

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

**GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN YENİ
NESİL PERDELİ OLARAK OPTİMUM TASARIMI,
PROTOTİP İMALATI VE TESTİ**

DOKTORA TEZİ

Nihat BİÇER

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Tahsin ENGİN

Aralık 2020

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Nihat BİÇER

02.12.2020

ÖNSÖZ

Gövde borulu ısı değıştirici tasarımında ısı geçişinin artırılması ve basınç düşüşünün azaltılması hedeflenmektedir. Gövde içindeki akışkanın izlediği yolun uzatılması, hedeflerden biri olan ısı geçişini artırmaktadır. Bu çözüm çoğunlukla, geleneksel perde türünde basınç düşüş miktarında artış ile sonuçlanmaktadır. Günümüze kadar olan çalışmalarda, geleneksel perdelerin kesim oranının optimizasyonu ile ısı geçişi ve basınç düşüşünde sınırlı bir oranda iyileştirme yapılabilmektedir. Bunun nedeni, perdenin akışı engelleyici yapısı ve arkasındaki ölü bölgelerin azaltılamamış olmasıdır. Helisel perde türlerinde ise üretim zorluklarıyla karşılaşmaktadır. Çalışmada, yeni nesil perdeler tasarlanmış, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile analiz edilmiştir. HAD sonuçlarına göre, en uygun bulunan üç bölmeli perde için Taguchi deneysel optimizasyon yöntemiyle, ısı geçişi ve basınç düşüşünü etkileyen parametrelerin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sonuçlarına göre en uygun tasarım prototip olarak üretilmiş ve HAD sonuçları deneylerle doğrulanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, sıcaklık farkı değerinde %7 iyileştirme sağlanırken aynı anda basınç düşüşünde %49 oranında azalma gerçekleştirilmiştir. Bulunan sonuçların yaygınlaştırılması için dairesel perde modeli ve bu modele bağlı boyutsuz parametreler geliştirilmiştir. Boyutsuz sayılarla yapılan Taguchi deneysel optimizasyon yöntemiyle, sıcaklık farkı değerinde %17,8 artış sağlanırken, aynı anda basınç düşüşünde %32,6 oranında azalma gerçekleştirilmiştir.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
TABLolar LİSTESİ	xiv
ÖZET	xvi
SUMMARY	xvii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri.....	10
1.1.1. Çalışması.....	11
1.1.2. TEMA Standartları.....	11
1.2. Amaç.....	22
1.3. Kapsam.....	22
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR İNCELEMESİ.....	24
BÖLÜM 3.	
TASARIM ÇALIŞMALARI.....	40
3.1. Bilgisayar Destekli Tasarım Çalışmaları.....	40
3.1.1. Geleneksel perde tasarımı.....	40
3.1.2. Dairesel bir ve iki bölmeli perde tasarımı.....	43
3.1.3. Dairesel üç bölmeli perde tasarımı.....	44

3.1.4. Dairesel çok bölmeli perde tasarımı.....	50
3.2. Boyutsuz Parametreler.....	51
BÖLÜM 4.	
HESAPLAMA MODELİ VE SAYISAL YÖNTEM.....	56
4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Akış Çizelgesi.....	56
4.2. Korunum Denklemleri.....	58
4.3. Modelin Geometrik Özellikleri.....	62
4.4. Kern Yöntemine Göre Geleneksel Perdeli Gövde Borulu Isı Değiştiricinin Basınç Düşüşü Değerinin Hesaplanması.....	65
4.5. Isı Değiştirici Tasarım Denklemleri.....	70
4.6. Geleneksel ve Üç Bölmeli Perde Özellikleri.....	72
4.7. Dairesel Çok Bölmeli Perde Özellikleri.....	73
4.8. HAD Analizleri.....	75
BÖLÜM 5.	
DENEY TASARIMI VE TAGUCHİ YÖNTEMİ.....	82
5.1. Deney Tasarımı.....	82
5.2. Taguchi Yöntemi.....	84
5.3. Taguchi Yönteminin Üç Bölmeli Perdeye Uygulanması.....	89
5.4. Taguchi Yönteminin Dairesel Çok Bölmeli Perdeye Uygulanması...	90
BÖLÜM 6.	
DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	93
6.1. Deneysel Kurulum ve Test Prosedürü.....	93
6.2. Deney Sisteminin Otomasyonu.....	95
6.3. Belirsizlik Analizi.....	98
BÖLÜM 7.	
SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	100
7.1. Üç Bölmeli ve Geleneksel Perdenin HAD Sonuçları.....	100

7.2. Dairesel Altı Bölmeli Perdenin HAD Sonuçları.....	105
7.3. Üç Bölmeli Perdenin Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi Sonuçları.....	112
7.4. Dairesel Çok Bölmeli Perdenin Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi Sonuçları.....	117
7.5. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Sonuçlarının Doğrulanması.....	130
7.6. Sonuçlar ve Değerlendirme.....	132
 KAYNAKLAR	 134
EKLER.....	143
ÖZGEÇMİŞ	198

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Perdeler arasındaki mesafe (mm)
A_c	: Perdenin kapalı alanı (mm ²)
A_o	: Perdenin açık alanı (mm ²)
A_s	: Boru demeti çapraz akış alanı (mm ²)
B	: Perdelerin dönüş açısı (°)
B_c	: Perde kesim oranı (%)
B_s	: Bölme sayısı
C	: Dış çapın iç çapa oranı
C	: İç borular arasındaki boşluk (mm)
CAD	: Bilgisayar destekli tasarım
CL	: Boru yerleşim sabiti
CTP	: Bir boruya karşılık gelen alan (mm ²)
c_p	: Akışkanın özgül ısısı (kJ/kg. K)
D	: Açıklığın merkeze göre açısı (°)
D_{ctl}	: En dıştaki iç borunun merkezinden geçen dairenin çapı (mm)
D_e	: Gövde eşdeğer çapı (mm)
D_{ga}	: Gövde içinden geçen akışkanın giriş ve çıkış çapı (mm)
d_i	: İç boru iç çapı (mm)
D_k	: Perde dönüş katsayısı
d_o	: İç boru dış çapı (mm)
D_{otl}	: En dıştaki iç borunun dışına temas eden dairenin çapı (mm)
D_s	: Dönüş sayısı
D_s	: Gövde iç çapı (mm)
ΔT	: Sıcaklık farkı (K)

Δp	: Basınç düşüşü (Pa)
Δp_s	: Gövde tarafı basınç düşüşü (Pa)
Δp_t	: Boru tarafı basınç düşüşü (Pa)
E	: Açık alanın kapalı alana oranı
F	: Bölme sayısı
$\vec{F}$	: Kütle kuvveti (N)
f_s	: Gövde tarafı sürtünme faktörü
f_t	: Boru tarafı sürtünme faktörü
G	: Perde akışa kapalı alan düzeyi
G_s	: Gövde kütle akış hızı ($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)
G_t	: Boru kütle akış hızı ($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)
$\vec{g}$	: Yer çekimi ivmesi vektörü (m/s^2)
GBID	: Gövde borulu ısı değiştirici
H	: Perde sayısı
HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
h_s	: Gövde tarafı ısı geçiş katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)
h_t	: Boru tarafı taşınım katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)
I	: Dönüş sayısı
J	: Gövde boyu eksenli perde pozisyonu katsayısı
K	: Kapsama faktörü
k	: Türbülans kinetik enerjisi (J)
k_s	: Gövde tarafı akışkanın ısı iletkenliği (W/mK)
k_t	: Boru tarafı akışkanın ısı iletkenliği (W/mK)
K_{ry}	: Perdenin akışa kapalı bölgesinin düzeyi
K_z	: Gövde boyu eksenli perde pozisyonu katsayısı
L	: Gövde içindeki iç boruların uzunluğu (mm)
L_{bb}	: Gövde iç çapından boru demetinin bittiği noktaya olan geçiş uzaklığı (çapsal) (mm)
L_{bch}	: Perde kesim mesafesi (mm)
L_g	: Gövdenin uzunluğu (mm)
LMTD	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı

L_s	: Perdeler arasındaki mesafe (mm)
$\dot{m}$	: Kütle akış debisi (kg/s)
$\dot{m}_s$	: Gövde tarafı kütle akış debisi (kg/s)
$\dot{m}_t$	: Boru tarafı kütle akış debisi (kg/s)
N_p	: Boru tarafındaki geçiş sayısı
N_b	: Gövde tarafındaki perde sayısı
N_t	: İç boru sayısı
Nu_s	: Gövde tarafı Nusselt sayısı
Nu_t	: Boru tarafı Nusselt sayısı
NTU	: Transfer birimleri sayısı
$PCHE$	: Baskılı devre ısı değiştirici
P_k	: Üretim terimi
PR	: Boru hatve oranı
Pr_s	: Gövde tarafı Prandtl sayısı
Pr_t	: Boru tarafı Prandtl sayısı
P_T	: İç borular arasındaki aralık (hatve) (mm)
Q	: Isı (kJ)
$\dot{Q}$	: Isıl güç (kW)
Re_s	: Gövde tarafı Reynolds sayısı
Re_t	: Boru tarafı Reynolds sayısı
r_s	: Perde yarıçapı (mm)
r_h	: Perde halka yarıçapı (mm)
r_y	: Yardımcı daire yarıçapı (mm)
r_a	: Açıklığı oluşturan daire yarıçapı (mm)
S^2	: Gözlem değerinin değişimi
S_m	: Kütle kaynağı (kg)
S/N	: Sinyal/Gürültü oranı
S_{ts}	: İç boru ayna yüzey alanı (m ²)
S_{wg}	: Perde pencere akış alanı (m ²)
t	: Zaman (s)
T_{c1}	: Soğuk su giriş sıcaklığı (K)

T_{c2}	: Soğuk su çıkış sıcaklığı (K)
T_{h1}	: Sıcak su giriş sıcaklığı (K)
T_{h2}	: Sıcak su çıkış sıcaklığı (K)
T_w	: Duvar sıcaklığı (K)
TEGR	: Toplam entropi üretim hızı
TEMA	: Borulu ısı değiştirici üreticileri derneği
U	: Belirsizlik (%)
U_c	: Isı değiştirici için toplam ısı geçiş katsayısı (W/m^2K)
u	: Hız (m/s)
$U_{\dot{Q}}$	: Toplam belirsizlik
$u_{\dot{Q}}$	: Belirsizlik
$u_{\dot{Q}_{Ins}}$	: Cihazların belirsizliği
$u_{\dot{Q}_{Rep}}$	: Tekrarlanabilirliğin belirsizliği
u_s	: Gövde tarafındaki akışkanın hızı (m/s)
u_t	: Boru tarafındaki akışkanın hızı (m/s)
$\vec{v}$	: Hız vektörü (m/s)
v_x	: Eksenel hız (m/s)
v_r	: Radyal hız (m/s)
v_{θ}	: Açısal hız (m/s)
v_z	: Eksenel hız (m/s)
y_i	: Performansın performans karakteristiği
x, y, z	: Kartezyen koordinat bileşenleri
r, θ, z	: Silindirik koordinat bileşenleri
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
ρ_s	: Gövde içindeki akışkan yoğunluğu (kg/m^3)
ρ_t	: Boru içindeki akışkan yoğunluğu (kg/m^3)
μ	: Dinamik viskozite (kg/m. s)
μ_b	: Gövde tarafı kütle sıcaklığındaki dinamik viskozite (kg/m. s)
μ_s	: Gövde tarafı dinamik viskozite (kg/m. s)
μ_t	: Boru tarafı dinamik viskozite (kg/m. s)
μ_t	: Türbülans viskozitesi (kg/m. s)

μ_w	: Duvar sıcaklığında boru tarafı dinamik viskozite (kg/m. s)
ε	: Türbülans enerjisinin yitimi
ε_{ijk}	: Birim tensörü
α_B	: Daire bölüm açısı (°)
β	: Perdeler arasındaki dönüş açısı (°)
θ	: Son perde ile ilk perde arasında açısal olarak alınan mesafe (°)
θ_{ctl}	: Merkez ile en dıştaki iç borunun dış yüzeyinden geçen çizgi D_{ctl} ile perde kesim çizgisinin kesiştiği nokta arasındaki açı (°)
θ_{ds}	: Gövde çapı D_s ile perde kesim çizgisinin kesiştiği nokta arasındaki açı (°)
θ_{tp}	: İç boru yerleşimi karakteristik açısı (°)
γ	: Perde açıklığının merkeze göre açısı (°)
φ	: Perdenin gövde eksenine yaptığı açı (°)
$\bar{\tau}$	: Gerilme tensörü (N/m ²)

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Çeşitli ısı değiştirici türlerine göre sıcaklık dağılımları	4
Şekil 1.2. Çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde akışkanların tahsisi	5
Şekil 1.3. Reküperatör çalışma şekli.....	6
Şekil 1.4. Su soğutma kulesi.....	7
Şekil 1.5. Plakalı ısı değiştirici.....	8
Şekil 1.6. İklimlendirme cihazında kullanılan yoğuşturucu tipi ısı değiştirici	8
Şekil 1.7. Kalorifer radyatör peteği	9
Şekil 1.8. Dört yollu dairesel ısı değiştirici.....	9
Şekil 1.9. U-tipi gövde borulu ısı değiştiricide gövde tarafı kesiti.....	11
Şekil 1.10. Gövde borulu ısı değiştiricinin elemanları	13
Şekil 1.11. I-tipi gövde borulu ısı değiştiricinin tasarım görüntüsü	14
Şekil 1.12. I-tipi gövde borulu ısı değiştiricinin tasarım görüntüsü	15
Şekil 1.13. I-tipi gövde borulu ısı değiştiricinin kesit görüntüsü.....	15
Şekil 1.14. I-tipi gövde borulu ısı değiştiricide akışın gösterimi.....	16
Şekil 1.15. Gövde borulu ısı değiştirici.....	18
Şekil 1.16. Gövde borulu ısı değiştiricilerin yeni nesil perde kullanılarak iyileştirilmesi genel iş akış şeması.....	21
Şekil 2.1. Geleneksel tek bölmeli perde ve gövde içinde izlenen yol.....	31
Şekil 2.2. Çift bölmeli perde ve gövde içinde izlenen yol.....	31
Şekil 2.3. Disk halka tipi perde ve gövde içinde izlenen yol	31
Şekil 2.4. Çubuk perde.....	32
Şekil 2.5. Çiçek perde.....	33
Şekil 2.6. Helisel perde.....	33
Şekil 2.7. Parçalı helis perde tasarımı.....	38
Şekil 3.1. Gövde borulu ısı değiştirici tasarım modeli.....	40

Şekil 3.2. Gövde borulu ısı değiştirici gövdesindeki geleneksel perdenin oluşturduğu akış çizgileri.....	41
Şekil 3.3. Gövde borulu ısı değiştiricilerin gövdesi içinde geleneksel perdenin oluşturduğu akış.....	42
Şekil 3.4. Gövde içinde hedeflenen akış çizgilerinin görüntüsü.....	42
Şekil 3.5. Dairesel tek bölmeli perde.....	43
Şekil 3.6. Dairesel tek bölmeli perdelerin ve 135 derece açıyla gövde içinde döndürülmüş montaj resmi.....	44
Şekil 3.7. Gövde içindeki kartezyen koordinatların gösterimi.....	45
Şekil 3.8. Birinci grup eksen doğrultusunda bölmeli perdeler.....	46
Şekil 3.9. Gövde içindeki silindirik koordinatların gösterimi.....	46
Şekil 3.10. İkinci grup dairel bölmeli perdeler.....	46
Şekil 3.11. Üçüncü grup üç boyutlu perdeler için örnek helisel ve çalışma kapsamında geliştirilmiş parçalı helis perde.....	47
Şekil 3.12. Dairesel üç bölmeli perde tasarım modeli parametreleri.....	48
Şekil 3.13. Dairesel üç bölmeli perde tasarım modeli açıklığın oluşturulması.....	49
Şekil 3.14. Dairesel üç bölmeli perde tasarım modelinin oluşturulması.....	50
Şekil 3.15. Dairesel perdeli tasarım modeli.....	50
Şekil 3.16. Perdedeki akışa kapalı alan düzeyi katsayısının gösterimi.....	52
Şekil 3.17. Gövde uzunluğu ve perdeler arasındaki mesafenin gösterimi.....	53
Şekil 3.18. Perdeler arasında dönüş açısı.....	54
Şekil 3.19. Perdenin z eksenine yaptığı açı.....	55
Şekil 4.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği süreci.....	57
Şekil 4.2. Gövde borulu ısı değiştiricide ısı geçişi.....	62
Şekil 4.3. İç boru yerleşim düzeni, ayna görüntüsü.....	63
Şekil 4.4. Geleneksel perdenin geometrik ölçüleri	64
Şekil 4.5. Üç bölmeli perdenin geometrik ölçüleri.....	65
Şekil 4.6. Geleneksel ve üç bölmeli perdeye sahip ısı değiştiricileri.....	73
Şekil 4.7. Geleneksel ve üç bölmeli perdelerin geometrik ölçüleri	73
Şekil 4.8. Dairesel çok bölmeli perde yapısı.....	74
Şekil 4.9. Dairesel altı bölmeli perdenin gövde borulu ısı değiştiricide gösterimi....	75
Şekil 4.10. HAD analizinin özet şeması.....	76

Şekil 4.11. Ağ yapısının genel görüntüsü.....	77
Şekil 4.12. Sayısal çözümün eleman sayısı bağımsızlığı.....	81
Şekil 5.1. Deney tasarımı yönteminin süreç akışı.....	84
Şekil 5.2. Çalışmada yeni geliştirilen ve önerilen ürün geliştirme süreci.....	87
Şekil 5.3. Üç bölmeli perdenin kesit görüntüsü.....	89
Şekil 5.4. Dairesel altı bölmeli perdede faktörlerin gösterimi.....	91
Şekil 6.1. Deney sisteminin görüntüsü.....	93
Şekil 6.2. Deney sisteminin tasarım görüntüsü.....	94
Şekil 6.3. Deney sisteminin şematik olarak gösterimi.....	95
Şekil 6.4. Deney verilerini okumak ve kayıt altına almak için kullanılan PLC ekranının görüntüsü.....	90
Şekil 7.1. Isı değiştiricide 0,5 kg/s kütle akış hızında sıcaklık dağılımları.....	101
Şekil 7.2. Isı değiştiricide 0,5 kg/s kütle akış hızında basınç dağılımları.....	102
Şekil 7.3. Isı değiştiricide 0,5 kg/s kütle akış hızında hız akış çizgileri.....	103
Şekil 7.4. Geleneksel perde hız akış çizgileri.....	106
Şekil 7.5. Üç bölmeli perde hız akış çizgileri.....	107
Şekil 7.6. Dairesel altı bölmeli perde hız akış çizgileri.....	108
Şekil 7.7. Dairesel altı bölmeli, üç bölmeli ve geleneksel perdelerin karşılaştırmalı hız akış çizgileri.....	108
Şekil 7.8. Dairesel altı bölmeli, üç bölmeli ve geleneksel perde basınç düşüşü sonuçları.....	109
Şekil 7.9. Gövdeden geçen suyun Reynolds sayısının Nusselt Sayısı ile değişimi...	111
Şekil 7.10. Gövdeden geçen suyun Reynolds sayısının basınç düşüşü ile değişimi.	111
Şekil 7.11. Gövdeden geçen suyun Reynolds sayısının etkinlik değeri ile değişimi.	112
Şekil 7.12. Soğuk su çıkış sıcaklığı için Minitab istatistik yazılımı ile yapılan ortalama değer sonuçları.....	113
Şekil 7.13. Soğuk su çıkış sıcaklığı için Minitab istatistik yazılımı ile yapılan Sinyal/Gürültü oranı sonuçları.....	114
Şekil 7.14. Basınç düşüşü değeri için Minitab istatistik yazılımı ile yapılan ortalama değer sonuçları.....	115
Şekil 7.15. Basınç düşüşü değeri için Minitab istatistik yazılımı ile yapılan Sinyal/Gürültü oranı sonuçları.....	115

