained. *Canadian Process Equipment & Control News*, 2.
- [30] **Cohen-Coon Tuning Roles** (t.y.) Erişim: 02 Aralık 2019, <https://blog.opticontrols.com/archives/383>
- [31] **Gövde Boru Çapları** (t.y.) Erişim: 06 Ocak 2020, <https://borsenboru.com/dikisli-ve-dikissiz-paslanmaz-boru>

EKLER

EK A : Gövde Borulu Isı Değiştirici Modellemesi

Seçilen ısı değiştirici TEMA tipi BEM olduğu için , kapak gövde tipi ve arka kapak dizaynı matlab a tanımlanmıştır. Gerekli gövde çapı, et kalınlığı , kullanılan ısı değiştirici demetin metaryal cinsi, çapı ve ısı iletim katsayıları sisteme kaydedilmiştir

```
% tasarim (optimizasyon degiskenleri) toplam 12 adet
*****

% tür- durum **** 4 adet *****
  isidegtip = [1 2 3];
% 1= FIXTUBE,2= SPLIT BACK.,3=PULL THR.
  tubarr = [1 2 3];
% 1= UCGEN ,2= KARE (90), 3= KARE (45)
  shellar = [1 2];
% 1= E SHELL, 2= J SHELL
  aktah = [1 2];
% AKISKAN TAHSISI 1) Soguk akiskan boru tarafi 2) soguk akiskan
kovan tarafi
  % tam sayili *** 1 adet **
  np = [ 1 2 4 6 8];
% TUP PASS SAYISI

% ayrik degerli ** 4 adet **
  d0 = [0.00952, 0.01588 0.01905 0.0254 0.03175 0.038];
% BORU DIS CAPI (M) 5 adet
  L = [ 0.65 1.219 1.829 2.438 3.048 3.658 4.267 4.877
6.096 7.315]; % BORU UZUNLUGU (M) 9 adet
  ds = [0.083 .305 .337 .387 .438 .489 .540 .591 .635 .686
.737 .787 .838 .889 .940 .991 1.067 1.143 1.219 1.295 1.372 1.448
1.524]; % SHELL CAPI (M)
  tp = [1.25 1.33 1.4];
% TUBE PITCH 1.25- 1.33- 1.40
%**sürekli değişken 3 adet
*****

BCR = 0.25;
BSR = 0.97 ; % LB/DS BUFFLE
SPACE RATIO 0.2
LR = 0.74 ; % uç buffle
araligi/ ic buffle araligi >1

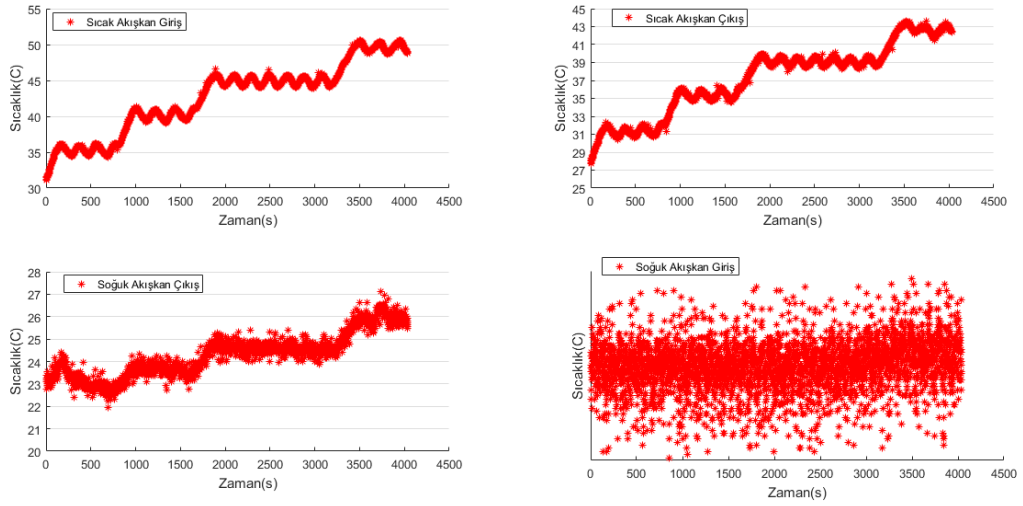
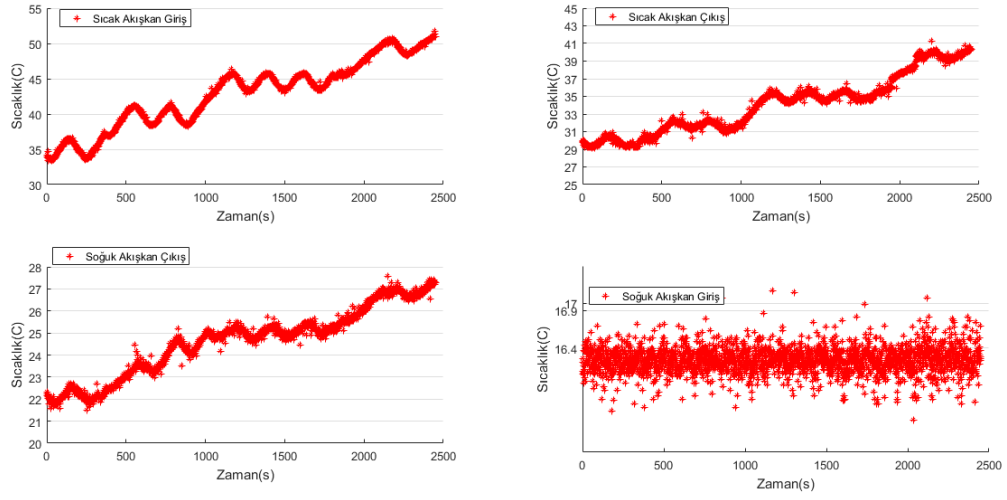
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%***** ekonomik
parametreler*****
Peff =0.75; % pompa verimliliği
Fel =0.1; % elektrik fiyatı Dolar/kwh;
ysaat= 7900; % yıllık çalışma saati
yykat= 0.1 ; % yıllık amortisman
```