Şekil 7.16. Sıcaklık farkı karşılığının faktörler ve seviyeleri bazında ortalama değerlerini gösteren Minitab programıyla elde edilen grafik.....	119
Şekil 7.17. Sıcaklık farkı karşılığının faktörler ve seviyeleri bazında sinyal gürültü oranını gösteren Minitab programıyla elde edilen grafik.....	120
Şekil 7.18. Basınç düşüşü karşılığının faktörler ve seviyeleri bazında ortalama değerlerini gösteren Minitab programıyla elde edilen grafik.....	121
Şekil 7.19. Basınç düşüşü karşılığının faktörler ve seviyeleri bazında sinyal gürültü oranını gösteren Minitab programıyla elde edilen grafik.....	122
Şekil 7.20. Sıcaklık farkı için standartlaştırılmış etkilerin pareto grafiği.....	124
Şekil 7.21. Sıcaklık farkı kalıntı değerlerinin grafikleri.....	124
Şekil 7.22. Basınç düşüşü standartlaştırılmış etkilerin pareto grafiği.....	126
Şekil 7.23. Basınç düşüşü kalıntı değerlerinin grafikleri.....	127
Şekil 7.24. En yüksek sıcaklık ve en düşük basınç değerleri için optimizasyon sonuçlarının grafiği.....	128
Şekil 7.25. Isı değiştiricinin basınç düşüşü değerlerinin deneysel ve HAD analizi sonuçlarının karşılaştırılması.....	130
Şekil 7.26. Isı değiştiricinin ısı geçiş miktarı değerlerinin deneysel ve HAD analizi sonuçlarının karşılaştırılması.....	130

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1. Yapısı temel alınarak ısı değıştircilerin sınıflandırılması.....	5
Tablo 3.1. Perde tasarım grupları.....	45
Tablo 3.2. Perde tasarım parametreleri.....	47
Tablo 3.3. Üç bölmeli perde modeli parametreleri.....	48
Tablo 3.4. Dairesel perde modeli parametreleri.....	51
Tablo 3.5. Akışa kapalı alan düzeyi katsayısının hesaplanması örneği.....	52
Tablo 3.6. Boyutsuz parametreler tablosu.....	55
Tablo 4.1. Akış parametreleri.....	56
Tablo 4.2. Tasarım parametreleri.....	56
Tablo 4.3. Gövde borulu ısı değıştircinin geometrik parametreleri.....	63
Tablo 4.4. Geleneksel perdenin geometrik parametreleri.....	64
Tablo 4.5. Üç bölmeli perdenin özellikleri.....	65
Tablo 4.6. Geleneksel perdeli gövde borulu ısı değıştircinin Kern Yöntemine göre basınç düşüşünü hesaplamak için kullanılan sınır şartları.....	66
Tablo 4.7. Isı değıştirici içindeki akışkanların özellikleri.....	72
Tablo 4.8. Dairesel çok bölmeli ısı değıştirici içindeki akışkanların özellikleri.....	74
Tablo 4.9. Isı değıştirici özellikleri.....	77
Tablo 4.10. Ağ yapısına ait bilgiler.....	77
Tablo 4.11. HAD analizleri başlangıç ve sınır koşulları.....	78
Tablo 4.12. Malzeme özellikleri	78
Tablo 4.13. Sınır koşulları	80
Tablo 5.1. Üç bölmeli perde için yapılan Taguchi optimizasyonunun başlangıç koşulları.....	89
Tablo 5.2. Üç bölmeli perde için yapılan Taguchi optimizasyonunun tasarım faktörleri ve onların seviyeleri.....	89
Tablo 5.3. Dikey diziye göre deneylerin sırası.....	90

Tablo 5.4. Tasarım aşamasında bulunan gövde borulu ısı değıştirici etkinliğini değıştirebilen boyutsuz sayılar.....	91
Tablo 5.5. Boyutsuz parametrelerle yapılan Taguchi optimizasyonunun başlangıç koşulları.....	91
Tablo 5.6. Dairesel çok bölmeli tasarıma ait boyutsuz tasarım parametreleri ve onların seviyeleri.....	92
Tablo 5.7. Dikey diziye göre deneylerin sırası.....	92
Tablo 6.1. Deney sisteminde kullanılan programlanabilir mantıksal denetleyici ve modülleri.....	96
Tablo 6.2. Isı değıştirici giriş parametreleri.....	98
Tablo 6.3. Deneylerde kullanılan cihazların ölçüm aralıkları, ölçüm doğruluğu ve hesaplanan parametrelerin belirsizlik seviyeleri.....	99
Tablo 7.1. Geleneksel perdeye sahip ısı değıştiricilerin HAD ve Kern Yöntemine göre basınç düşüşü değeri.....	104
Tablo 7.2. Geleneksel ve üç bölmeli perdeye sahip ısı değıştiricilerin sıcaklık farkı ve basınç düşüşü değeri.....	105
Tablo 7.3. Dairesel çok bölmeli perde giriş koşulları.....	106
Tablo 7.4. Farklı perde yapılarına sahip ısı değıştiricilerin HAD analizi sonuçları.....	109
Tablo 7.5. Altı bölmeli perdenin HAD analizi sonuçları.....	103
Tablo 7.6. HAD analizlerinden elde edilen sıcaklık ve basınç değeri.....	113
Tablo 7.7. Soğuk su çıkış sıcaklığı için onay testi sonuçları.....	116
Tablo 7.8. Basınç düşüşü için onay testi sonuçları.....	116
Tablo 7.9. Varyans analizi (ANOVA).....	117
Tablo 7.10. HAD analizlerinden elde edilen basınç ve sıcaklık değeri.....	118
Tablo 7.11. Faktörlerin seviyelerine göre ortalama sıcaklık farkı değeri.....	118
Tablo 7.12. Sinyal gürültü oranları için yanıt tablosu.....	119
Tablo 7.13. Faktörlerin seviyelerine göre ortalama basınç düşüşü değeri.....	121
Tablo 7.14. Sinyal gürültü oranları için yanıt tablosu.....	121
Tablo 7.15. Regresyon denklemi.....	123
Tablo 7.16. Sıcaklık farkı denkleminin katsayıları.....	124
Tablo 7.17. Model özeti.....	124

Tablo 7.18. Sıcaklık farkı için varyans analizi.....	124
Tablo 7.19. Basınç düşüşü için regresyon denklemi.....	126
Tablo 7.20. Basınç düşüşü denkleminin katsayıları.....	126
Tablo 7.21. Model özeti.....	126
Tablo 7.22. Varyans analizi.....	127
Tablo 7.23. Parametreler.....	128
Tablo 7.24. Çözüm.....	128
Tablo 7.25. Çoklu yanıt tahmini.....	129
Tablo 7.26. Varyans analizi.....	129
Tablo 7.27. Aynı koşullarda yapılan karşılaştırmalı analiz sonuçları.....	130



ÖZET

Anahtar kelimeler: Gövde borulu ısı değıştircileri, Taguchi deney tasarımı yöntemi, yenilikçi ürün geliştirme, yeni nesil perde, dairesel perde modeli, optimizasyon

Gövde borulu ısı değıştircileri tasarım, üretim ve bakımın kolay olması nedeniyle endüstride yaygın olarak kullanılır. Geniş bir uygulama alanına sahip gövde borulu ısı değıştircilerin ekonomik koşullarda çalıştırılması, öncelikle basınç düşüşünün belirlenmesine bağlıdır. Gövde borulu ısı değıştircilerini değerlendirmek için, ısı geçiş miktarı ve basınç düşüşü olmak üzere iki parametre bulunmaktadır. Gövde borulu ısı değıştircide ısı geçiş miktarını artırmak için, geleneksel perdenin kesim oranı azaltıldığında, basınç düşüşü de artmaktadır. Gövde borulu ısı değıştircilerinde kullanılan geleneksel perdeler ile etkinliğin büyük oranda artırılması mümkün olmamaktadır. Bunun nedeni, perde tasarımından kaynaklanan büyük basınç kayıpları ve etkin ısı geçiş alanının düşmesidir. Çalışmanın birinci aşamasında yeni nesil perde tasarımları yapılmıştır. Tasarım çalışmalarının amacı, geleneksel uygulamalardan farklı bir yöntem geliştirerek gövde içindeki akışkanın izlediği yolu uzatıp, önündeki engelleri de ortadan kaldırarak aynı anda hem ısı geçişini artırmak hem de basınç düşüşünü azaltmaktır. Tasarım çalışmalarının ardından belirlenen perde modelleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle analiz edilmiştir. Üç bölmeli perdenin geometrik parametreleri belirlenmiş ve Taguchi deneysel optimizasyon yöntemiyle ısı geçişi ve basınç düşüşü üzerindeki etkileri incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre en iyi sonuçlara sahip olan üç bölmeli perde prototip olarak üretilmiştir. Üretilen prototip ile yapılan deneyler hesaplamalı akışkanlar mekaniği sonuçlarını doğrulamıştır. Sonuçlar üç bölmeli yeni nesil perdenin geleneksel perdeye göre basınç düşüşünü %49 azaltırken ısı geçişini %7 artırdığını göstermektedir. Dairesel perdeli tasarım modeli ve bu modele bağlı elde edilen boyutsuz parametrelerle yapılan Taguchi optimizasyon sonuçlarına göre, geleneksel perdeye oranla ısı geçişi %17,8 artarken, basınç düşüşü %32,6 azalmıştır.

OPTIMUM DESIGN, MANUFACTURING AND TESTING OF SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS WITH NEW GENERATION SEGMENTAL BAFFLE

SUMMARY

Keywords: Shell and tube heat exchangers, Taguchi experimental design method, inovative product development process, new generation segmental baffle, circular pattern baffle, optimization

Shell and tube type heat exchangers are commonly used in industry due to the fact that design, production and maintainance are easy. Operating of shell and tube heat exchangers having a wide range of application area in optimum economical conditions primarily depends on determining pressure drop objectively. Determining allowable pressure drops across the heat exchangers design depending on experience is both difficult and risky. Also determined by the experience of the pressure drop is not expected to be in the optimum value. Optimum pressure drop values vary for each system due to the relation of the second fluid in the system. The maximum allowable pressure drop design value should be chosen as large as possible. Also, the use of all the maximum allowable pressure drop in order to achieve optimum heat transfer surface area is extremely important. With the conventional baffles used in shell and tube heat exchangers, it is not possible to increase the efficiency to a great extent. The reason for low efficiency is the amount of turbulence created by the fluid inside the shell that accumulates behind the baffle. It increases the pressure drop caused by baffle design. In the first stage of the study, new generation baffle designs were made. The purpose of design studies is to increase the temperature transition and decrease the presssure drop at the same time by developing a method different from the conventional applications, extending the path of the fluid in the shell and eliminating the obstacles in front of it. The baffle models determined after the design studies were analyzed using the computational fluid dynamics method. The geometric parameters of the three-zonal baffle were determined and the effects on heat transfer and pressure drop were investigated by Taguchi experimental optimization method. According to the results of the analysis, the three-zonal-baffle, which has the most efficient results, was produced as a prototype. Experiments with the prototype produced confirmed the results of computational fluid mechanics. The results show that the new generation baffle reduces the pressure drop by 49% compared to the conventional baffle and increases the temperature transition by 7%. Taguchi optimization results of the dimensionless parameters obtained from the circular segmental model indicated that the temperature transition increased by 17,8% compared to the conventional baffle, while the pressure drop decreased by 32,6%.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Isı geçişi, sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımıdır. Bir ortam içinde veya ortamlar arasında, sıcaklık farkı mevcut olan her durumda, ısı geçişi mutlaka gerçekleşir. Isı geçişinin gerçekleşmesine yol açan farklı mekanizmalara göre, ısı geçişinin türleri bulunmaktadır. Katı veya akışkan bir durgun ortam içinde, bir sıcaklık farkı olması durumunda, ortam içinde gerçekleşen ısı geçişi için iletim terimi kullanılır. Bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkan farklı sıcaklıklarda ise, aralarında gerçekleşen ısı geçişi, taşınım olarak adlandırılır. Isı geçişinin üçüncü türü ise ışıınım olarak ifade edilir. Sonlu sıcaklığa sahip tüm yüzeyler, elektromanyetik dalgalar şeklinde enerji yayarlar. Dolayısıyla, farklı sıcaklıklardaki iki yüzey arasında birbirlerini görmeye engel olan bir ortam yoksa ışıınımla net ısı alışverişi gerçekleşir.

Isı enerjisini gaz veya sıvı bir ortamdan diğer bir ortama iletmek amacıyla geliştirilen ünitelere ısı değiştirici adı verilir. Isı değiştiricide ısının geçişi, sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama iletim ve taşınım vasıtasıyla bazen de gazlarda olduğu gibi ışıma yoluyla sağlanır.

Isı değiştirici, farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasında ısı geçişini sağlamaktadır. Isı değiştiricilerin enerji üretimi, proses endüstrisi, kimya, gıda, elektronik, çevre mühendisliği, atık ısı geri kazanımı, üretim, iklimlendirme, soğutma ve otomotiv gibi geniş bir kullanım alanı bulunmaktadır.

Bir ısı değiştirici, sürekli olarak bir ortamdan diğerine ısının geçişini sağlayan bir donanım bölümüdür. Isı değiştiricilerinin iki ana grubu vardır.

- Doğrudan ısı değiştiricilerde ortamlar birbirleriyle doğrudan temas içindedir. Ortamların birbirine karışması sağlanmıştır. Bu ısı değiştiricilere örnek olarak,

soğutma kuleleri verilebilir. Bu sistemlerde su doğrudan hava ile temas halindeyken soğutulur.

- Doğrudan olmayan ısı değiştiricilerde iki ortam, aralarında ısı geçişinin gerçekleştiği bir duvar ile birbirinden ayrılmıştır.

İçerisinde iki akışkanın birbiri ile doğrudan temas ettiği ısı değiştiricileri genel olarak “doğrudan ısı değiştiricileri” diye tanımlanır. Bunlarda gerekli ısı geçiş yüzeyi, sıvı damlacıklarının ayırt düzlemleri veya sıvı filmleri v.b. sağlanır. İçerisinde iki akışkanın, birbirinden, ısı geçişini sağlayan bir bölme cidarı ile ayrıldığı ısı değiştiricileri ise “doğrudan olmayan ısı değiştiricileri” olarak tanımlanır. Ara cidara ısıtma veya soğutma yüzeyi adı verilmektedir [1].

Doğrudan olmayan ısı değiştiricilerde ortamlar birbirine karışmamaktadır. Isının geçişi ısı geçiş yüzeyleri boyunca olmaktadır. Isı değiştiricilerin değerlendirilmesinde, ısıtım boyunca sıcaklık kayıpları ihmal edilebilmektedir. Doğrudan olmayan ısı değiştiricileri, birkaç ana türde bulunabilmektedir. Bunlar, plaka, gövde ve boru tipi, helezon gibi şekillerde olabilmektedir.

Çoğunlukla ısı değiştiricilerde akışkanlar, birbirleriyle karışmadan ısı geçişinin doğrudan yapıldığı genellikle metal malzeme olan katı bir yüzey ile birbirinden ayrılırlar. Bu tip ısı değiştiricileri yüzeyli veya reküperatif olarak adlandırılır [2].

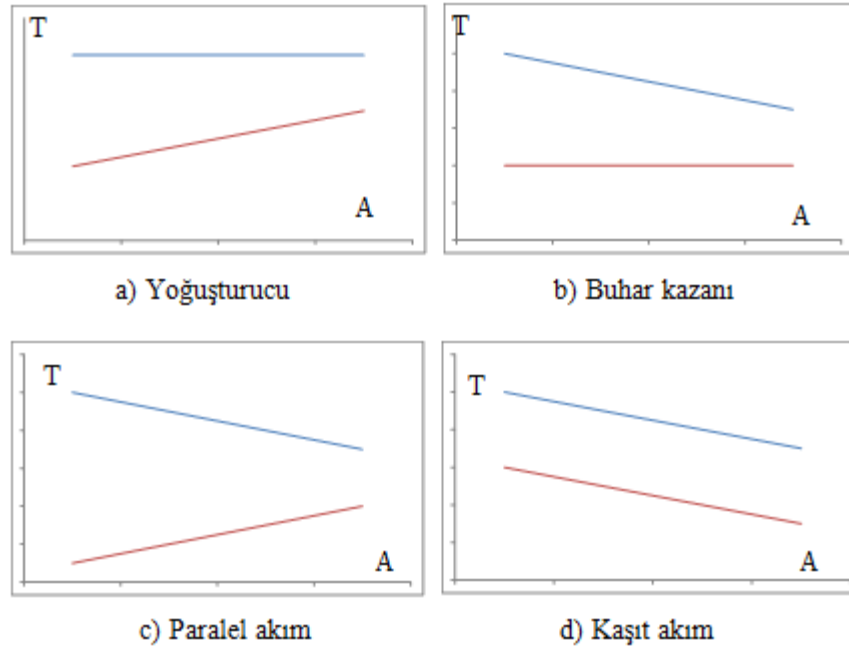
Isı değiştiricilerinin şekli, söz konusu ortamın tipine uyacak şekilde çeşitli olabilir. Görevlerine göre ısı değiştiricileri; ısıtıcı, soğutucu, buharlaştırıcı (evaporator), yoğunlaştırıcı (condenser), aşırı ısıtıcı, ekonomizer (kazan dairelerinde besleme suyunun baca gazları ile ısıtılmasında kullanılır), hiter (termik santrallerde çürük buharı ısıtmak için kullanılır) ve reküperatör (yanma hava ısıtıcısı) gibi adlandırılabilir. Bazı hallerde ısı veren ve ısı alan akışkanlar aynı akış kanalından birbirleri ardı sıra akarlar. Yani bu durumda akışkanların yaladıkları yüzeyler aynıdır. Sıcak akışkanın geçerken ısıttığı ara yüzey, ardından gelen soğuk akışkanı ısıtmaktadır. Bu prensibe göre çalışan ısı değiştiricilerine rejeneratör adı verilmektedir [1].