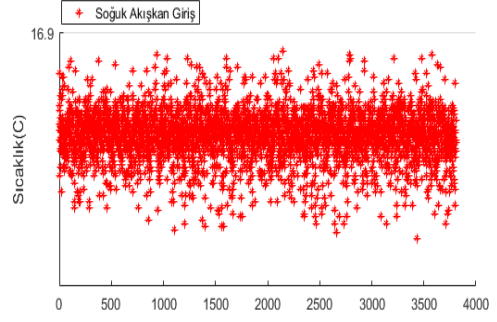
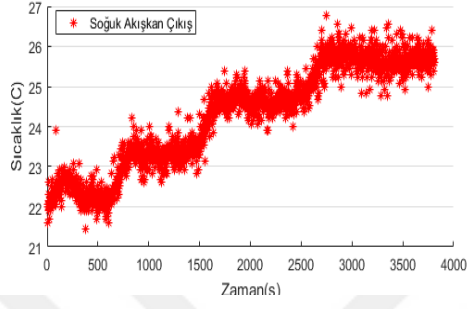
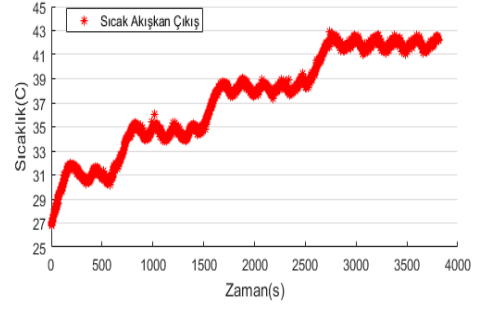
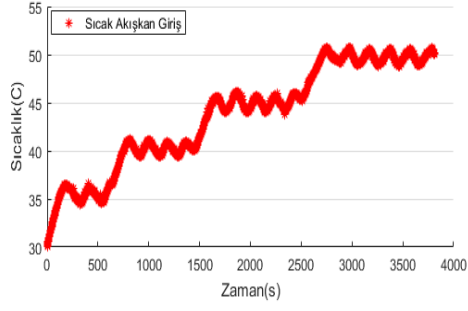
```

% *****kisitlamalar
*****
VMIN = 0.0005;%0.5 ; %TUP SIDE MIN
HIZ (M/S)
VMAX = 3 ; %TUP SIDE MAX. HIZ
(M/S)
VSMIN= 0.003;%0.3; %SHELL SIDE MIN
HIZ (M/S)
VSMAX = 2 ; %SHELL SIDE MAX HIZ
(M/S)
DPTMAX = 100000 ; %Tup side maksimum
basinc düşüsü
DPSMAX = 100000 ; %SHELL TARAFI
MAX.BASIN€ DŞ?Ş?Ş (PA)
BCRMIN=0.20;
BCRMAX=0.45;
BSRMIN=0.2;
BSRMAX= 1;
L_DSMIN= 3;
L_DSMAX= 15;
TERTMIN= .95;
OVERDORAN=1.30; % tasarim isi
transfer yüzeyinin gerekli yüzeye oranı
%
*****
in=[ isidegtip(1) tubarr(1) shellar(1) aktah(1) np(1) d0(1)
L(1) ds(1) tp(1)];
[TAC] = isimodell([BSR, BCR],in);
islemt=cputime-t;

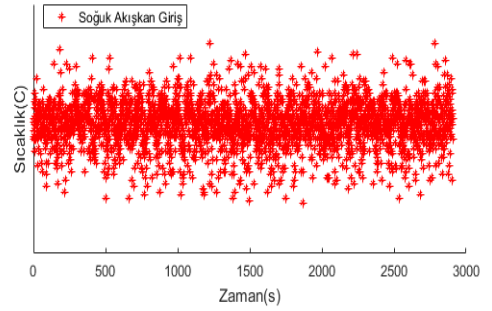
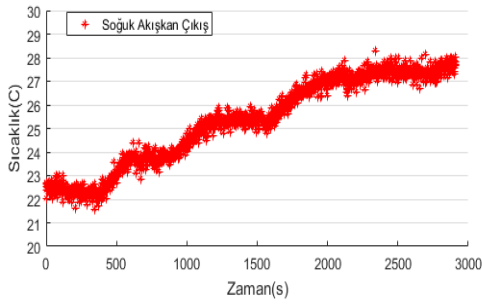
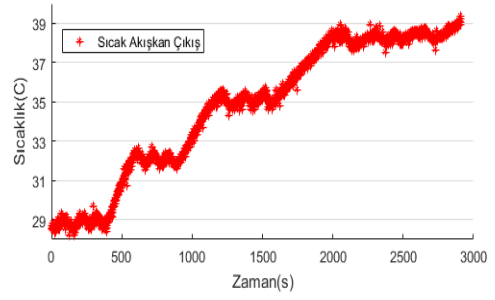
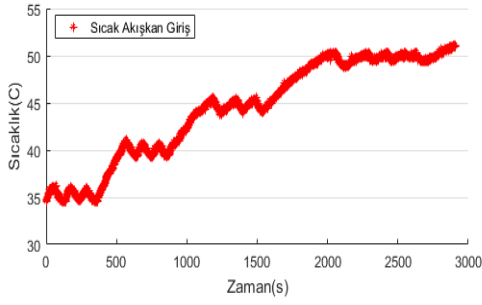
```