Isı değiştirici çoğu zaman büyük bir proses tesisinin bir bileşeni olduğundan tipi, prosesin gerektirdiği şartlara geniş ölçüde bağlıdır ve prosesin şekli, değiştiricinin tasarımına özel istekler getirebilir. Bundan dolayı çeşitli amaçlar için pek çok ısı değiştirici geliştirilmiştir [1].

Isı değiştiricileri sanayinin hemen hemen bütün dallarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle ısıtma – soğutma tesisleri, kuvvet makineleri, termik santraller, kimya tesisleri, petrol rafinerileri ve makine mühendisliği ile kimya mühendisliğinin ortak uygulama alanı olan ısıl işlem tekniğinde çok önemli yer tutarlar. Su ile soğutmalı motorlardaki radyatörler, soğutma tesislerindeki buharlaştırıcı ve yoğuşturucular birer ısı değiştirici olarak örnek gösterebilir [1].

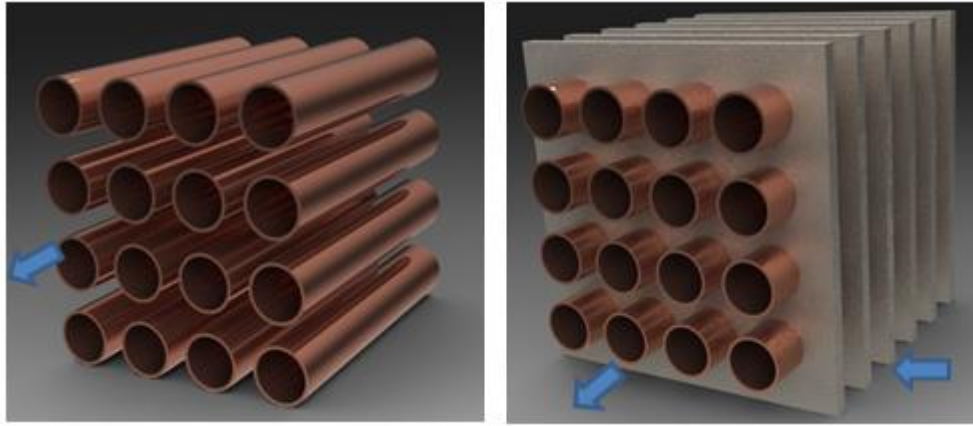
Isı değiştiricilerini beş genel sınıfa ayırmak mümkündür.

- a. Sabit sıcaklıkta bir akışkan soğuk bir akışkana ısı vererek onu ısıtır. Soğuk akışkan durgun veya hareketli olabilir. Bunun bir örneği buhar yoğuşturucuları olup, sıcaklık dağılımı şekil 1.1. (a)'da görölmektedir.
- b. Sabit sıcaklıktaki bir akışkan sıcak bir akışkandan ısı alır ve bu arada sıcak akışkan soğur. Isıtılan akışkan durgun veya hareketli olabilir. Bunun bir örneği buhar kazanları olup, sıcaklık dağılımı şekil 1.1. (b)'de görölmektedir.
- c. Değiştirici içerisinde iki akışkan aynı yönde hareket ederken biri ısınır, diğeri ise, soğur. Su, yağ ısıtıcı ve soğutucuları bunun örnekleridir. Sıcaklık dağılımı şekil 1.1. (c)'de görölmektedir. Bu tip ısı değiştiricilerine paralel akımlı ısı değiştiricileri adı verilir.
- d. Değiştirici içinde iki akışkan zıt yönlerde akarken biri ısınır diğeri soğur. Bu tip ısı değiştiricilerine ters veya karşıt akımlı ısı değiştiricileri adı verilir. En elverişli ısı değiştiricilerinden biridir. Bunlar da su ve yağ ısıtıcısı veya yağ soğutucusu olarak kullanıma uygundur. Sıcaklık dağılımı şekil 1.1. (d)'de görölmektedir.



Şekil 1.1. Çeşitli ısı değıştirici türlerine göre sıcaklık dağılımları

- e. Değıştirici içinde iki akışkan birbirlerine göre çeşitli açılar (genellikle 90) altında akabilirler. Bu tip ısı değıştiricileri çapraz akımlı ısı değıştiricileri olarak adlandırılırlar. Genellikle hava ve gaz ısıtma veya soğutma uygulamalarında kullanılır. Örneğın Şekil 1.2. (a)'da boru içlerinden ısıtılacak veya soğutulacak akışkan, borular arasından soğutulacak veya ısıtılacak gaz geçirilir. Bu tip ısı değıştiricilerde borular arasından geçen gaza karışan akışkan boru içlerinden geçen akışkana ise karışmayan akışkan adı verilir. Şekil 1.2. (b)'de görülen çapraz akımlı ısı değıştirici ise, hareketli kanatlar arasına sınırlanmış olan gaz karışmayan bir akışkandır. Böyle bir durumda karışmayan akışkanda akışa hem paralel hem de dik yönlerde sıcaklık değışimleri yer alabilir. Çapraz akımlı ısı değıştiricilerde bir akışkanın karışması veya karışmaması değıştiricideki ısı aktarımını önemli ölçüde etkiler.



Şekil 1.2. Çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde akışkanların tahsisi, a) Biri karışan diğeri karışmayan ısı değiştirici, b) Her ikisi de karışmayan ısı değiştirici.

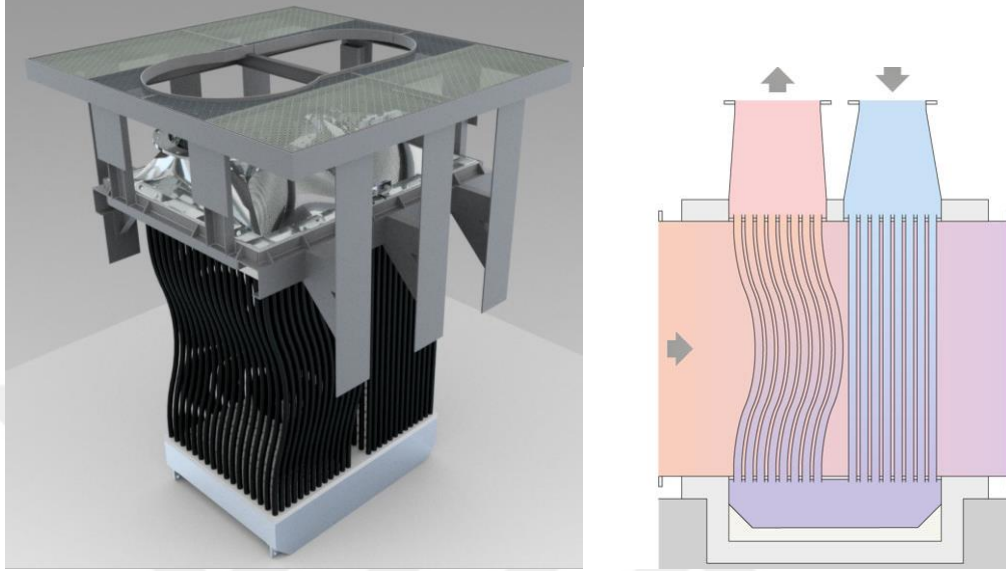
Uygulamada plaka tipi ısı değiştirici, gövde boru tipi ısı değiştirici, dikey manto ısı değiştirici ve mikro ısı değiştirici de dâhil olmak, ancak bunlarla sınırlı olmamakla üzere ısı değiştiricilerinin sayısız tipi vardır. Tasarımları dikkate alınarak ısı değiştiricilerinin geniş bir sınıflandırılması Tablo 1.1.'de özetlenmiştir.

Tablo 1.1. Yapısı temel alınarak ısı değiştiricilerinin sınıflandırılması

Borulu	Plaka	Genişletilmiş Yüzeyle (Kanatlı)	Rejeneratif	Değiştirilmiş
Çift borulu	Spiral	Plakalı kanatçık	Döner dolgu maddeli	Kabartmalı plaka, PCHE, Isı borusu
Gövde Boru Tipi	Lamelli	Borulu Kanatçık	Sabit dolgu maddeli	Özel malzemeler, teflon, grafit, cam
Spiral Boru	Pirinçli Contalı Kaynaklı			

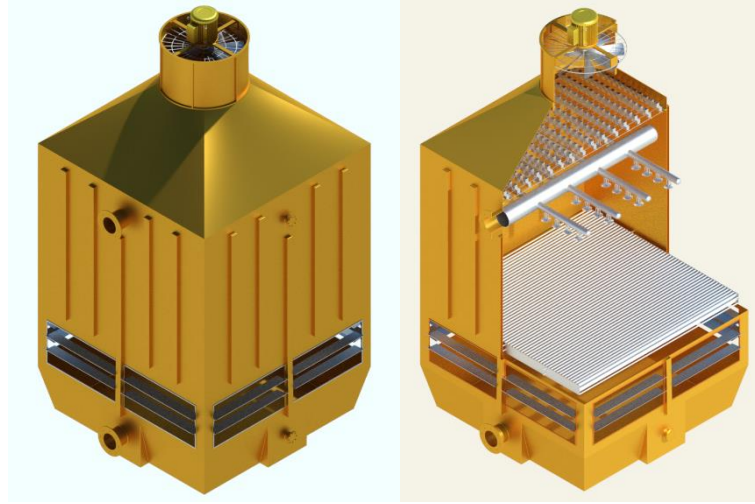
Yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricilere örnekler verilmiştir. Atık ısıyı geri kazanmak için kullanılan ters akışlı ısı değiştirici olan reküperatör Şekil 1.3.'de gösterilmiştir. Reküperatör, havadan havaya ısı geçişi sağlayan ısı geri kazanım sistemidir. Sıcak gazın içerdiği ısı enerjisinin daha soğuk bir gaza geçmesine olanak sağlayan ekipmana reküperatör denir. Reküperatörde, yatay eksenle hareket eden

akışkan sahip olduğu ısıнын bir bölümünü dikey ekseninde hareket eden akışkana kazandırmaktadır. Isı geçişi akışkanları ayıran ara yüz yardımıyla gerçekleşmektedir.



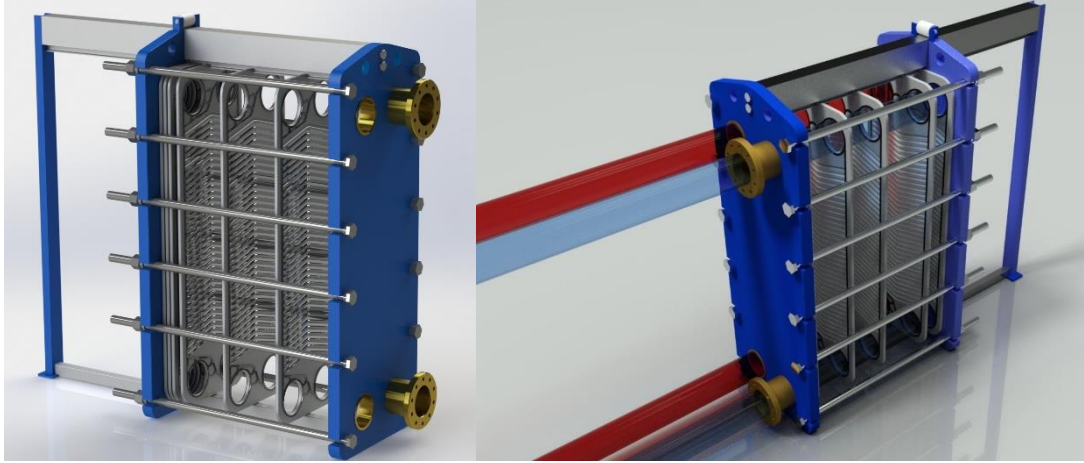
Şekil 1.3. Reküperatör çalışma şekli [3]

Üretim tesislerinden gelen sıcak suyun bir kısmını atmosfere atarak soğutan ve gerekli sıcaklığa ulaşmış kısmını geri gönderen ısı uzaklaştırma ünitesi örneği Şekil 1.4.’te verilmiştir. Su soğutma kuleleri, endüstriyel üretim alanlarında kullanılmaktadır. Doğrudan temas yoluyla ısı geçişinin sağlandığı su soğutma kulesi örneğinde, pervanenin oluşturduğu akım yardımıyla panjurlardan giren hava, kulenin zeminde bulunan soğuk su sayesinde soğutma kulesinin üstünden gelen ve dolgu alanına damlacık halinde gönderilen sıcak suyu soğutmaktadır. Soğutma kulelerine olan ihtiyacımız, bina ya da üretim süreçleri gibi ısı enerjisi üreten sistemlerden, yüksek ısıнын uzaklaştırılmasından kaynaklanmaktadır. Büyük binalarda ısı, bina içinde bulunan elektrikli cihazlar, insanlar ve güneş tarafından üretilmektedir.



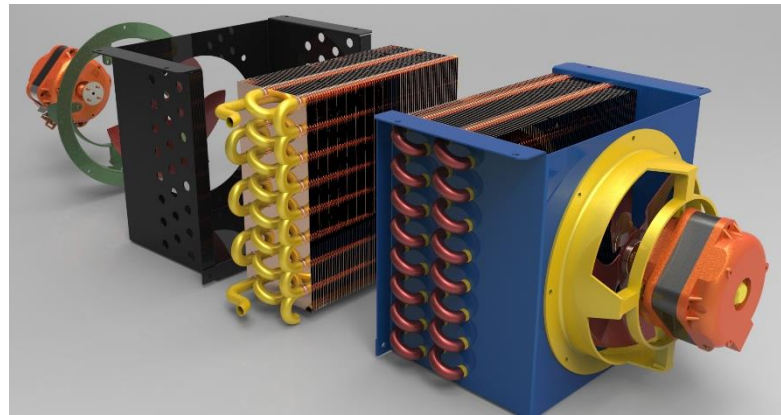
Şekil 1.4. Su soğutma kulesi [4]

İki akışkan arasında ısı geçişi sağlamak için metal üzerinde farklı şekilde kıvrımlar içeren plakalar kullanılan ısı değiştirici tipi plakalı ısı değiştiricidir. Plakalı ısı değiştirici ilk olarak 1920’lerde üretilmiştir. Bir plakalı ısı değiştirici, akışkanların aralarında akması için, bir dizi kanalın birbirinin üzerine yerleştirilmesiyle düzenlenmiş, paralel plakalardan oluşmaktadır. İki bitişik plaka arasındaki boşluk, akışkanın aktığı kanalı oluşturmaktadır. Plakaların köşelerindeki giriş ve çıkış delikleri, değiştiricideki alternatif kanallardan sıcak ve soğuk akışkanlara izin verir, böylece, bir plaka her zaman sıcak akışkan ve diğeri soğukken bir tarafta temas eder. Şekil 1.5.’de gösterilen plakalı ısı değiştiricide kırmızı ile gösterilen sıcak akışkan plakalar içinden geçerken mavi ile gösterilen akışkan da diğer plakalar içinden geçmekte ve kırmızı ile gösterilen akışkandan mavi ile gösterilen akışkana ısı geçişi olmaktadır.



Şekil 1.5. Plakalı ısı değıştirci [5]

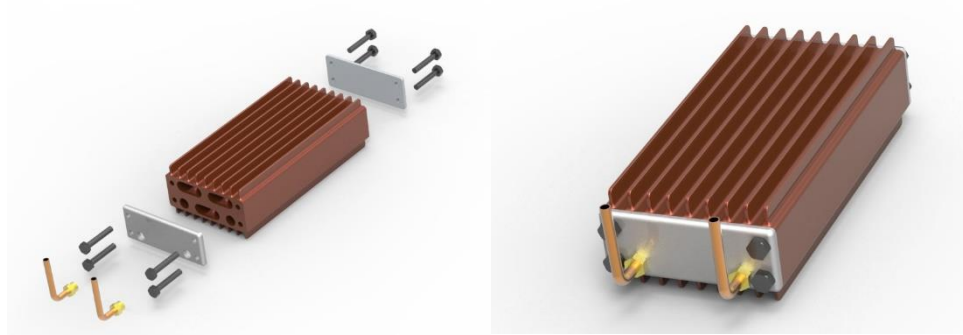
Şekil 1.6.'da verilen ısı değıştirci örneği, yoğuşturucu olarak adlandırılmaktadır. İklimlendirme cihazlarında bulunan ve soğutmayı sağlayan soğutucu akışkanın, soğutulmak istenen yerden aldığı ısıyla gaz haline gelmesinin ardından, ısınıı çevreye dağıtarak sıvı hale geçtiği bölümdür. Hava pervane yardımıyla boru içinden geçen soğutucu akışkana gönderilir ve soğutucu akışkandan havaya ısı geçişi sağlanır. Böylece, soğutucu akışkan ısı vererek tekrar sıvı hale gelir, basınçlandırılır ve tekrar genişletilerek, buharlaştıracıdan ısı alacak duruma getirilir. Çevrim ters yönde çalıştırılarak ta iç mekanların ısıtılması sağlanabilmektedir.



Şekil 1.6. İklimlendirme cihazında kullanılan yoğuşturucu tipi ısı değıştirciler [6]

Şekil 1.7.'de gösterilen radyatör petek, sıcak su kullanılan ısıtma sistemlerinde, ısıtılacak ortamın en uygun yerine yerleştirilen bir ısı değıştircidir. Kombiler tarafından pompalanan sıcak suyun tesisattaki borulardan geçerek peteklere

ulaşması sonucunda bulunduğu ortama ısı geçişi sağlanmaktadır. Bu ısı değıştiricinin yüzeyleri genişletilerek dışarıya olan ısı geçişi artırılmaya çalışılmaktadır.



Şekil 1.7. Kalorifer radyatör peteği [7]

Şekil 1.8.'de gösterilen dairesel ısı değıştirici ise, borulardan geçen akışkanı soğutmak için tasarlanmıştır. Etrafında bulunan plakalar içinden geçen hava akımı, bakır borulardan geçen akışkandan ısı geçişini sağlamaktadır. Yapısal geometrisine uygun olarak, hem borulu hem de plakalı olarak özel tasarım ısı değıştiricidir.



Şekil 1.8. Dört yollu dairesel ısı değıştirici [8]

Şekillerde verilen örneklerde görüldüğü gibi, ısı değıştiricileri yaşantımızın büyük bölümünde kullanılmakta ve hayatımızı kolaylaştırmaktadır.