EK B : Deneysel Veri Grafikleri





Şekil B.3 : C10H12 tek geçişli sistemin sıcaklık grafiği



Şekil B.4 : C12H10 tek geçişli sistemin sıcaklık grafiği

EK C : Çift Geçişli GBID Deneysel ve Simülasyon Sonuçları**Çizelge C.1 : Soğuk akışkanın 5 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.**

C5H10	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	16,8	30,5	25,3				
Matlab	35	16,8	31,7	23,3		-1,2		2
Unilab	35	16,8	31,6	23,4	-1,1		1,9	
Deneysel	40,4	16,8	34,7	28,2				
Matlab	40	16,8	36,2	25,3		-1,5		2,9
Unilab	40	16,8	35,7	25,3	-1		2,9	
Deneysel	45	16,8	37,7	31,3				
Matlab	45	16,8	39,9	26,9		-2,2		4,4
Unilab	45	16,8	39,7	27,1	-2		2	
Deneysel	50	16,8	41,6	33,6				
Matlab	50	16,8	44	28,7		-2,4		4,9
Unilab	50	16,8	43,8	29	-2,2		2,5	
Ortalama hata kareleri toplamı					2,76	3,21	12,71	13,95
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							7,73	8,76

Çizelge C.2 : Soğuk akışkanın 15 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.

C15H12	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35,1	15,6	27,2	21,8				
Matlab	35	15,6	29,8	19,9		-2,6		1,9
Unilab	35	15,6	28,6	19,8	-1,4		2	
Deneysel	40	15,6	31	22,8				
Matlab	40	15,6	33,3	20,9		-2,3		1,9
Unilab	40	15,6	33	21	-2		1,8	
Deneysel	45	15,6	34,1	24,3				
Matlab	45	15,6	36,9	22		-2,8		2,3
Unilab	45	15,6	36,7	22,1	-2,6		2,2	
Deneysel	50	15,6	37	26				
Matlab	50	15,6	40,6	25,9		-3,6		0,1
Unilab	50	15,6	40	23,7	-3		2,3	
Ortalama hata kareleri toplamı					5,43	8,21	5,57	3,13
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							4,89	5,67

Çizelge C.3 : Soğuk akışkanın 5 l/dk, sıcak akışkanın 7 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.

C5H7	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	16,3	28,5	25,3				
Matlab	35	16,3	30,6	22,5		-2,1		2,8
Unilab	35	16,3	30,4	22,5	-1,9		2,8	
Deneysel	40	16,3	32,8	26,3				
Matlab	40	16,3	34,4	24,1		-1,6		2,2
Unilab	40	16,3	33,2	24,2	-0,4		2,1	
Deneysel	45	16,3	35,7	29,3				
Matlab	45	16,3	38,2	25,8		-2,5		3,5
Unilab	45	16,3	38	25,9	-2,3		3,4	
Deneysel	50	16,3	39,4	31,1				
Matlab	50	16,3	42,1	27,4		-2,7		3,7
Unilab	50	16,3	41,7	27,7	-2,3		3,4	
Ortalama hata kareleri toplamı					3,59	5,13	8,84	9,66
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							6,22	7,39

Çizelge C.4 : Soğuk akışkanın 12 l/dk, sıcak akışkanın 15 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.

C12H15	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	16,3	30,1	22,4				
Matlab	35	16,3	30	22,6		0,1		-0,2
Unilab	35	16,3	31	20,8	-0,9		1,6	
Deneysel	40	16,3	33,4	24,5				
Matlab	40	16,3	33,6	24,3		-0,2		0,2
Unilab	40	16,3	35,4	21,1	-2		3,4	
Deneysel	45	16,3	37	26,2				
Matlab	45	16,3	37,3	26		-0,3		0,2
Unilab	45	16,3	39,3	23,4	-2,3		2,8	
Deneysel	50	16,3	41	27,5				
Matlab	50	16,3	40,9	27,7		0,1		-0,2
Unilab	50	16,3	43,4	25,5	-2,4		2	
Ortalama hata kareleri toplamı					3,96	0,04	6,49	0,04
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							5,23	0,04

Çizelge C.5 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 7 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.

C10H7	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	15,7	27,4	21				
Matlab	35	15,7	29,5	19,5		-2,1		1,5
Unilab	35	15,7	29,3	19,6	-1,9		1,4	
Deneysel	40	15,7	30,7	22,2				
Matlab	40	15,7	33	20,5		-2,3		1,7
Unilab	40	15,7	32,9	20,6	-2,2		1,6	
Deneysel	45	15,7	33,8	23,8				
Matlab	45	15,7	36,6	21,5		-2,8		2,3
Unilab	45	15,7	36,2	21,7	-2,4		2,1	
Deneysel	50	15,7	36,6	25,2				
Matlab	50	15,7	40,2	22,5		-3,6		2,7
Unilab	50	15,7	39,8	22,8	-3,2		2,4	
Ortalama hata kareleri toplamı					6,11	7,63	3,67	4,43
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							4,89	6,03

Çizelge C.6 : Soğuk akışkanın 12 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.

C12H10	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35,3	15,6	27	22,6				
Matlab	35	15,6	30,9	19,3		-3,9		3,3
Unilab	35	15,6	30	19,7	-3		2,9	
Deneysel	40	15,6	31,1	23,7				
Matlab	40	15,6	34,5	20,2		-3,4		3,5
Unilab	40	15,6	33,3	21,1	-2,2		2,6	
Deneysel	44,9	15,6	32,5	25,9				
Matlab	45	15,6	38,3	21,1		-5,8		4,8
Unilab	45	15,6	35,5	22,6	-3		3,3	
Deneysel	50	15,6	35,6	26,9				
Matlab	50	15,6	42,3	22		-6,7		4,9
Unilab	50	15,6	39,4	24,3	-3,8		2,6	
Ortalama hata kareleri toplamı					9,32	26,33	8,20	17,55
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							8,76	21,94

Çizelge C.7 : Soğuk akışkanın 15 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.

C15H10	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	16,8	27,6	21,7				
Matlab	35	16,8	30	20,2		-2,4		1,5
Unilab	35	16,8	29,2	20,5	-1,6		1,2	
Deneysel	40	16,8	30,4	23,2				
Matlab	40	16,8	33,6	21,1		-3,2		2,1
Unilab	40	16,8	32,6	21,6	-2,2		1,6	
Deneysel	45	16,8	35,4	24,5				
Matlab	45	16,8	37,2	22		-1,8		4,8
Unilab	45	16,8	35,9	22,7	-0,5		1,8	
Deneysel	49,8	16,8	36,1	25,9				
Matlab	50	16,8	40,7	22,9		-4,6		3
Unilab	50	16,8	39,6	23,8	-3,5		2,1	
Ortalama hata kareleri toplamı					4,98	10,10	2,91	5,48
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							3,94	7,79

Çizelge C.8 : Soğuk akışkanın 12 l/dk, sıcak akışkanın 7 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.

C12H7	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35,5	15,7	26,3	20,9				
Matlab	35	15,7	30,4	18,7		-4,1		2,2
Unilab	35	15,7	28,6	19,3	-2,3		1,6	
Deneysel	40	15,7	28,8	22,2				
Matlab	40	15,7	33,7	19,4		-4,9		2,8
Unilab	40	15,7	31,8	20,4	-3		1,8	
Deneysel	45	15,7	31,6	23,5				
Matlab	45	15,7	37,5	20,1		-5,9		3,4
Unilab	45	15,7	34,9	22,5	-3,3		1	
Deneysel	49,8	15,7	34,9	24				
Matlab	50	15,7	41	20,8		-6,1		3,2
Unilab	50	15,7	38	26	-3,1		-2	
Ortalama hata kareleri toplamı					8,70	28,21	2,70	8,62
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							5,70	18,42

Çizelge C.9 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 15 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.

C10H15	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	16,3	29,9	22,6				
Matlab	35	16,3	31,8	21		-1,9		1,6
Unilab	35	16,3	31,6	20	-1,7		2,6	
Deneysel	40	16,3	33,5	24,8				
Matlab	40	16,3	36	22,3		-2,5		2,5
Unilab	40	16,3	35,7	21,3	-2,2		3,5	
Deneysel	45	16,3	37,3	26,6				
Matlab	45	16,3	40,2	23,6		-2,9		3
Unilab	45	16,3	39,8	22,6	-2,5		4	
Deneysel	50	16,3	41	28,5				
Matlab	50	16,3	44,3	24,8		-3,3		3,7
Unilab	50	16,3	43,9	23,9	-2,9		4,6	
Ortalama hata kareleri toplamı					5,60	7,29	14,04	7,88
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							9,82	7,58

Çizelge C.10 : Soğuk akışkanın 7 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.