Isı değıştiricileri, güç santralleri, süreç endüstrileri ve ısı geri kazanım birimleri gibi birçok sistemin işletiminde önemli bir rol oynamaktadır. Tüm sistem performansı içinde en uygun duruma götüren verimli ve güvenilir tasarımlar üzerindeki çalışmaya

kaçınılmaz bir biçimde ihtiyaç bulunmaktadır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) metodu ve ısı geçiş birimi sayısı (NTU) yöntemi ısı değiştirici tasarımı için kullanılmaktadır. Bu metodların tasarımını hayata geçirmek için, bir ilk örnek ihtiyacı ve tekrarlanan doğasıyla bağlantılı olarak birtakım eksiklikleri bulunmaktadır. Bu nedenlerden dolayı, özellikle yüksek ölçekli modeller için bu modeller yüksek zaman ve maliyet harcamaktadır. Buna rağmen güçlü mikro işlemcilerle ekonomik yoldan ulaşılabilirliği tasarımı aşamasında bilgisayar destekli tasarım (CAD) kullanımına zemin oluşturmaktadır.

HAD akışkan akışının çalışılması, sayısal yöntem yardımıyla matematiksel denklemlerin çözümüyle ısı geçişi, kimyasal reaksiyonlar gibi olayların çalışılması için faydalı olabilen bir bilim dalıdır. Eşit derecede, bir ısı değiştiricinin en başından tasarımından olduğu kadar, tasarım değişiklikleri önererek, sorun giderme ve en uygun şekle sokma amaçları içinde son derece faydalıdır. HAD çok temel bir prensip olan tüm sistemi küçük hücrelere ya da ağ yapısına bölerek, basınç dağılımı, sıcaklık yön türevleri, akış parametreleri ve benzeri değişkenleri gerekli deneysel çalışmayı düşürdüğü için çok kısa bir zamanda düşük maliyetle hesaplayabilmektedir.

1.1. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

En yaygın olarak kullanılan ısı değiştirici tiplerinden birisi de gövde borulu ısı değiştiricileridir. Bu tip ısı değiştiricilerinde gövde tarafından bir akışkan ile borulardan diğer bir akışkan geçerek ısı değişimi işlemi sağlanır. Gövde borulu ısı değiştiricilerinin yaygın olarak kullanılmasının birçok sebebi vardır. Hacmine ve ağırlığına kıyasla oldukça büyük değerlerde ısı geçişine olanak sağlarlar. Birçok özel uygulama için çok fazla tipte çeşitleri mevcuttur. Ayrıca contaları ve boruları çıkartılarak kolayca temizlenebilirler [9].

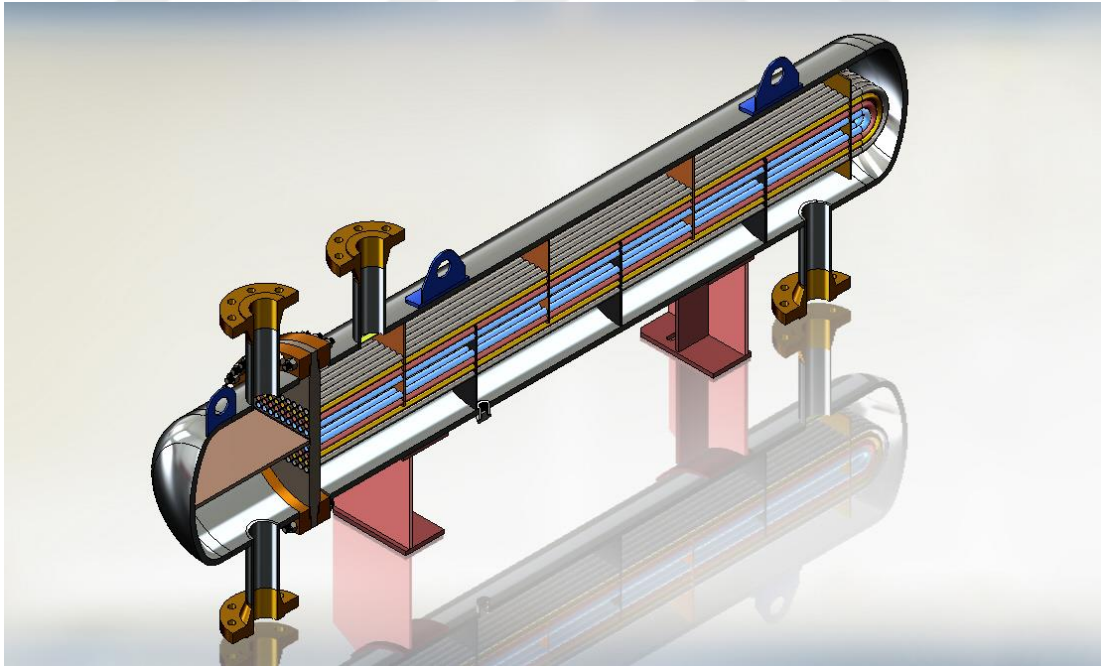
GBID karakteristiklerinin büyük kısmı genellikle iyi bilinmektedir. Bu konuda nispeten çok sayıda literatür bulunduğu buradan sadece genel bilgiler verilecektir. Isıtma yüzeyi birbirinden belirli aralıklarla yerleştirilmiş çok sayıda borudan ibarettir. Akışkanlardan biri borulardan diğeri ise, boruların etrafından akar.

1.1.1. Çalışması

Boruların dışında çapraz akım sağlayacak şekilde yapılırlar. Gövdeye paralel olarak, belirli bir çap için boru sayısı, boru tarafındaki akımla tayin edilir. Belirli bir boru uzunluğunda geçiş sayısı ise gerekli ısı geçiş yüzey alanı ile tespit edilir. Gövde tarafı için hesaplanan çapraz akım hızı da perdeler arasındaki bölme sayısını verir.

1.1.2. TEMA Standartları

Isı değıştircileri belirli standart şekillerde imal edilmektedir. Bu standartlar T.E.M.A (Tubular Exchangers Manufacturers Association) tarafından belirlenmiş olup TSE tarafından da kabul edilmiştir. Gövde borulu ısı değıştircileri ön kafa, gövde ve arka kafalı olanlardan oluşturulur. U-tipi gövde borulu bir ısı değıştirici ve kesiti Şekil 1.9.'da gösterilmektedir.

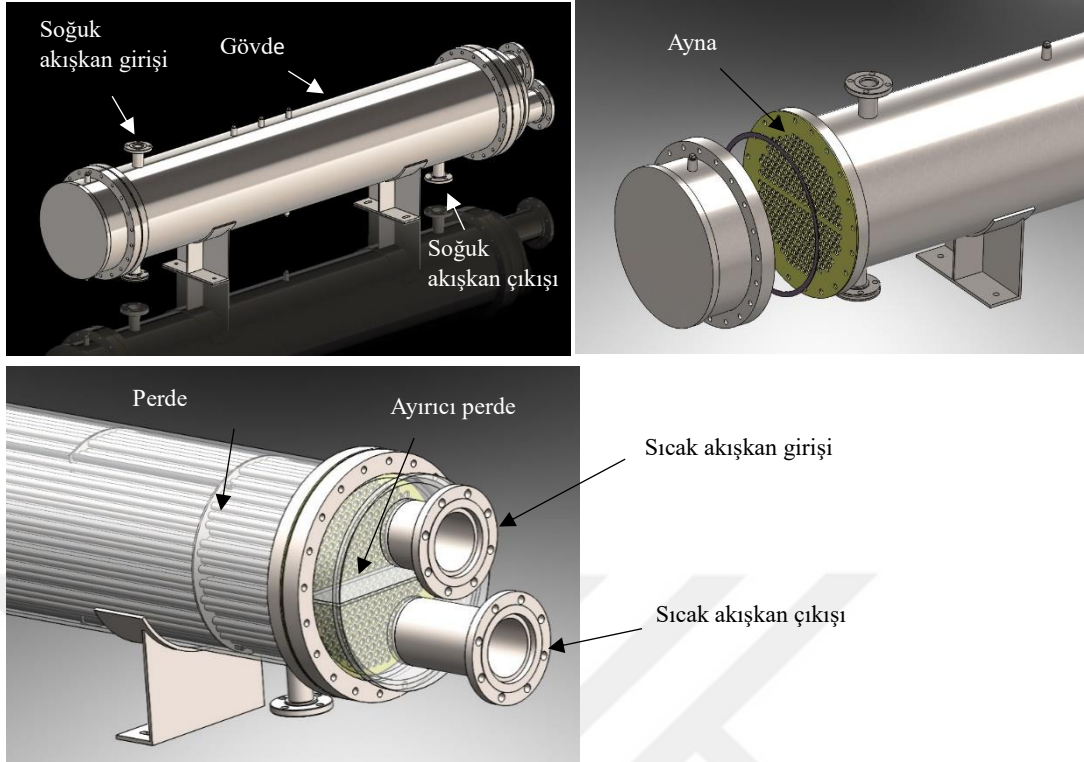


Şekil 1.9. U-tipi gövde borulu ısı değıştircide gövde tarafı kesiti [10]

U-tipi gövde borulu ısı değıştircilerinde ön kafa, arka kafa, iç borular, ayırıcı ve perdeler bulunur. Şekil 1.10.'da soğuk suyun girişı ve çıkışı gösterilmiştir. Ters akışlı bir ısı değıştirici için sıcak akışkanın girişı ve çıkışı gösterilmiştir.

Şekil 1.10.'da U-tipi gövde borulu ısı değıştiricinin detaylı resmi verilmiştir. Bu resimde de belirtildiğı üzere soğuk akışkan girişı ile çıkışı arasında bir ayırıcı perde bulunmaktadır. Soğuk akışkan girişinden pompalanan akışkan bakır iç borulardan geçmekte, borular vasıtasıyla U dönüşü yapmakta ve soğuk akışkan çıkışından çıkmaktadır. Ters akışlı bir ısı değıştirici gösterildiğinden, sıcak akışkan bakır renkli iç boruların etrafından dolaşmaktadır. Perdeler, sıcak akışkanın yolunu uzatarak sıcaklığı artırılmak istenen soğuk akışkanın daha fazla ısınmasını sağlamaktadırlar. Gövde borulu ısı değıştiricilerde boruları destekleyerek yapısal kararlılığı korumak, borulardaki titreşimi ve eğilmeyi engellemek için çoğunlukla perdeler kullanılmaktadır. Perdelerin diğeri bir görevi ise, boru demetine dik olarak akışın yönünü değıştirerek ısı geçiş katsayısını artırmaktadır [11].

U tipi gövde borulu ısı değıştiricinin bölümleri Şekil 1.10.'da detaylı bir biçimde gösterilmiştir.



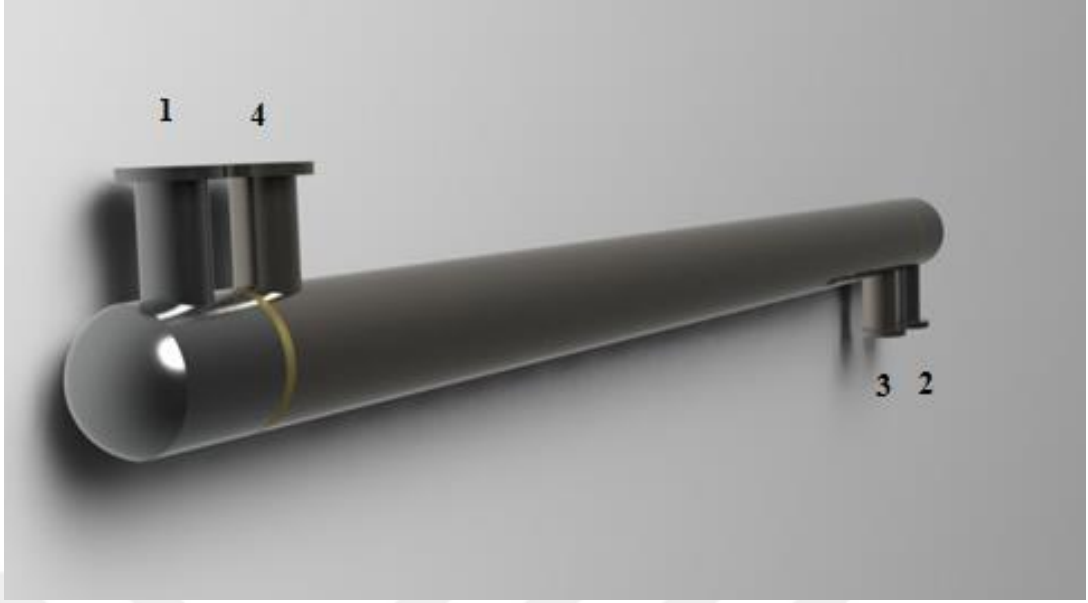
Şekil 1.10. Gövde borulu ısı değıştircinin elemanları [12]

I tipi ısı değıştirci tasarımı gövde tasarımı örnekleri Şekil 1.11. ve Şekil 1.12.'de verilmiştir. Kullanım yeri ve yapısına uygun olarak farklı geometrik şekil ve yapıda ısı değıştircileri bulunabilmektedir. Şekil 1.11.'de verilen tasarımda sıcaklığı artırılmak istenen akışkan, düz boru boyunca giderken, sıcak akışkan da iç boruların etrafından dolaştırılmaktadır. Benzer şekilde ters akışlı I tipi gövde borulu ısı değıştirci için soğuk akışkan girişi 1, çıkışı ise 2 ile gösterilirken, sıcak akışkanın girişi 3 ve çıkışı 4 ile gösterilmektedir.



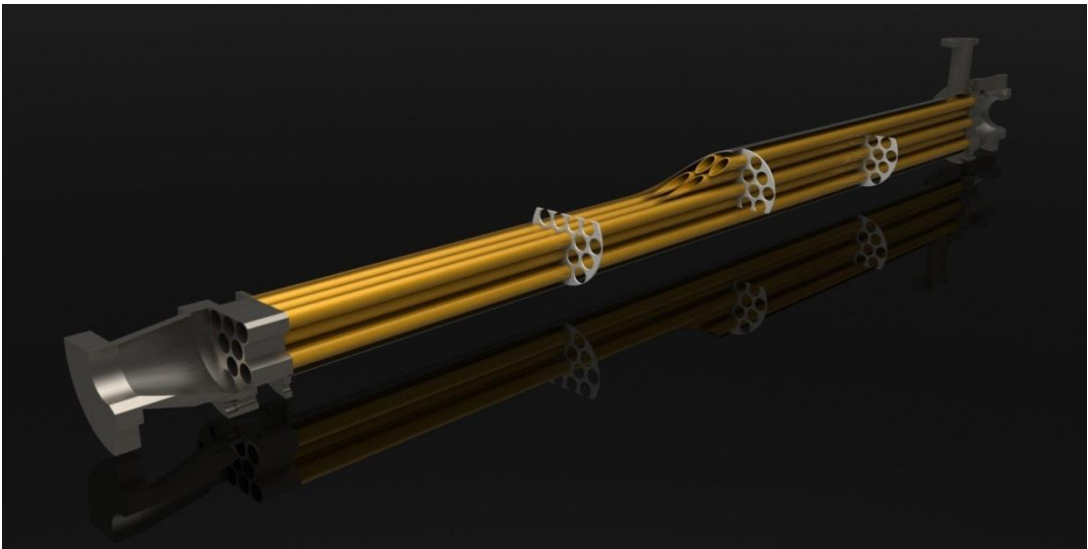
Şekil 1.11. I-tipi gövde borulu ısı değıştiricinin tasarım görüntüsü

Şekil 1.12.'de ise, ön kafa, arka kafa ve gövde yapısının birlikte bulunduğu I-tipi ters akışlı gövde borulu ısı değıştirici tasarımının dış görüntüsü verilmiştir. 1 ile gösterilen soğuk akışkan girişinin bulunduğu bölüm ön kafa, 2 ile gösterilen soğuk akışkan çıkışının bulunduğu bölüm ise arka kafadır. 3 ve 4 ile gösterilen sıcak akışkan giriş ve çıkışlarının olduğu bölüm ise, gövde olarak adlandırılmaktadır. Ön kafa ve arka kafa gövdeden Şekil 1.12.'de sarı renkle gösterilen plakalar ile ayrılmaktadır.



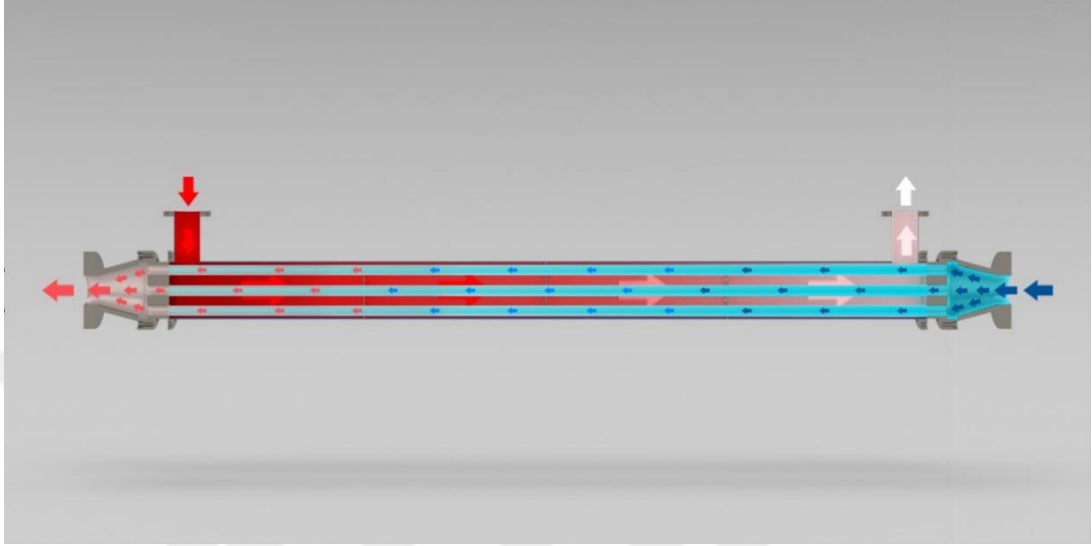
Şekil 1.12. I-tipi gövde borulu ısı değıştircinin tasarım görüntüsü

Farklı tasarımlardaki I tipi gövde borulu ısı değıştircilerinin kesit resimleri Şekil 1.13.'te verilmiştir. Kesit resimlerinde perdeler ve ısı değıştirci yapısı detaylı olarak gösterilmiştir. Perdeler ilk olarak 1951 yılında Tinker [13] tarafından tanımlanmıştır. Bu levhalar sayesinde toplam akış dağılmakta ve dolayısıyla ısı geçiş katsayısı da artmaktadır [14]. Perdelerin kesme oranı %25- %45 arasında alınabilmekle birlikte levhaların %25 ile %35 arasında kesilmesi tavsiye edilmektedir [11]. Bu oran kesme yüksekliğinin gövde iç çapına oranıdır [15].