C7H12	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	15,9	30,3	23,9				
Matlab	35	15,9	31,6	21,6		-1,3		2,3
Unilab	35	15,9	31,5	21,8	-1,2		2,1	
Deneysel	40	15,9	34,1	25,9				
Matlab	40	15,9	35,8	23,1		-1,7		2,8
Unilab	40	15,9	35,6	23,3	-1,5		2,6	
Deneysel	45	15,9	38,7	26,7				
Matlab	45	15,9	39,9	24,6		-1,2		2,1
Unilab	45	15,9	39,7	23,8	-1		2,9	
Deneysel	50	15,9	41,6	30,3				
Matlab	50	15,9	44	26		-2,4		4,3
Unilab	50	15,9	43,7	26,5	-2,1		3,8	
Ortalama hata kareleri toplamı					2,28	2,94	8,50	9,01
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							5,39	5,98

Çizelge C.11 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.

C10H12	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	15,6	29,1	22,6				
Matlab	35	15,6	31,2	20,1		-2,1		2,5
Unilab	35	15,6	28,6	20,1	0,5		2,5	
Deneysel	40	15,6	32,7	24,3				
Matlab	40	15,6	35,3	21,3		-2,6		3
Unilab	40	15,6	31,8	20,4	0,9		3,9	
Deneysel	45	15,6	36,2	26,1				
Matlab	45	15,6	39,3	22,5		-3,1		3,6
Unilab	45	15,6	39	23,9	-2,8		2,2	
Deneysel	50	15,6	39,8	27,8				
Matlab	50	15,6	43,3	23,6		-3,5		4,2
Unilab	50	15,6	43,9	23,5	-4,1		4,3	
Ortalama hata kareleri toplamı					6,43	8,26	11,20	11,46
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							8,81	9,86

Çizelge C.12 : Soğuk akışkanın 7 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle çift geçişli GBID'ye beslenmesi.

C7H10	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	15,3	28,8	22,3				
Matlab	35	15,3	31	21		-2,2		1,3
Unilab	35	15,3	30,6	21,1	-1,8		1,2	
Deneysel	40,2	15,3	32,3	25,4				
Matlab	40	15,3	35,1	22,6		-2,8		2,8
Unilab	40	15,3	34,9	22,6	-2,6		2,8	
Deneysel	45	15,3	35,1	27,6				
Matlab	45	15,3	38,9	24		-3,8		3,6
Unilab	45	15,3	38,8	24	-3,7		3,6	
Deneysel	49,6	15,3	38,4	30,2				
Matlab	50	15,3	42,6	25,3		-4,2		4,9
Unilab	50	15,3	42,7	25,6	-4,3		4,6	
Ortalama hata kareleri toplamı					10,55	11,19	10,85	11,63
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							10,70	11,41

EK D : Tek Geçişli GBID Deneysel ve Simülasyon Sonuçları**Çizelge D.1 :** Soğuk akışkanın 7 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C7H10	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35,5	17,2	31,1	23				
Matlab	35	17,2	32,2	22		-1,1		1
Unilab	35	17,2	31,7	21,8	-0,6		1,2	
Deneysel	40,3	17,2	35,4	24,2				
Matlab	40	17,2	36,1	23,2		-0,7		1
Unilab	40	17,2	35,7	23,2	-0,3		1	
Deneysel	45	17,2	38,5	26,4				
Matlab	45	17,2	39,9	24,5		-1,4		1,9
Unilab	45	17,2	39,7	24,5	-1,2		1,9	
Deneysel	49,8	17,2	42,6	27,5				
Matlab	50	17,2	43,8	25,7		-1,2		1,8
Unilab	50	17,2	43	26	-0,4		1,5	
Ortalama hata kareleri toplamı					0,51	1,28	2,08	2,21
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							1,29	1,74

Çizelge D.2 : Soğuk akışkanın 12 l/dk, sıcak akışkanın 7 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C12H7	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35,6	16,7	28,5	20,8				
Matlab	35	16,7	30,4	19,7		-1,9		1,1
Unilab	35	16,7	29,8	19,9	-1,3		0,9	
Deneysel	40	16,7	32,2	21,2				
Matlab	40	16,7	33,6	20,4		-1,4		0,8
Unilab	40	16,7	33,3	20,5	-1,1		0,7	
Deneysel	45,3	16,7	35,2	22,5				
Matlab	45	16,7	37,5	21,3		-2,3		1,2
Unilab	45	16,7	37	21,6	-1,8		0,9	
Deneysel	50	16,7	38,5	23,4				
Matlab	50	16,7	40,9	22		-2,4		1,4
Unilab	50	16,7	40,4	22,2	-1,9		1,2	
Ortalama hata kareleri toplamı					2,44	4,15	0,89	1,31
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							1,66	2,73

Çizelge D.3 : Soğuk akışkanın 7 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C7H12	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	34,9	17,3	31,3	23,4				
Matlab	35	17,3	32,4	23		-1,1		0,4
Unilab	35	17,3	31,9	22	-0,6		1,4	
Deneysel	40	17,3	36	24,1				
Matlab	40	17,3	37,8	24,2		-1,8		-0,1
Unilab	40	17,3	36,3	23,5	-0,3		0,6	
Deneysel	45	17,3	39,4	26,2				
Matlab	45	17,3	41	26,4		-1,6		-0,2
Unilab	45	17,3	40,4	25	-1		1,2	
Deneysel	49,9	17,3	43,8	27,7				
Matlab	50	17,3	45	27		-1,2		0,7
Unilab	50	17,3	44,2	26,3	-0,4		1,4	
Ortalama hata kareleri toplamı					0,40	2,11	1,43	0,17
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							0,92	1,14

Çizelge D.4 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 5 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C10H5	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35,9	16,8	27,9	20,8				
Matlab	35	16,8	29,5	20		-1,6		0,8
Unilab	35	16,8	28,8	19,8	-0,9		1	
Deneysel	40,7	16,8	30,9	21,7				
Matlab	40	16,8	32,7	20,8		-1,8		0,9
Unilab	40	16,8	32	20,7	-1,1		1	
Deneysel	45,7	16,8	33,9	22,7				
Matlab	45	16,8	36,1	21,6		-2,2		1,1
Unilab	45	16,8	35,6	21,6	-1,7		1,1	
Deneysel	50,5	16,8	36,7	23,7				
Matlab	50	16,8	39,2	22,4		-2,5		1,3
Unilab	50	16,8	38,5	22,5	-1,8		1,2	
Ortalama hata kareleri toplamı					2,04	4,22	1,16	1,09
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							1,60	2,66

Çizelge D.5 : Soğuk akışkanın 5 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C5H10	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35,7	16,9	32,2	23,9				
Matlab	35	16,9	31,5	22		0,7		-1,9
Unilab	35	16,9	32	22,9	-0,5		-0,9	
Deneysel	40,6	16,9	36,1	25,9				
Matlab	40	16,9	35,5	21,8		0,6		4,1
Unilab	40	16,9	36,1	24,5	-0,6		-2,7	
Deneysel	45,4	16,9	39,9	27,9				
Matlab	45	16,9	40,4	28,4		-0,5		-0,5
Unilab	45	16,9	40,3	26,3	-0,1		2,1	
Deneysel	50,4	16,9	44,3	29,5				
Matlab	50	16,9	44,2	30		-0,1		-0,5
Unilab	50	16,9	44	28	-0,2		2	
Ortalama hata kareleri toplamı					0,17	0,28	4,13	5,23
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							2,15	2,75

Çizelge D.6 : Soğuk akışkanın 7 l/dk, sıcak akışkanın 5 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C7H5	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	36,1	16,9	28,8	22,1				
Matlab	35	16,9	30,2	21,1		-1,4		1
Unilab	35	16,9	29,4	20,9	-0,6		1,2	
Deneysel	40,7	16,9	31,8	23,2				
Matlab	40	16,9	33,4	22,1		-1,6		1,1
Unilab	40	16,9	32,7	22	-0,9		1,2	
Deneysel	45,6	16,9	35,2	24,3				
Matlab	45	16,9	36,8	23,2		-1,6		1,1
Unilab	45	16,9	36,1	23,1	-0,9		1,2	
Deneysel	50,2	16,9	38,1	25,5				
Matlab	50	16,9	40	24,2		-1,9		1,3
Unilab	50	16,9	39,5	24,8	-1,4		0,7	
Ortalama hata kareleri toplamı					0,98	2,67	1,20	1,28
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							1,09	1,98

Çizelge D.7 : Soğuk akışkanın 12 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C12H10	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	16,9	30	21				
Matlab	35	16,9	31,2	20,1		-1,2		0,9
Unilab	35	16,9	31	20,1	-1		0,9	
Deneysel	40	16,9	33,4	22,4				
Matlab	40	16,9	35,2	21		-1,8		1,4
Unilab	40	16,9	34,9	21	-1,5		1,4	
Deneysel	45	16,9	37,2	23,4				
Matlab	45	16,9	39,1	21,8		-1,9		1,6
Unilab	45	16,9	38,2	22	-1		1,4	
Deneysel	50	16,9	40,7	24,6				
Matlab	50	16,9	43,1	22,7		-2,4		1,9
Unilab	50	16,9	42,6	22,9	-1,9		1,7	
Ortalama hata kareleri toplamı					1,97	3,51	1,91	2,24
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							1,94	2,87

Çizelge D.8 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C10H12	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35,5	17,1	31	22,4				
Matlab	35	17,1	32,3	21		-1,3		1,4
Unilab	35	17,1	31,8	20,9	-0,8		1,5	
Deneysel	40	17,1	34,1	23				
Matlab	40	17,1	36	22		-1,9		1
Unilab	40	17,1	35,8	22	-1,7		1	
Deneysel	45	17,1	37,4	24,7				
Matlab	45	17,1	40,1	23		-2,7		1,7
Unilab	45	17,1	39,9	23,1	-2,5		1,6	
Deneysel	49,8	17,1	41,2	25,7				
Matlab	50	17,1	44	24		-2,8		1,7
Unilab	50	17,1	44	24,2	-2,8		1,5	
Ortalama hata kareleri toplamı					4,40	5,11	2,02	2,19
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							3,21	3,65