Şekil 1.13. I-tipi gövde borulu ısı değıştircinin kesit görüntüsü

Ters akışlı I tipi gövde borulu ısı değıştircideki akış ve sıcaklık değışiminin gösterimi Şekil 1.14.'de verilmiştir.



Şekil 1.14. I-tipi gövde borulu ısı değıştircide akışın gösterimi

Tasarım yapısına göre gövde borulu ısı değıştircileri boruların uçları iki kapak sacındaki deliklere bağlanmış ve kapak sacları kıvrılmış veya kaynaklanmıştır. Borular dış taraflarından genellikle ara perdeler vasıtasıyla yerlerine tutturulur. Tezin eklerinde tek geçişli kapak sacı sabit bir ısı değıştirci gösterilmiştir. Sacın çevresi her iki uçtan gövdeye kaynatılmıştır. Uç kapakları gövdeye ön ve arkadan flanşla tespit edilmiştir. Bu tipler hemen hemen her boyutta üretilebilirler. Çıkarılabilen boru demetine sahip, gövde tarafında tek geçişli ve boru tarafında iki geçişli tipik bir yüzer kafalı (floating head) ısı değıştirci de Ek 1.1.'de verilmiştir. Gezer boru sacı, gezer baş flanşı ile bu flanşın destek bileziği arasına sıkıştırılmıştır. Gövde flanşlarını açıp, kafa flanşını çıkardıktan sonra boru demeti dışarıya alınabilir.

Normal gövde borulu ısı değıştircinin çok sayıda üretimi kolaylıkla yapılabilir. Çünkü her zaman bulunan standart malzemelerden yapılır ve üretim tekniği gayet iyi bilinmektedir. Bundan dolayı belirli bir uygulamada kullanılan diğer ısı değıştirci tiplerine göre daha büyük ve ağır olmalarına rağmen genellikle karbonlu çelik ve bakır

alaşımlarından ucuz elde edilirler. Ayrıca yüksek işletme basıncına göre tasarımları uygundur.

Gövde borulu ısı değiştiricileri, çeşitli elemanlardan oluşmaktadır. Bunların başlıca olanları ve ilgili standartları Ek 1.1.'de verilmiştir.

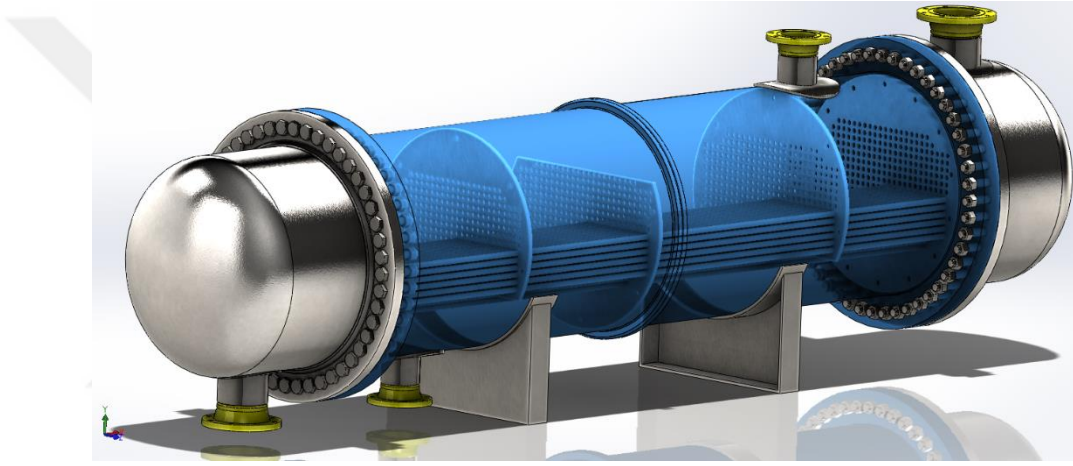
Gövde borulu tip ısı değiştiricileri, büyük ısıtma tesislerinde sıkça karşılaşılan sistemlerdir. Karmaşık yapısı bulunmamasına rağmen gerekli ısıyı elde edilebilmesi için birçok parametre ile oynanabilmektedir. Örnek olarak bir sistemde U tipi ısı değiştirici ya da I tipi dediğimiz ısı değiştirici kullanılabilir. Bununla birlikte, boru sayısı veya uzunluğu ile oynanarak aynı ısıyı elde etmek mümkündür. Isı değiştirici tasarımı üzerinde etkili olan parametreler belirlendikten sonra bu parametreleri oluşturan değişkenlerin doğru bir şekilde belirlenmesi gerekir. Bununla birlikte en ekonomik yani optimum tasarıma ulaşma imkânı bulunur.

Isı değiştirici tasarımında kabul edilebilir basınç düşümlerinin doğru olarak belirlenmesi, çeşitli denemelerin birçok defa tekrar edilmesiyle mümkün olmakla beraber çoğu zaman da mümkün değildir. Bununla birlikte endüstride yaygın uygulama alanı bulunan ısı değiştiricilerinin en ekonomik koşullarda çalıştırılabilmesi, öncelikle basınç düşümlerinin objektif olarak belirlenmesine bağlıdır [1].

Farklı sıcaklıktaki iki akışkan arasında istenilen ısı enerjisinin geçişini sağlayan birçok ısı değiştirici projelendirilebilir. Ancak bu ısı değiştiricilerinden yalnız bir tanesi amaca en ekonomik biçimde hizmet verebilir. Isı değiştirici projelendirmesinde termik verilere ek olarak; genellikle, sistemde izin verilen en yüksek basınç düşümü de verilir. Her iki akışkan için verilen bu basınç düşümü, akışkanları dolaştırmak için gerekli pompa veya kompresörün ilk yatırım maliyeti ile enerji tüketim maliyetlerini belirlediği gibi ısı değiştiricinin de ilk yatırım maliyetini belirler. Ancak birçok uygulamada ısı değiştirici tasarımı için verilen basınç düşüm değerleri genellikle objektif olarak belirlenmemektedir [1].

Çok sayıda ısı değıştirci türü olmasına rağmen, bunlardan gövde borulu ısı değıştirci, işletme sıcaklığının ve basıncının geniş aralıkta olması nedeniyle diğerlerine göre daha fazla uygulama alanına sahiptir [2].

Gövde borulu ısı değıştircilerinde Şekil 1.15.'de görüldüğü gibi farklı sıcaklıktaki akışkanlardan birisi iç borulardan geçerken diğeri gövde içinden dolaşmaktadır. Isının sıcak akışkandan soğuk akışkana geçişi sağlanmaktadır. Gövde borulu ısı değıştirci (GBID) endüstride atık ısının geri kazanılması başta olmak üzere, pek çok farklı alanda kullanılmaktadır.



Şekil 1.15. Gövde borulu ısı değıştirci [16]

Gövde içersine hesaplanan miktarda, belli çapta, uzaklıkta ve geometrik dizilimde iç borular yerleştirilmektedir. Gövde ve boru taraflarının ısı geçiş katsayıları oldukça önemlidir ve yüksek olması tercih edilmektedir. Gövde tarafından geçen akışkanın hız ve türbülansı, boruların içersinden geçen akışkanınki kadar önem taşımaktadır. Bunu artırabilmek için gövde ile boru arasına perdeler konulup, geçiş alanı daraltılarak, akış hızı artırılmaktadır.

Endüstride yaygın olarak kullanılan gövde borulu ısı değıştircilerin, aşağıdaki avantajları bulunmaktadır [2,17,18].

- Zıt akış elde etmek kolaydır.
- Yüksek basınçlara dayanabilir.

- Standart modüler konstrüksiyona sahiptir.
- Bakımı ve tamiri görece kolaydır.
- Temizlenmesi kolay olduğundan özellikle kirletici akışkanlar için uygundur.
- Kolay şekilde bulunabilir.
- Birçok metal ile üretilebildiğinden akışkan sınırlaması çok azdır.
- Isıl kapasiteyi ve ısı geçiş yüzey alanını artırmak için seri halde montajları yapılabilir.

Avantajlarının yanında aynı zamanda, yüksek ısıl kapasitelere ulaşılma istendiğinde, üretim ve enerji maliyetleri artmaktadır.

GBID, ısı geçişi ve basınç düşüşü değerleri, deney ve hesap yöntemlerine ek olarak, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi yöntemleriyle de detaylı olarak bulunabilmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri, deney çalışmalarından önce, geliştirilen tasarımların sonuçları konusunda bilgi vermektedir. Gövde içindeki akışı yönlendirmek için önerilen perde modellerinin etkinliğe olan etkileri deney öncesinde HAD analizleriyle belirlenmiştir.

Tasarım ve HAD analizi sonuçlarının doğrulanması için, deneysel çalışmalar büyük önem taşımaktadır. GBID etkinlik değerlerini ölçmek için, bilinen perde ve önerilen perde tasarımı gövde borulu ısı değiştiriciye uygulanmış ve sonuçları deney düzeneğine bağlı programlanabilir mantıksal denetleyici yardımıyla kaydedilmiştir. Oluşturulan hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli, deneysel çalışma ile doğrulanmıştır. Geliştirilen akış şeması, Şekil 1.16.'da verilmiştir.

Gövde borulu ısı değiştiricilerde, ısı performansını artırmak ve enerji maliyetlerini düşürebilmek için birçok çalışma yapılmıştır. Deneysel tasarım yöntemleri, GBID performansını yükseltmek için en uygun çözümlerden biri olarak karşımıza çıkmaktadır. Deneyler, bilimsel çalışmaların önemli bir parçasıdır. Deney tasarımları, mühendislik dünyasında süreçlerin verimliliğini iyileştirmede önemli bir role sahiptir. Deney tasarımı; bağımlı faktördeki değişikliğin nedeni olarak, ele alınan bağımsız faktörün etkilerinin ölçülmesi işlemini yürütmek için kullanılan tekniktir. Deney

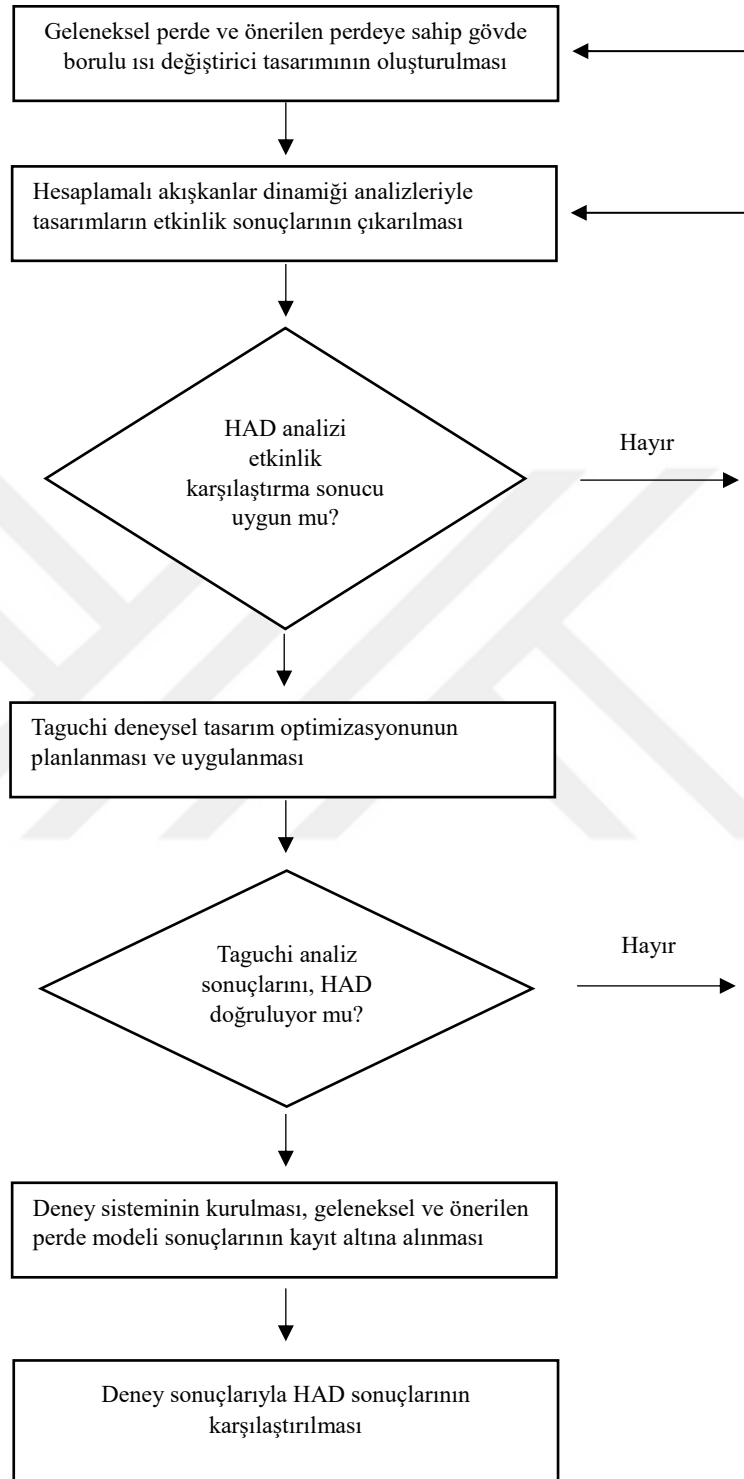
tasarımında ilgilenilen durumlar faktör olarak adlandırılmaktadır. Faktörler iki veya daha fazla seviyeye sahip olabilirler. Deney tasarımı teknikleri, yeni bir süreç geliştirmede ve performans artırma amacıyla, mevcut süreci düzeltme çalışmalarında önemli rol oynamaktadır. Aynı zamanda deney tasarımı teknikleri; sadece istatistiksel bir yaklaşım değil, tüm araştırma geliştirme faaliyetlerinde kullanılabilecek, kaliteyi artıran, maliyetleri düşüren ve sonuçların güvenilirliğini sağlamlaştıran, diğer tüm teknikleri destekleyen ve tamamlayan tekniklerdir.

Deney tasarımı tekniklerinin, özellikle üretim endüstrisinde çok yaygın olarak kullanılmasının en önemli sebeplerinden bir tanesi de Dr. Genichi Taguchi [19,20] tarafından geliştirilen Taguchi yöntemi olmuştur.

Taguchi S/N (Sinyal/Gürültü) adını verdiği bir istatistik tanımlamıştır. S/N oranının amacı, kalite karakteristiğinin belirli hedefe bağlı performansını ölçmeye çalışır. Sinyal değeri sistemin verdiği ve ölçülmek istenen gerçek değeri, gürültü faktörü ise, ölçülen değer içerisindeki istenmeyen faktörlerin payını temsil eder.

Taguchi teknik olarak ise, dikey dizinleri, doğrusal grafikleri ve üçgensel çizelgeleri kullanmıştır. Taguchi'nin deney düzenlemek için geliştirdiği yöntemlerin temelini dikey dizinler oluşturur. Faktörler ve etkileşimlerin dikey dizinlerin hangi sütununa atanacağını belirlemek için doğrusal grafikler ve üçgensel çizelgeler kullanılır.

Taguchi'nin S/N oranına göre geliştirmiş olduğu Anova analizi ise, incelenen faktörlerin farklı seviyelerinin nasıl bir değişkenliğe yol açtıklarını göstermektedir. Ayrıca elde edilen sonuçların güvenilirliği de test edilmiş olmaktadır.



Şekil 1.16. Gövde borulu ısı değıştircilerin yeni nesil perde kullanarak geliştirilmesi genel akış şeması

1.2. Amaç

GBID tasarımında, ısı geçişi için gerekli basınç düşüşünü azaltarak, etkinliğin artırılması amaçlanmıştır. Etkinlik, akışkandaki sıcaklık yükselmesinin teorik olarak mümkün olan en yüksek sıcaklık yükselmesine oranı olarak tanımlanır. Etkinlik ile basınç düşüşü fiziksel göstergeleri birbiriyle ters orantılıdır. Etkinlik değerinden ödün vermeden basınç düşüşünü azaltmanın en önemli yolu perde tasarımından geçmektedir. Geliştirilen perde tasarım modellerinin, hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları kullanılarak, Taguchi deneysel optimizasyon yöntemiyle, belirlenmesi ve en uygun çözümün deneysel çalışmalarla doğrulanması çalışmanın amacıdır.

1.3. Kapsam

Birinci bölümde, ısı değiştiriciler hakkında genel bilgi verilmiştir. Gövde borulu ısı değiştiricilerin, diğer ısı değiştiricilerden ayrılan özellikleri aktarılmıştır. Taguchi deneysel tasarım yönteminin, gövde borulu ısı değiştirici etkinliğini artırmak ve basınç düşüşünü azaltmak için kullanımı ve akış şeması gösterilmiştir.

İkinci bölümde, literatür incelemesi yapılmıştır. Gövde borulu ısı değiştiricide basınç düşüşünü azaltmak ve etkinliği artırmak için bugüne kadar yapılan çalışmalara yer verilmiştir.

Üçüncü bölümde, gövde borulu ısı değiştiricinin tasarımı, montajı, perde modelinin geliştirilmesi işlenmiştir. Üç bölmeli perde tasarımı ve bu tasarıma bağlı Taguchi optimizasyon parametreleri anlatılmıştır. Dairesel perde modeli ve boyutsuz parametreler açıklanmıştır.

Dördüncü bölümde, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinin uygulanışı konusunda bilgi verilmiştir. Tasarım çalışmalarının devamında, analiz alt yapısı, kabuller, sınır şartları belirlenmiştir.

Beşinci bölümde, deney tasarımı ve Taguchi yöntemi hakkında bilgi verilmiştir. Taguchi yöntemi, tasarım bölümünde belirlenen faktörlere göre uygulanmıştır. Üç bölmeli perde modelinin parametrelerinin ısı geçişi ve basınç düşüşü göstergelerine olan etkileri Taguchi yöntemiyle bulunmuştur. En uygun tasarım, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve Taguchi yöntemi yardımıyla ortaya çıkarılmıştır. Dairesel perde modeli için ise, tasarım aşamasında oluşturulan boyutsuz parametreler faktör olarak seçilerek, Taguchi yöntemi uygulanmıştır. Böylece, dairesel perde modelinde boyutsuz parametrelerin en uygun seviyeleri Taguchi yöntemi yardımıyla belirlenmiştir.

Altıncı bölümde, Taguchi yöntemi yardımıyla bulunan en uygun üç bölmeli perde tasarımı için prototip üretilmiş ve geliştirilen deney düzeneğinde yapılan deneyler yardımıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları karşılaştırılmıştır. Deney sonuçlarıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları arasında iyi bir uyum olduğu görülmüştür.