Çizelge D.9 : Soğuk akışkanın 15 l/dk, sıcak akışkanın 10 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C15H10	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	17,2	29,9	20,6				
Matlab	35	17,2	31,1	19,8		-1,2		0,8
Unilab	35	17,2	30,8	19,9	-0,9		0,7	
Deneysel	40	17,2	34,9	21,8				
Matlab	40	17,2	35	20,5		-0,1		1,3
Unilab	40	17,2	34,7	20,7	0,2		1,1	
Deneysel	45	17,2	36,6	22,8				
Matlab	45	17,2	38,9	21,3		-2,3		1,5
Unilab	45	17,2	38,5	21,5	-1,9		1,3	
Deneysel	50	17,2	40,1	23,8				
Matlab	50	17,2	42,8	22		-2,7		1,8
Unilab	50	17,2	42,3	22,3	-2,2		1,5	
Ortalama hata kareleri toplamı					2,32	3,51	1,41	1,96
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							1,87	2,73

Çizelge D.10 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 7 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C10H7	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	16,7	29	20,9				
Matlab	35	16,7	30,2	20,1		-1,2		0,8
Unilab	35	16,7	30,1	20,1	-1,1		0,8	
Deneysel	40,3	16,7	32,5	22,1				
Matlab	40	16,7	34,1	21		-1,6		1,1
Unilab	40	16,7	33,7	21	-1,2		1,1	
Deneysel	45,1	16,7	37,3	23,4				
Matlab	45	16,7	37,7	21,9		-0,4		1,5
Unilab	45	16,7	37,3	22	0		1,4	
Deneysel	50	16,7	38,7	24,6				
Matlab	50	16,7	41,3	22,8		-2,6		1,8
Unilab	50	16,7	40,9	23	-2,2		1,6	
Ortalama hata kareleri toplamı					1,87	2,73	1,59	1,84
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							1,73	2,28

Çizelge D.11 : Soğuk akışkanın 10 l/dk, sıcak akışkanın 15 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C10H15	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	17,8	32,4	21,6				
Matlab	35	17,8	32,5	21,6		-0,1		0
Unilab	35	17,8	32,4	21,6	0		0	
Deneysel	40	17,8	36,7	22,7				
Matlab	40	17,8	36,7	22,7		0		0
Unilab	40	17,8	36,6	22,3	0,1		0,4	
Deneysel	45	17,8	39,7	25,6				
Matlab	45	17,8	41	23,8		-1,3		1,8
Unilab	45	17,8	40,8	23,8	-1,1		1,8	
Deneysel	49,7	17,8	43,3	26,9				
Matlab	50	17,8	45	24,8		-1,7		2,1
Unilab	50	17,8	45	25	-1,7		1,9	
Ortalama hata kareleri toplamı					1,03	1,15	1,75	1,91
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							1,39	1,53

Çizelge D.12 : Soğuk akışkanın 15 l/dk, sıcak akışkanın 12 l/dk debiyle tek geçişli GBID'ye beslenmesi.

C15H12	Hin	Cin	Hout	Cout	Δthu	Δthm	Δtcu	Δtcm
Deneysel	35	17,8	30	21,6				
Matlab	35	17,8	31,6	20,5		-1,6		1,1
Unilab	35	17,8	31,5	20,6	-1,5		1	
Deneysel	40	17,8	33,8	22,7				
Matlab	40	17,8	35,6	21,3		-1,8		1,4
Unilab	40	17,8	35,5	21,4	-1,7		1,3	
Deneysel	45	17,8	37,6	23,7				
Matlab	45	17,8	39,6	22,1		-2		1,6
Unilab	45	17,8	39,5	22,2	-1,9		1,5	
Deneysel	50	17,8	41,1	24,9				
Matlab	50	17,8	43,7	22,9		-2,6		2
Unilab	50	17,8	43,4	23	-2,3		1,9	
Ortalama hata kareleri toplamı					3,51	4,14	2,14	2,43
Sıcak ve soğuk akışkanların ortalama hata karelerinin ortalaması (unilab/matlab)							2,82	3,29

EK E: Alınan ve Verilen Isıl Yük Miktarları**Çizelge E.1: Tek Geçişli Sistemde Isıl Yükler**