Yedinci bölümde, hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları ve Taguchi yöntemi sonuçları verilmiştir. Bu bölümde elde edilen sonuçlar, geliştirilen perde tasarımı modellerinin geleneksel perdeye göre, gövde içindeki basınç düşüşünü büyük oranda azalttığını, etkinliği ise arttırdığını göstermiştir.

BÖLÜM 2. LİTERATÜR İNCELEMESİ

Isı değıştirciler, akışkanlar arasında ısı enerjisinin aktarılması için kullanılan düzenektir. Akışkanlar, karışmayı önlemek için katı bir duvarla ayrılabilir veya doğrudan temas halinde olabilir. Isıtma, soğutma, klima, güç istasyonları, petrokimya, kimya, ilaç endüstrileri, doğal gaz işleme ve atık su arıtımında yaygın olarak kullanılırlar. GBID, güçlü geometrik yapısından, güvenilir işletiminden, kolay bakımından ve muhtemel yükseltme durumundan dolayı güç santrallerinde, kimya, çevre mühendisliği uygulamalarında ve atık ısı geri kazanımında yaygın olarak kullanılmaktadır [17]. GBID, diğer ısı değıştircilere oranla daha kolay üretilebilir ve daha çok uygulama alanına sahiptir.

Tek geçişli gövde borulu ısı değıştirici endüstride en yaygın kullanılan ısı değıştiricidir [21]. Mukherjee [22] günümüzde gövde borulu ısı değıştircilerin tasarımının temel olarak hesaplamalı yazılım paketleri yardımıyla gerçekleştirildiğini belirtmiştir. Bununla birlikte, bu tür yazılım paketlerini kullanmak için, bir ısı değıştirici tasarımının temel prensiplerine ek olarak gövde, gövde kapağı, iç borular, kanal, kanal kapağı iç boru aynası, perdeler ve nozullar gibi ana bileşenleri de anlamak gerekmektedir. Perdeler, gövde tarafı akışkanın ısı taşınım katsayısını artırmak için türbülans ve çapraz akış bileşenleri oluşturmak üzere yerleştirilmektedir [23].

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi, bir ısı değıştirici içindeki ısı geçişinin miktarını belirlemek için yaygın olarak kullanılan yöntemlerden biridir. Bu yöntem, ısı değıştirici boyunca sabit bir duvar sıcaklığının ve ısı değıştiricinin her iki ucundaki soğuk ve sıcak akışkanının sıcaklık farkına dayanarak logaritmik bir ortalama sıcaklığı dikkate aldığı varsayımına dayanmaktadır. Akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları belirlenmektedir. Enerji dengesi denklemi uygulanmaktadır. Gövde ve borulardaki ısı geçiş katsayıları belirlenmekte, toplam ısı geçiş katsayısının hesaplanması sağlanmaktadır. Tüm bu parametrelerle, belirli bir ısı yükünü kaldırmak

veya eklemek için bir ısı değiştiricinin gerekli toplam uzunluğu belirlenmektedir. Bu yöntem yerine her iki akışkanın giriş sıcaklıkları bilindiğinde, ısı geçiş birimi sayısı (NTU) yöntemi de uygulanmaktadır. Bu yöntemin ana fikri, sonsuz uzunluktaki bir ısı değiştiricinin ısı geçiş oranının, akışkanlardan biri en yüksek potansiyel sıcaklık farkına ulaşacağı için belirlenmesidir.

Hesaplamalı teknolojilerin gelişmesiyle birlikte, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi de tasarım optimizasyonunda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Hem LMTD hem de NTU yöntemlerinin eksiklikleri gösterilmiştir [24]. Teorik yöntemlerle yapılan tasarımların etkinliğini test etmek için, bir prototipe sahip olmaları gerekmektedir. Prototiplerin geliştirilmesi süreci, yüksek maliyet ve zaman gerektirmektedir. Ek olarak, yeni tasarım için yeni bir prototip gerektiğinden ekonomik olarak uygulanabilir değildir. Bu nedenlerle, HAD yöntemi, yeni tasarım için yeni bir prototip üretmeden istenen sayıda yeni tasarımın etkinliğini test etmek için uygundur. HAD yöntemi, tüm sistemi küçük hücrelere veya ızgaralara bölerek çözmektedir. HAD paketleri, basınç dağılımı, sıcaklık parametreleri, akış davranışı, akış hızları ve benzerleri bakımından hücreleri sayısal olarak çözmek için denklemleri kullanmaktadır. HAD yönteminde, bir ısı değiştirici modeli için, sistemde bulunan çok çeşitli türbülans modelleri seçilebilmektedir. Isı değiştirici tasarımında en yaygın kullanılan $k - \epsilon$ modeli herhangi bir ısı değiştirici türü için de kullanılabilir. HAD yöntemi, tüm sistemi küçük hücrelere veya ızgaralara bölerek çözmektedir. HAD paketleri, basınç dağılımı, sıcaklık parametreleri, akış davranışı, akış hızları ve benzerleri bakımından hücreleri sayısal olarak çözmek için denklemleri kullanmaktadır. HAD yönteminde, bir ısı değiştirici modeli için, sistemde bulunan çok çeşitli türbülans modelleri seçilebilmektedir. Isı değiştirici tasarımında en yaygın kullanılan $k - \epsilon$ modeli herhangi bir ısı değiştirici türü için de kullanılabilir.

Dört farklı türde perdenin, kısa ısı değiştiricinin etkinliği üzerindeki etkilerini incelemek için HAD yöntemi kullanılmıştır [25]. Sonuçlar, akışkan giriş bölgesinin yakınındaki çapraz akışın ısı geçişine önemli bir katkısı olduğunu bu nedenle geleneksel ısı geçiş korelasyonlarının bu tip kısa ısı değiştiricilerine uymayabileceğini göstermiştir. Duyarlılık çalışması, test edilen türbülans modellerinden, standart $k - \epsilon$ modelinin hız profili ve ısı geçişi üzerinde en doğru sonuçları sağlayabildiğini göstermiştir. Önerilen HAD modeli, perdeli ısı değiştirici tasarımları için, Bell-Delaware yöntemiyle tahmin edilen değerden $\pm\%10$ farkla basınç düşüşünü hesaplamaktadır.

Perdelerin, gövde borulu ısı değiştiricilerin etkinliği üzerindeki etkisini araştırmak için HAD yöntemi kullanılmıştır [26]. Sonuçlar helisel perdelerin, tek bölmeli ve çift bölmeli perdelerle oranla daha yüksek ısı geçişi ve basınç düşüşü değerleri verdiğini göstermiştir. Test edilen üç türden tek bölmeli perdeler, en yüksek basınç düşüşü ile en düşük ısı geçişi (ölü bölgeler) verilerine sahiptir. Ayrıca perde sayısının arttırılması, basınç düşüşünün beklendiği gibi artmasına neden olmaktadır.

HAD yöntemi ve etkinlik sayısı geçiş birimleri ($\varepsilon - NTU$) modelleri, büyük faz değişim malzemeleri tankında yapılan deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır [27]. Tankın 12 farklı noktasında deneysel ölçümler yapılmış, HAD ve $\varepsilon - NTU$ modelleri iyi uyum göstermiştir. Bununla birlikte, HAD modeli doğal taşınım ve kaldırma etkisini dikkate almadığı için deneysel ve $\varepsilon - NTU$ sonuçları ile bazı küçük uyumsuzluklar göstermiştir.

Gövde ve çift eş merkezli borulu ısı değiştiricinin etkinliğini modellemek için HAD yazılımı ANSYS Fluent kullanılmıştır [28]. İç boru çapının bir gövde, çift eş merkezli borulu ısı değiştirici ve tipik bir gövde borulu ısı değiştiricinin ısı geçiş etkinliği üzerindeki etkisi gözlemlenmiştir. Sonuçlar, gövde ve çift eş merkezli borulu ısı değiştiricinin toplam basınç düşüşü başına toplam ısı geçiş oranını %343'e kadar arttırabildiğini ve aynı sürtünmeye sahip bir gövde borulu ısı değiştiriciye kıyasla toplam sürtünme gücünü yaklaşık %85,5 oranında azaltabildiğini göstermiştir. Dahası, bulguları gövde ve çift eş merkezli borulu ısı değiştiricinin daha düşük bir basınç düşüşünü korurken daha yüksek bir ısı geçişi elde edilebildiğini doğrulamıştır. Ayrıca, daha düşük iç boru çapları ve daha yüksek sıcak akışkan kütle hızlarıyla daha yüksek bir etkinlik elde edilebileceği ve dolayısıyla ekonomik olacağı sonucuna varılmıştır.

Birim, periyodik, gözenekli ve bütün model olmak üzere dört farklı model kullanılarak bir gövde borulu ısı değiştirici için 3 boyutlu sayısal simülasyonlar gerçekleştirilmiştir [29]. Bu modeller birim modelin dört model içinde en düşük doğruluğa sahip olduğunda ısı geçişinin geliştirilmesiyle etkinlik artmıştır. Gözenekli ve bütün modeller, basınç düşüşünü tahmin etmede yüksek bir hassasiyet göstermiştir. Birim ve periyodik modeller hidrolik performansı doğrudan tahmin edememiştir. Tüm model,

bütün modeller arasında en yüksek hassasiyeti göstermiştir, ancak dört model arasında en fazla hücre sayısına sahip olduğu için yüksek performanslı hesaplama gerektirmiştir.

Spalart-Allmaras ve $k - \epsilon$ olmak üzere iki HAD türbülans akış modeli kullanılarak bir gövde borulu ısı değiştirici test edilmiştir [30]. Özellikle perde kesim oranı, perde sayısı, perde aralığı ve gövde çapının ısı geçiş katsayısına ve basınç düşüşüne etkileri araştırılmıştır. HAD sonuçlarının ısı geçiş katsayısı ile ilgili Bell-Delaware yöntemiyle [31] uyumlu olduğu iddia edilmiştir. Günümüzde, Bell-Delaware yöntemi ısı değiştirici tasarımı için yaygın olarak kullanılmaktadır. Sonuçları HAD yönteminin ısı değiştirici tasarımı için yararlı ve güvenilir bir araç olduğunu göstermiştir. HAD yazılım paketlerinin doğrulama deneyleriyle birlikte kullanılmasının, gövde borulu ısı değiştirici tasarımında hızlı sonuçlar elde etmek için etkili bir yaklaşım olduğu sonucuna varılmıştır.

GBID sisteminde etkinlik, akış rejimi, boru aynasındaki boruların yerleşimi, perde sayısı, boru sayısı ve uzunluk gibi birçok parametreye bağlıdır. Perde geometrisini, değiştirerek bir ısı değiştiricinin etkinliğini artırmak mümkündür. Perde geometrisinin değiştirilmesinin, gövde tarafındaki akış karakteristikleri ve ısı geçişi üzerinde önemli etkileri vardır. Geleneksel perdeye sahip gövde borulu ısı değiştirici, yüksek basınç düşüşü, büyük miktarda sızıntı akışı, akış ölü bölgesi, kirlenme ve yüksek hızlarda akışa bağlı titreşimle tanımlanır [21,32].

Isı değiştiricide kullanılan boru enerji geçişinde önemli bir rol oynar. Bu nedenle, ısı iyileştirme teknikleri kullanılarak geliştirilen ısı değiştirici borusu için birçok araştırma yapılmıştır. Isı değiştiricilerin etkinliğini artırma çalışmaları literatürde devam etmektedir [23-25]. Farklı geometrik modeller kullanarak ısı değiştiricide ısı geçişinin geliştirilmesi halen güncel çalışmalardaki yerini sürdürmektedir. Kullanılan tüm farklı geometrilerde hedeflenen tek şey, ısı geçişini artırmak için sıvı akışkanın fiziksel davranışını değiştirmektir. Isı değiştiricilerin farklı geometrik şekilleri olmasına rağmen, gövde borulu ısı değiştiricilerin geniş çalışma sıcaklığı ve basınç aralığı nedeniyle diğerlerinden daha fazla uygulama alanı vardır [23-26]. Literatürde

gövde borulu ısı değiştiricilerin etkinliğini artırmak için birçok çalışma vardır. Bu çalışmaların önemli bir kısmı perde tasarımı odaklanmaktadır. Bu amaçla, yeni perde tasarımı, yeni perde konfigürasyonu gibi birçok yenilik gerçekleştirilmiştir. Gövde borulu ısı değiştiricilerin etkinliğini artırmak için incelenmekte olan bazı yeni perde örnekleri, yonca delikli [27-29], helisel [30-40], çiçek [27,35,41], aşamalı [42], ikizkenar yamuk şeklinde [43], merdiven tipi katlama [44], sıkıştırma [45,46], yuvarlak çubuk [47,48] ve panjurlu perde [49] olarak verilebilir. Perde açıklıklarının, gövde borulu ısı değiştirici performansına etkisi araştırılmıştır [50]. Sonuçlar, boşluklar düşünüldüğünde basınç düşüşünün yaklaşık %40 daha küçük olduğunu göstermiştir. Bir gövde borulu ısı değiştiricinin gövde tarafında türbülanslı akışkan akışı ve ısı geçişinin üç boyutlu sayısal simülasyonu araştırılmıştır [51]. İki temel parametre olarak 106,6, 80 ve 64 mm perdeler arasındaki mesafe ve 45, 60, 90, 120, 150 ve 180 derece olmak üzere altı perde yönlendirme açısı test edilmiştir. Sonuçlar, perdeler arasındaki mesafenin 64 mm ve 180 derece yönlendirme açısına sahip tasarımın en iyisi olduğunu göstermiştir. Arania ve Moradi [52], parçalı perde ve uzunluk boyunca desteklenmiş boru konfigürasyonu kullanılarak gövde borulu ısı değiştirici optimizasyonu içindeki suyun akışkan akışına ve ısı geçişine odaklanmıştır. Maksimum kütle akış hızlarında (2 kg/s), disk perde ve birleşik parçalı disk perdeye sahip gövde borulu ısı değiştiricinin gövde tarafı ısı geçiş katsayısının ortalama değeri, sırasıyla boyuna dairesel desteklenmiş borulu disk ve birleşik parçalı perdeye sahip gövde borulu ısı değiştiriciden %26,6 ve %31,9 daha yüksektir.

Perde aralığı ve perde boşluğu gövde borulu ısı değiştiricilerin tasarımında önemli bir parametredir. Perde boşlukları optimum tasarımdan daha büyük veya daha küçük bırakılırsa, genellikle zayıf dağılmış akış, ölü bölgeler ve beklenenden daha yüksek basınç kayıplarına neden olurlar. Bu parametrelerin deneysel yöntemlerle belirlenmesi de önemli miktarda malzeme atığına neden olur. Ayrıca, her bir parametrenin gövde tarafında ısı iletimi, akış direnci ve termo-hidrolik performansı üzerindeki etkisini araştırmak çok zordur. Bu nedenle, deney sayısını ve maliyetlerini azaltmak için bazı optimizasyon yöntemleri kullanılmaktadır. Bunlardan biri Taguchi optimizasyon yöntemidir. Taguchi yöntemi, parametre, sistem ve tolerans tasarımına dayanan deneysel bir tasarım yöntemidir. Bu yöntem, kalite güvence sistemleri kapsamında

toplanan verilerin istatistiksel analizinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bununla birlikte, farklı düzeylerdeki farklı parametreler arasındaki optimal kombinasyonu belirlemek için de çok yararlı bir yöntemdir. Böylece, her bir parametrenin etkisini belirlemek için çok fazla deneysel çalışmanın gerekli olduğu durumlarda Taguchi yöntemini kullanarak daha az sayıda deney yapmak mümkündür. Literatürde, ısı değiştiricide Taguchi yöntemi uygulanarak yapılan bazı çalışmalar vardır. Bakır bobinli ısı değiştirici tasarım parametreleri için, Taguchi optimizasyon yöntemi uygulanmıştır [53]. Minimum basınç düşüşü ile ısı geçişinin optimizasyonunu belirlemek için bu yöntem kullanılmıştır. Benzer şekilde Chamoli [54], aynı amaç için Taguchi yöntemini kullanarak, V geometri perdeleriyle pürüzlendirilmiş dikdörtgen bir kanalda akış ve geometrik parametrelerin optimizasyonu üzerinde çalışmıştır. V aşağı delikli bölme pürüzlendirilmiş dikdörtgen kanalın performans tahmini için seçilen parametreler, göreceli pürüzlülük aralığı, göreceli pürüzlülük yüksekliği, açık alan oranı ve Reynolds sayısıdır. Girdap jeneratörü kanatlı borulu ısı değiştirici parametrelerinin etkileri, Taguchi yöntemi ile optimize edilmiştir [55]. Her faktörün seviyeleri birleştirilerek on altı model oluşturulmuş, her modelin ısı geçişi ve akış sürtünme özellikleri analiz edilmiştir. Taguchi yöntemi ile atak açısı, girdap jeneratörünün uzunluğu, girdap jeneratörünün yüksekliği, kanat malzemesi, kanat kalınlığı, kanat aralığı, boru aralığı, girdap jeneratörü, kanat ve boru ısı değiştiricilerin parametreleri incelenmiştir [56]. Taguchi yöntemi ile bir güneş enerjili hava ısıtıcı kanalının termo-hidrolik davranışını arttırmak için, açılı kaburgaların optimize edilmiş geometrisi üzerinde araştırma yapılmıştır [57]. Oluklu kanalın maksimum termal performansını hesaplamak için geometri faktörlerini optimize etmek üzere L16 dikey dizisi kullanılmıştır. Sarmal açısı, örtüşme boyutu, boru çapı, borunun merkezi mesafesi ve boru yerleşiminin Taguchi yöntemi kullanılarak örtüşen sarmal ısı değiştiricilerin etkinliği üzerindeki etkisi araştırılmıştır [58]. Isıtma veya soğutma modu çalışmasında, parametrik optimizasyonu gerçekleştirmek için Taguchi yöntemi kullanılmıştır [59]. Etghani ve Baboli [60], ısı geçiş katsayısı ve ekserji kaybını araştırmıştır. Çalışmalarında dört tasarım parametresi (hatve bobini, boru çapı, sıcak ve soğuk akış hızları) dikkate alınmış ve tasarım faktörlerinin optimum seviyelerini elde etmek için Taguchi yöntemi kullanılmıştır. Üç boyutlu kanatlı boruların yapısal parametrelerinin Taguchi yöntemi ile hava geçişindeki ısı geçişi ve basınç düşüşü karakteristikleri

üzerindeki etkisi, ısı geçiş etkinliğini artırmak için araştırılmıştır [61]. Delikli disk ara parçalı ısı değiştirici borusunun termo-hidrolik performansı üzerindeki farklı geometrik ve akış parametrelerinin çoklu yanıt optimizasyonu için Taguchi gri ilişkisel analiz yöntemi yaklaşımı kullanılmıştır [62]. Gri ilişkisel analize göre en anlamlı parametrenin çap oranı olduğu sonucuna varılmıştır.