	35°C		40°C		45°C		50°C	
	Qalınan	Qverilen	Qalınan	Qverilen	Qalınan	Qverilen	Qalınan	Qverilen
C15H12	3,97	4,18	5,12	5,18	6,16	6,35	7,41	7,69
C5H7	2,53	2,54	3,07	3,10	3,60	3,69	4,19	4,24
C5H10	2,43	2,57	3,13	3,20	3,13	3,20	4,24	4,45
C10H5	2,78	2,78	3,41	3,41	4,11	4,14	4,87	4,80
C7H5	2,53	2,54	3,07	3,10	3,63	3,62	4,19	4,24
C12H15	4,43	4,51	4,84	4,91	5,68	5,95	6,85	7,21
C7H10	2,82	3,13	3,41	3,69	4,48	4,59	5,02	5,43
C10H7	2,92	2,98	3,76	3,90	3,76	3,90	5,50	5,51
C12H10	3,42	3,55	4,59	4,73	5,43	5,64	6,43	6,54
C15H10	3,55	3,62	3,55	3,62	5,85	5,99	6,89	7,24
C12H7	3,42	3,46	3,76	3,99	4,82	4,88	5,60	5,60
C10H15	3,77	3,83	4,57	4,82	5,51	5,81	6,43	6,75
C7H12	2,97	3,26	3,31	3,34	4,34	4,68	5,07	5,51
C10H12	3,69	3,76	4,11	4,18	5,29	5,68	5,99	6,52

Çizelge E.2: Tek Geçişli Sistemde Alınan/Verilen Isıl Yük Oranı

	35°C	40°C	45°C	50°C
	Oran	Oran	Oran	Oran
C15H12	0,95	0,99	0,97	0,96
C5H7	1,00	0,99	0,98	0,99
C5H10	0,95	0,98	0,98	0,95
C10H5	1,00	1,00	0,99	1,00
C7H5	1,00	0,99	0,98	0,99
C12H15	0,99	0,99	0,95	0,95
C7H10	0,90	0,92	0,98	0,92
C10H7	0,98	0,96	0,96	1,00
C12H10	0,96	0,97	0,96	0,98
C15H10	0,98	0,98	0,98	0,95
C12H7	0,99	0,94	0,99	1,00
C10H15	0,98	0,95	0,95	0,95
C7H12	0,91	0,99	0,93	0,92
C10H12	0,98	0,98	0,93	0,92
ortalama	0,97	0,97	0,97	0,96
maks	1,00	1,00	0,99	1,00
min	0,90	0,92	0,93	0,92
std	0,03	0,02	0,02	0,03

Çizelge E.3: Çift Geçişli Sistemde Isıl Yükler

	35°C		40°C		45°C		50°C	
	Qalınan	Qverilen	Qalınan	Qverilen	Qalınan	Qverilen	Qalınan	Qverilen
C15H12	6,48	6,77	7,52	8,11	9,09	9,78	10,87	10,87
C5H7	3,14	3,17	3,48	3,61	4,53	4,58	5,16	5,75
C5H10	2,96	3,20	3,97	4,11	5,05	5,36	5,85	6,13
C10H5	3,76	3,76	4,53	4,63	5,64	5,64	6,41	6,58
C7H5	3,14	3,17	3,48	3,61	4,53	4,58	5,16	5,75
C12H15	5,10	5,23	6,86	7,84	8,28	9,61	9,36	10,45
C7H10	3,56	3,90	5,02	5,36	5,80	6,27	6,53	6,97
C10H7	3,69	3,90	4,53	5,22	5,43	6,58	6,55	7,85
C12H10	5,85	5,85	6,19	6,27	8,61	8,64	10,03	10,03
C15H10	5,12	5,29	6,69	6,97	6,69	6,97	9,51	10,87
C12H7	4,35	4,39	5,43	5,56	6,52	6,58	7,27	7,71
C10H15	5,29	5,54	6,83	7,32	8,08	8,88	9,41	10,87
C7H12	3,90	4,18	4,88	5,43	5,27	7,02	7,02	8,36
C10H12	4,88	5,10	6,06	6,60	7,32	7,44	8,50	8,61

Çizelge E.4: Çift Geçişli Sistemde Alınan/Verilen Isıl Yük Oranı

	35°C	40°C	45°C	50°C
	Oran	Oran	Oran	Oran
C15H12	0,96	0,93	0,93	1,00
C5H7	0,99	0,97	0,99	0,90
C5H10	0,92	0,97	0,94	0,95
C10H5	1,00	0,98	1,00	0,97
C7H5	0,99	0,97	0,99	0,90
C12H15	0,98	0,87	0,86	0,90
C7H10	0,91	0,94	0,93	0,94
C10H7	0,95	0,87	0,83	0,83
C12H10	1,00	0,99	1,00	1,00
C15H10	0,97	0,96	0,96	0,88
C12H7	0,99	0,98	0,99	0,94
C10H15	0,96	0,93	0,91	0,87
C7H12	0,93	0,90	0,75	0,84
C10H12	0,96	0,92	0,98	0,99
ortalama	0,96	0,94	0,93	0,92
maks	1,00	0,99	1,00	1,00
min	0,91	0,87	0,75	0,83
std	0,03	0,04	0,07	0,06

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Murat Boran
Doğum Tarihi ve Yeri : 15.03.1989 Sivas
E-posta : muratboran@outlook.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Kimya Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : (2017 -) Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2014-2015, Refkar Soğutma ve Isı Transfer Cihazları San ve Tic. Ltd.Şti.
- 2016- , Refkar Soğutma ve Isı Transfer Cihazları San ve Tic. Ltd.Şti