Perdeler, GBID etkinliğinde önemli bir rol oynamaktadır. İçeriden geçen iç boruları desteklemekte, gövde tarafı akışkan akışı için istenilen hızın oluşturulmasını sağlamakta ve iç borularda oluşan titreşimi önlemektedir. Perdeler aynı zamanda gövde tarafındaki akışın boru demeti içinden ileriye doğru geçişine kılavuzluk ederken akışkan hızını ve ısı geçiş katsayısını artırmaktadır.

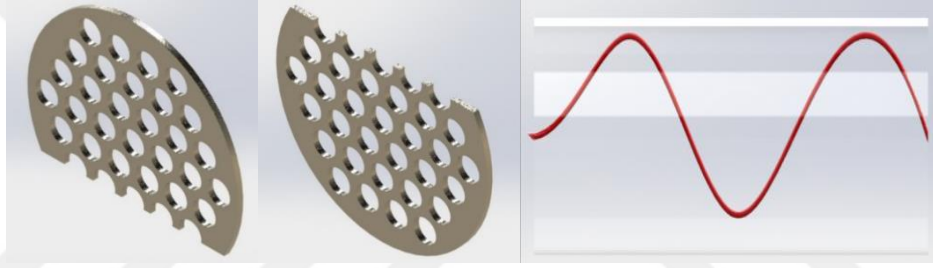
Gövde borulu ısı değiştiricilerinin büyük çoğunluğunda gövde içindeki akışkanın akışını yönlendirmek için bölümlü olarak tanımlanan perde kullanılmaktadır. En çok kullanılan tek bölmeli perde örnek olarak alındığında, türbülans yoğunluğu ve yerel karışımı artıran iç boru demeti arasında gövde tarafındaki akışın yukarı ve aşağı yönlü akış deseninin oluşturulduğu görülmektedir. Bu durumun ciddi bir kirliliğe ve boru demeti üzerinde yüksek titreşim riskine yol açan perdenin arkasında büyük basınç düşüşleri ve ölü bölgelerin oluşması gibi bazı doğal sakıncaları bulunmaktadır [63,64].

Bilinen tek bölümlü perdelerin yapısındaki kısıtlamalardan dolayı bazı doğal kusurları aşağıda sıralanmıştır.

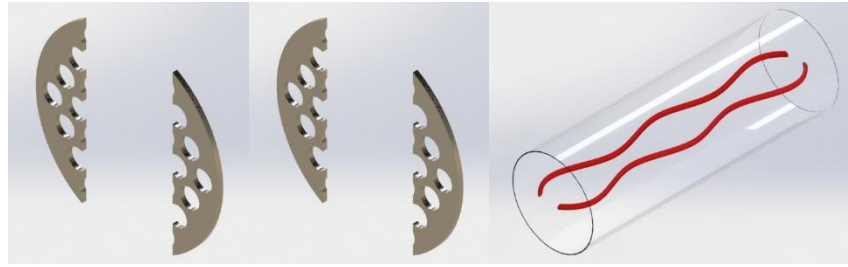
- Gövde duvarı yakınındaki durgunluk bölgesinde ve perde plakaların arkasında durgunluk bölgesi içinde kirlenme oluşmaktadır.
- Akışkan akışını engelleyici perdenin neden olduğu büyük basınç düşüş sonuçları ve perde kenarının yakınında akış ayrılmaları meydana gelmektedir. Bundan dolayı çoğunlukla aynı ısı yükü için yüksek basınç düşüşünü ilerletebilmek için daha yüksek pompa gücüne gereksinim duyulmaktadır.
- Üretim toleranslarından dolayı önemli miktarda yanından geçen akıntılar ve sızıntı akıntılar oluşmaktadır.

- Akışın oluşturduğu iç boru titreşimleri, işletme (servis) ömrünü kısaltmaktadır [65,66].

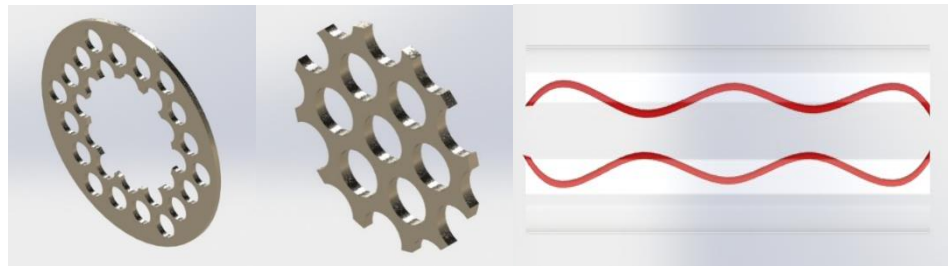
Son yıllarda, yüksek etkinlik değerlerine sahip ısı değiştiricileri geliştirmek için perdeler üzerinde sayısız araştırmalar yapılmıştır. Çift bölmeli perde ve disk-halka tipi perde, gövde tarafındaki etkinliği artırmak için tasarlanmıştır [22,67]. Bu tür perdeler, Şekil 2.1.'de gösterilen geleneksel tek bölmeli perdeye sahip gövde borulu ısı değiştiricinin gövde tarafındaki zikzak desenini radikal olarak değiştirememektedir. Tasarım prensibinden kaynaklanan sakıncalar, Şekil 2.2. ve Şekil 2.3.'de gösterilen, yeni geliştirilen çift bölmeli ve disk-halka tipi perde modelleriyle ortadan kaldırılamamıştır.



Şekil 2.1. Geleneksel tek bölmeli perde ve gövde içinde izlenen yol

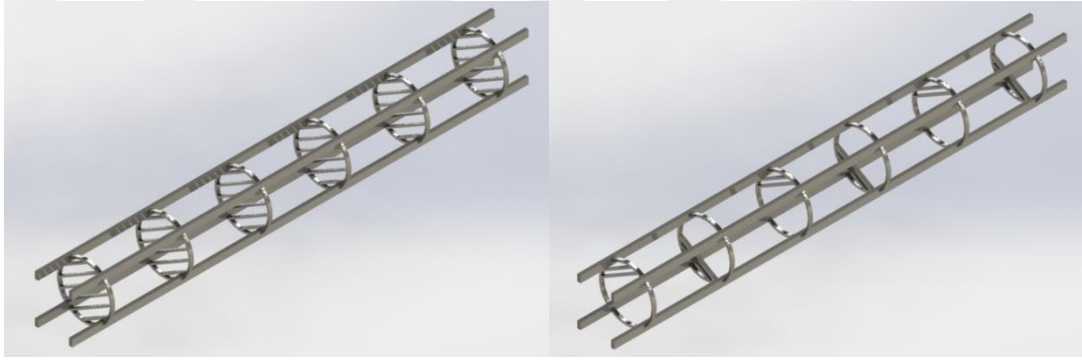


Şekil 2.2. Çift bölmeli perde ve gövde içinde izlenen yol



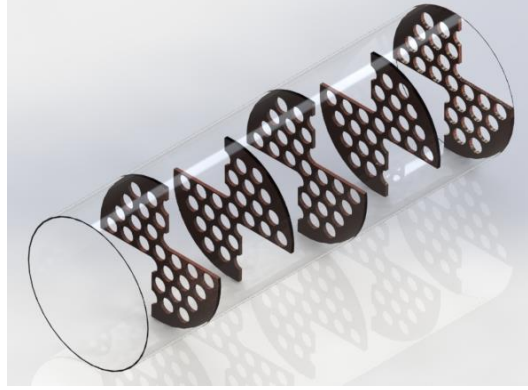
Şekil 2.3. Disk-halka tipi perde ve gövde içinde izlenen yol

Gövde borulu ısı değiştiricinin gövde tarafındaki etkinliğini artırmak için araştırmacılar, enine akış biçimini boyuna ve helisel akışa başarılı biçimde değiştiren gövde içinde bir çok destekli yapı tasarlamıştır. Şekil 2.4.'te gösterilen çubuk perdeye sahip ısı değiştirici, aslında Philips Petrol Şirketi tarafından sunulan boru demetinin çubuk perdeler tarafından desteklendiği, tipik bir yatay akış ısı değiştiricidir [68,69]. Çubuk perdeli ısı değiştiricinin, etkinliğini çalışmak için bir periyodik akış birimi kullanılmıştır [70]. Sayısal simülasyon sonuçları aynı akışkan hızında perde hatvesinin artırılmasıyla birlikte basınç düşüşünün ve ısı geçiş katsayısının düştüğünü göstermektedir. Basınç düşüşünün derecesinin ısı geçişinden daha yüksek olduğu görülmüştür.



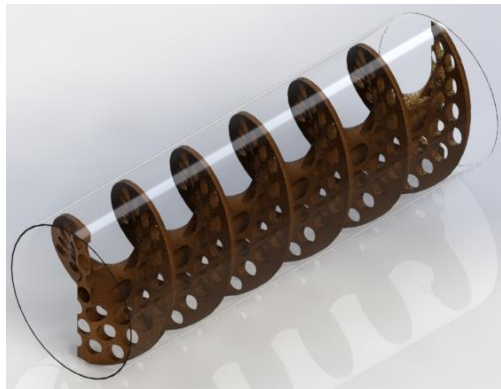
Şekil 2.4. Çubuk perde

Çubuk perdeli ısı değiştiricilerin gövde tarafı etkinliğini artırmak için desteklenmiş yapı olarak yay kesimli yuvarlak çubuklar, sisteme adapte edilmiştir [71]. Perde mesafesinin, çubuk çapının iç borulara kenetlenme türünün termo hidrolik performans üzerindeki etkileri çalışılmıştır. Sarmal biçimde dalgalı iç borulara sahip çubuk perdeli ısı değiştiricilerin, gövde tarafındaki ısı geçişi üzerinde sayısal araştırma yürütülmüştür [72]. Şekil 2.5.'te gösterilen çiçek perdeli gövde borulu ısı değiştiricinin gövde tarafı üzerindeki akış direnci ve ısı geçişi incelenmiştir [73,74]. Yang ve Liu [75], yeni plaka perdeli gövde borulu ısı değiştirici önermiştir. Plaka perdeli ısı değiştiricinin çubuk perdeli olanına göre karşılaştırmalı olarak %115-122 aralığında yüksek etkinliğe sahip olduğunu raporlamıştır.



Şekil 2.5. Çiçek perde

Gövde borulu ısı değiştiricilerin, etkinliği artırmanın bir diğer yolu ise, gövde tarafında helisel akış üretmektir. Şekil 2.6.'da örneği gösterilen helisel perdeye sahip ısı değiştiricileri ilk olarak Lutcha ve Nemcansky [76] tarafından 1990 yılında önerilmiştir. Helisel perdeye sahip ısı değiştiricinin gövde tarafındaki sarmal akışının, ısı geçişi sıcaklık farkını artıran tapa akışına yakın olduğunu buldular. Gövde tarafı sarmal akışı, radyal hız eğimine yol açmakta bu da sınır tabakayı inceltmekte ve ısı geçiş katsayısını artırmaktadır. Helisel perdeye sahip ısı değiştiricilerin, gövde tarafı kirliliğini azaltabildiği bulunmuştur [77]. Helisel perdenin akış kaynaklı titreşimi azaltabildiği raporlanmıştır [65,78]. Bölümlü perde ve helisel perdeye sahip ısı değiştiricilerini karşılaştırmak için deneysel metotlar kullanılmıştır [65]. Sonuçlar helisel perdenin, etkinliği büyük oranda artırdığını göstermiştir. Farklı helisel açılara sahip beş farklı ısı değiştirici, bir bölümlü perde olan ısı değiştiricinin etkinlikleriyle ile karşılaştırılmıştır [79]. Helisel perdeye sahip ısı değiştiricinin ısı geçiş katsayısı, helis açısının 40 derece olduğunda en iyi olduğu gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Helisel perde

Helisel perdelere sahip gövde borulu ısı değiştiricilerin, helis açısı ve bindirme derecesinin biçimsel parametrelerinin kapsamlı etkinliği araştırılmıştır [80]. Akış yapısal etkileşim teorisi temel alınarak, helisel perdeye sahip gövde borulu ısı değiştiricinin yapısal optimizasyonu üzerinde, çoklu nesnel genetik algoritma ile birleştirilen ikinci derece çok terimli regresyon karşılık yüzeyi kullanılarak bir metot geliştirilmiştir. Sonuçlar, helisel perdelere sahip gövde borulu ısı değiştiricilerin, belirli gövde giriş hızı altında birim basınç düşüşü başına ısı geçiş katsayısının başlangıçta arttığını, ardından helis açısının artışı ve bindirme derecesinin artışıyla düştüğünü göstermiştir. Akışın ve ısı geçişinin etkinliği bindirme derecesiyle karşılaştırıldığında, helis açısına daha çok duyarlıdır. Helisel perdelerin mekanik özellikleri için en yüksek kesme gerilmesi, helis açısıyla birlikte artmakta, fakat bindirme derecesinden neredeyse hiç etkilenmemektedir. Optimizasyonun amaçları, birim basınç düşüşü başına ısı geçişinin en yüksek değere ulaştırılması ve kabul edilebilir gerilme kapsamında en yüksek kesme gerilmesinin en düşük seviyeye indirilmesidir. En uygun üç yapı elde edilmiştir. Helisel perdelere sahip gövde borulu ısı değiştiricilerin endüstriyel tasarımı için rehberlik sağlayan çalışmanın sonuçları, birim basınç düşüşü başına ısı geçiş katsayısının ortalama %14,1 arttığını, en yüksek kayma gerilmesinin ise, ortalama %4,1 düştüğünü göstermektedir [80].

Birçok araştırmacı, ısı değiştiricilerinin maliyet optimizasyonu için çeşitli metotlar teklif etmişlerdir. Lagrange çarpanı ve geometrik programlama tekniği kullanılmıştır [81]. Bu metotların uygulanabilmesi için amaç fonksiyonu (objective function) ve sınır fonksiyonlarını (constraints) doğru şekilde ifade eden cebirsel denklemlere ihtiyaç vardır [82].

Isı değiştirici tasarımında, basınç düşümünün tasarım parametresi olarak dikkate alınmasının önemi, uzun süredir birçok araştırmacı tarafından kabul edilmektedir. Mc Adams [83], bunu sayısal olarak gösteren ilk araştırmacılardan biridir. Mc Adams [83], transfer edilen birim ısı enerjisi için, sabit bir ısı değiştirici maliyeti ile, pompalama maliyetini dikkate alarak, boru ve gövde tarafı için optimum kütle akımını (max flux) veren basit iki ifade elde etmiştir. Elde edilen bu ifadeler birbirinden bağımsızdır. Bu,

akışkanların birbirinden tamamen ayrı ele alınmasından kaynaklanmakta olup, yeterince hassas bir yaklaşım değildir. Jenssen [84], “J” parametresi olarak adlandırdığı bir değişken tanımlayarak, levha tipi ısı değiştiricileri için ekonomik enerji tüketimini veren basit ve genel bir metot oluşturmayı amaçlamıştır. Ayrıca ısı değiştiricinin her iki tarafındaki akışkanların aynı debilere ve aynı fiziksel özelliklere sahip olduğunu kabul ederek, optimum nokta değerlerini veren grafikler oluşturmuştur. Bu grafiklerin projelendirmede kullanılabilmesi için, ilk yatırım maliyeti etkisinin pompalama maliyeti etkisine oranının bilinmesi yeterlidir. Bu çalışmanın ısı değiştiricideki her iki akışkanın, aynı özelliklere ve akış kesitlerinin benzer geometrilere sahip olması zorunluluğunu esas alması, birçok pratik uygulamada kullanımı zorlaştırmaktadır. Steinmeyer [85], Jenssen’in yaklaşımını Gövde-Boru Tipi ısı değiştiricilerine uygulayarak, gövde ile boru tarafı için ayrı, ayrı ifadeler oluşturmayı başarmıştır. Ancak Steinmeyer [85] tarafından elde edilen ifadeler, belli ısı değiştirici tipleri ve akışkanların sıvı fazda olması durumunda tutarlı sonuçlar verebilmektedir [86]. Isı değiştirici optimizasyonu ile ilgili bir paket program geliştirilmiştir [87]. Bu program, kullanıcıya farklı tipte ısı değiştiricileri arasında da bir seçim yapma imkânı sağlamaktadır. Ancak bu programda, sadece pompalama gücü, geometri ve hacim dikkate alınmış, maliyet dikkate alınmamıştır. Purohit [88], tarafından önerilen literatürde mevcut birkaç maliyet fonksiyonu üzerinde çalışılmıştır [89]. Purohit [88], ısı değiştiricileri için detaylı maliyet analizi geliştirmiştir. Purohit [88] ısı değiştirici maliyetini, geliştirdiği metotla ABD’de $\pm 9,6\%$ sapma ile hesaplamıştır. Purohit [88] tarafından verilen ısı değiştirici maliyet fonksiyonu, geliştirilerek ısı değiştirici boyunun 20 ft’yi aşması durumunda da kullanılabilecek duruma getirilmiştir [82]. Kovarik [90], çapraz akımlı ısı değiştiricilerin optimizasyonu ile ilgili olarak yaptığı çalışmaların sonucunda, teknik anlamda uygulanabilir bazı tasarımların, gerçek maliyet değerleri dikkate alındığında optimum olamayacağını göstermiştir. Gövde boru tipi ısı değiştiricileri için case-study metodu önerilmiştir [91]. Bu metodun kullanımı için geliştirilmesi mümkün olan birkaç tasarım örneğine ihtiyaç bulunduğunu ortaya konmuştur [87]. Jegede ve Polley [86] ısı değiştirici optimizasyonu için son derece basit ve kullanışlı bir metot geliştirmişlerdir. Ayrıca metot farklı tipte ısı değiştiricilere kolaylıkla uygulanabilir. Engin ve Güngör [92], bu metodun gövde borulu ısı değiştiricilere uygulanmasını

yaparak sonuçlarını Taborek [93] metoduyla kontrol etmişlerdir. Bu çalışma sonucunda, ısı değiştiricinin gövde tarafı için her iki metotla hesaplanan basınç düşümleri arasında önemli farklılık olduğunu göstermişlerdir. Reppich ve Kohoutek [94] de Jedege ve Polley [86] tarafından verilen maliyet fonksiyonlarını kullanmışlardır. Enerji korunumu ve kütle korunumu (mass balance) baz alınarak gövde borulu ısı değiştiricilerde geçici rejim ısı geçişi için bir matematiksel simülasyon kurulmuştur [95]. Isı değiştirici optimizasyonu için bir model teklif edilmiştir. Bu modelde toplam entropi üretim hızı (TEGR) amaç fonksiyonu olarak kullanılmıştır. Bilgin [96], ısı değiştirici optimizasyonunda, en uygun akışkan hızının belirlenmesi ve kanatlı boru kullanımında kanatlar arası mesafenin optimize edilmesi için bir yöntem önermiştir. Mahmutoğlu [97], bugünkü değer ve yıllık eşdeğer yöntemlerini kullanmak ve sonuçları karşılaştırma suretiyle gövde borulu ısı değiştiricilerin bilgisayar destekli tasarımı ve eniyilemesi üzerinde çalışmıştır.

Taguchi yöntemi, ilk defa üst üste gelen parçalı helisel perdeye sahip ısı değiştiricilerin, etkinliği üzerindeki beş geometrik parametrenin etkilerini araştırmak uygulanmıştır [58]. Beş geometrik parametre, helis açısı, üst üste gelen parçanın büyüklüğü, iç borunun çapı, borunun merkezi uzaklığı ve iç boru yerleşimidir. Akış sürtünme karakteristikleri ve ısı geçişine göre belirtilen geometrik parametrelerin farklı kombinasyonu ile on beş durum modellenmiş ve analiz edilmiştir. Sonuçlar, üst üste gelen parçanın büyüklüğünün, etkinlik üzerindeki beş geometrik parametre içinde en etkili olanı olduğunu göstermiştir. Ek olarak yürütülen iki analiz yöntemi (sezgisel ve istatistiksel analiz), beş parametrenin etkilerinin açık bir biçimde farklı olmadığı bu nedenle optimizasyon tasarımı içinde tüm parametrelerin dikkate alınması gerektiği ortaya çıkmıştır. Analiz temel alınarak, test için kullanılan on beş modelden kapsamlı ısı-ısıtma performansı (JF Faktörü) daha iyi olduğu doğrulanmış en uygun parametrik kombinasyon elde edilmiştir. En uygun kombinasyonun ısı-ısıtma performansı değeri (JF Faktörü), on beş durum içindeki görece olarak etkinliği daha yüksek olanlara göre %11,81-%15,57 oranında daha yüksektir [58].

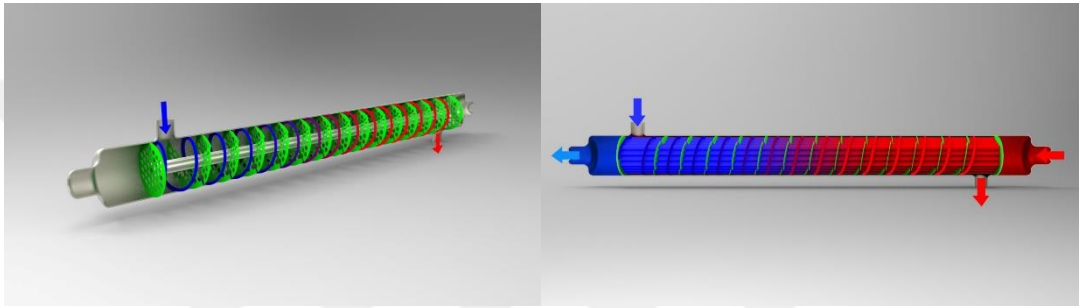
Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri, alan ısıtma ve soğutma uygulamaları için toprak ısı değiştiricilerinin yardımıyla toprak enerjisinden yararlanmaktadır. Toprak

kaynaklı ısı pompası hem ısıtma hem de soğutma uygulamaları için kullanıldığında ısı değiştiricinin en uygun uzunluğunun belirlenmesi çok önemlidir. Navdeep Pandey, K. Murugesan, H.R. Thomas [98] tarafından yayınlanan alan ısıtma ve soğutma uygulamaları için toprak ısı değiştiricilerin, Taguchi yöntemi ve fayda kavramı kullanılarak optimizasyonu çalışmasında ısı değiştiricilerin, yatay ve dikey uzunluğu ısıtma ve soğutma periyotlarının farklı kombinasyonları düşünülerek bir toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için en uygun durum hesaplanmıştır. Isı değiştiricinin 8 işletme parametresi 3 seviyede düşünülmüş, L27 dikey dizilişi deneysel denemeleri elde etmek için uygulanmıştır. Yatay ve dikey ısı değiştiricilerin her ikisi için de Taguchi yöntemi ısıtma ve soğutma uygulamaları için bağımsız en uygun uzunluğu elde etmek için uygulanmıştır. Fayda kavramı, ısıtma ve soğutma periyotlarında verilen bir yük devrinde, en uygun uzunluğu tahmin etmek için uygulanmıştır. Isı değiştiricilerin her ikisi için, %20'den %80 değerine kadar sıralanan fayda kavramının ağırlık faktörü olarak ifade edilen, ısıtma ve soğutma periyotlarının farklı kombinasyonları için sonuçlar elde edilmiştir. Isı değiştiricinin kullanıldığı toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans katsayısı içindeki değişimin etkisi, ısı değiştiricinin uzunluğu üzerindeki etkinin belirlenmesi için ayrıca analiz edilmiştir. Dikey ısı değiştiricinin uzunluğu, ısıtma ve soğutma periyotlarının tüm kombinasyonları için sabit kalmasına rağmen, soğutma için ısıtmada olduğundan %33 daha yüksektir. Bunun aksine yatay ısı değiştirici alt ve üst sınırlarda %20 civarında ve orta sınırdan %50 değişim göstermiştir [98].

Enjektör türbülatorlere sahip eş merkezli ısı değiştiricinin en uygun tasarım parametrelerinin belirlenmesi konusunda Emre Turgut, Gülşah Çakmak ve Cengiz Yıldız [99] tarafından Taguchi yöntemi kullanarak çalışma yapılmıştır. Enjektör türbülatorlere sahip eş merkezli ısı değiştiricinin optimizasyonu başlıklı çalışma, 2011 yılında yayınlanmıştır. Farklı açı, çap ve sayıdaki enjektör şeklindeki türbülatorlerin ısı geçişi ve basınç kaybı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Deneyler Reynolds sayısının 10.000 ve 17.000 değerleri arasında yürütülmüştür. Çalışmada, Taguchi yöntemi kullanılarak, türbülatorlü eş merkezli ısı değiştiricilerin ısı geçişi ve basınç kaybı değerlerini etkileyen beş parametre analiz edilmiştir. Bu nedenle, parametreleri içeren L16 (42 x 23) dizisi deneysel tasarım için seçilmiştir. Isı geçişi ve basınç düşüşü

üzerindeki etkili parametreler sırasıyla, Reynolds sayısı, enjektör sayısı, enjektör açısı, enjektör çapı ve diziliş şekli olarak düzenlenmiştir. Basınç düşüşü ve ısı geçişi için en uygun işletim şartları bulunmuştur. Sonuçlar, Taguchi deneysel tasarım yönteminin çalışmada başarıyla uygulandığını, sayısal ve deneysel verilerin birbiriyle iyi bir uyum yakaladığını göstermiştir [99].

Helisel perdelere örnek olarak, doktora tezi kapsamında parçalı helis ve ters helis tasarımları geliştirilmiştir. Parçalı helis tasarımı resimleri Şekil 2.7.'de verilmiştir.



Şekil 2.7. Parçalı helis tasarımı

Helisel perde üretimi özellikle büyük çaplı gövde borulu ısı değiştiricileri için çok güçtür. Bu nedenle, kolay üretilebilir, düşük maliyetli perde tasarlamak çok önemlidir. Bilinen bölümlü perdeler yerine kolay üretilebilir ve gövde içindeki akışı düzenleyen perde modelleri geliştirilmiştir. Hedeflenen gövde içindeki akışkanın perdeye çarpmasıyla içeride dağılmasıdır. Bu sayede üretimi çok zor ve maliyetli olan helisel perdeler yerine daha kolay üretilebilir üç bölmeli dairesel perde tasarımı [100] gerçekleştirilebilmiştir.

Gövde içindeki akışkanın, pervane etkisi oluşturabilecek bir perde ile dağıtılması çalışması daha önce yapılmamıştır. Akışkanın perdeye çarparak gövde cidarlarına doğru hareket etmesi hedeflenmiştir. Buradaki temel düşünce, akışın pervaneye çarpmış gibi orta bölümden dışarıya doğru yönlendirilmesi ilkesine dayanmaktadır.

Günümüze kadar yapılan çalışmalar, geleneksel perde ve helisel perde aralığındaki modellerin tasarım parametrelerinin optimizasyonu biçiminde yürütülmüştür. Geliştirilen üç bölmeli [100] ve dairesel perde modeli tasarım açısından farklı ve

yenilikçidir. Helisel perdeden farklı olarak kolay üretilebilir ve uygulanabilir bir model önerilmiştir. Yapılan çalışmayla birlikte, gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılmak üzere, hem ısı geçişini artıran hem de basınç düşüşünü %40'dan fazla azaltabilen yenilikçi perde modelleri ilk defa önerilmiştir.

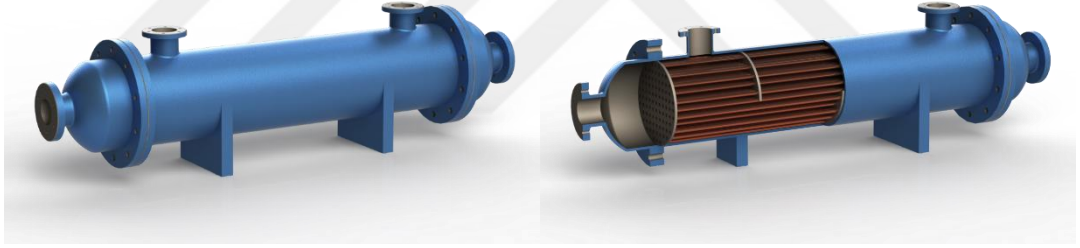


BÖLÜM 3. TASARIM ÇALIŞMALARI

3.1. Bilgisayar Destekli Tasarım Çalışmaları

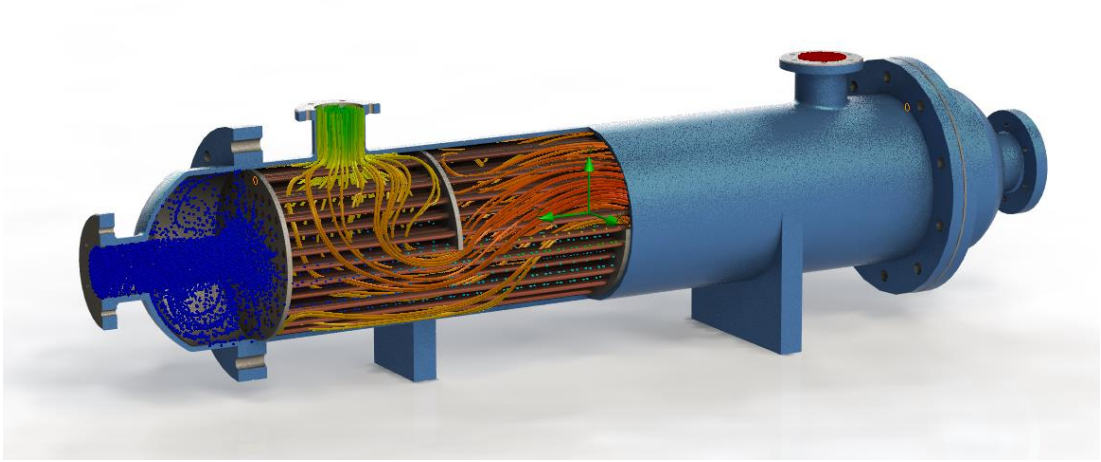
3.1.1. Geleneksel perde tasarımı

Gövde borulu ısı değıştiricileri akışkanlardan birinin ısı iletim katsayısı yüksek iç borulardan geçtiğı, diğerk akışkanın ise bu iç boruların etrafında dolaştırılarak ısı geçişinin sağlandığı cihazlardır. Şekil 3.1.'de örneğı gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Gövde borulu ısı değıştirici tasarım modeli [101]

İç boruların içinden geçen akışkan ile gövde içinden geçen akışkan arasındaki ısı geçiş miktarını artırmak için geçiş yüzey alanı artırılmaya çalışılmaktadır. Bunu gerçekleştirebilmek için gövde içindeki akışkanın en uzun yolu izlemesi için perde kullanılmaktadır. Gövde içindeki akışın bilinen akış çizgileri ve perde uygulaması Şekil 3.2.'de verilmiştir.

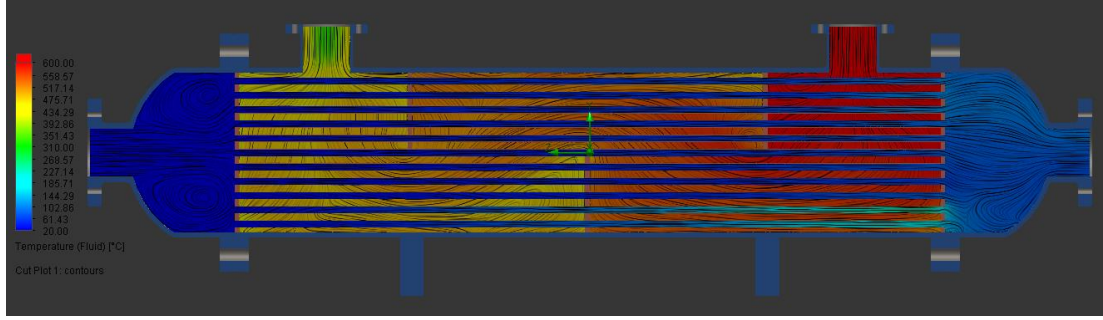


Şekil 3.2. Gövde borulu ısı değiştirici gövdesindeki geleneksel perdenin oluşturduğu akış çizgileri [101]

Gövde içindeki akış, yukarı ve aşağı yönlü hareket etmektedir. Bu akış silindirik koordinatlarda gövde boyu eksen (z) boyunca konumlandırılan perdelerle radyal eksen (r) boyunca aşağı ve yukarı hareket olarak tanımlanabilir.

Bu akış türünde, perde arkasında basınç düşüşünü artıran girdaplar oluşmaktadır. Türbülans bölgelerinde, ölü bölgelerden kaynaklanan yüksek enerji kayıpları vardır. Perdeler büyük oranda akışı olumsuz etkilemektedir. İç borulardaki akışkandan, gövde içindeki akışkana ya da gövde içindeki akışkandan iç borular içindeki akışkana, ısı geçişinin yüksek oranda olması için akış yolu ve süresi yeterince uzamamaktadır.

Geleneksel perde modellerinde, soğuk akışkan gövde içinde x , y , z kartezyen koordinatların y ekseninde yukarı ve aşağı yönlü hareket etmesi için yönlendirilmektedir. Silindirik koordinatlarda akışı uzatmanın en uygun yolu gövde içindeki akışkanın r , θ ve z koordinatlarının tümünde dolaşmasının sağlanmasıdır. Mevcut uygulamalarda akış sadece y ekseninde sapmaktadır. Bu eksenindeki sapma, Şekil 3.3.'te görüldüğü gibi büyük miktardaki akışkanın perde arkasında yığılmasına ve türbülansın artmasına yol açmaktadır.

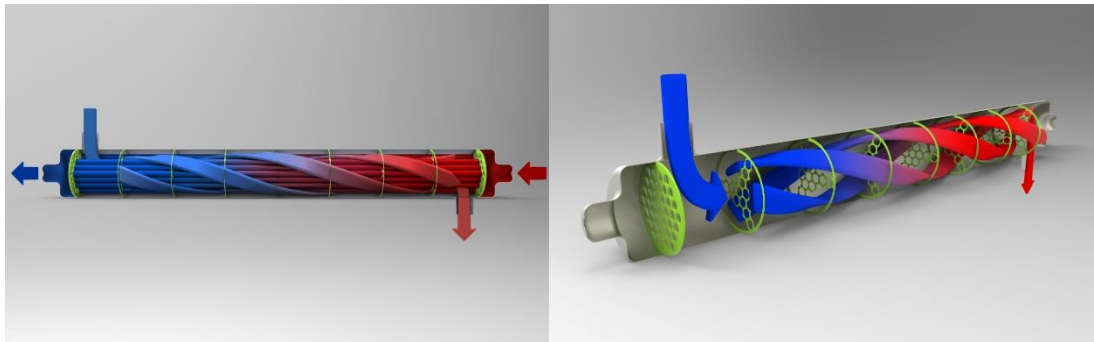


Şekil 3.3. Gövde borulu ısı değiştiricilerin gövdesi içinde geleneksel saptırcının oluşturduğu akış [101]

Perdenin açık bölgesinden geçen akışkan, kapalı bölgesinin arkasında enerji kaybına yol açan ölü bölgeler oluşturmaktadır. Hareketsiz ölü bölgeler nedeniyle akışkan, gövde içinin büyük bölümünden geçememektedir. Bu durumda ısı geçiş miktarı yüksek gerçekleşmemektedir.

Gövde borulu ısı değiştiricide en düşük basınç kaybıyla başka bir ifadeyle en düşük enerji kullanımıyla en yüksek ısı geçişinin elde edilmesi amaçlanmıştır. Birim basınç düşüşü başına ısı geçiş miktarının artırılması hedeflenmektedir. Bunu gerçekleştirebilmek için, perde geometrisinin en uygun şekilde tasarlanması çok önemlidir.

Gövde içinden ve iç borulardan geçen akışkanlar arasındaki temas yüzeyini ve temas süresini artırmak, ısı geçiş miktarını artırmaktadır. Bir silindir içindeki en yüksek yol, dairesel kesitin etrafında dolaşılması yoluyla alınabilmektedir. Bu hedefi gerçekleştirebilmek için Şekil 3.4.'te gösterildiği gibi akışkanın silindirin içinde helis şeklinde bir harekete yönlendirilmesi hedeflenmektedir.

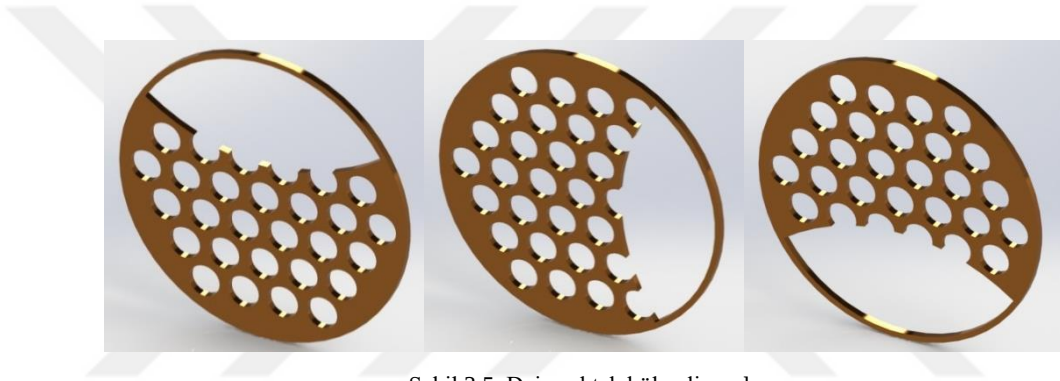


Şekil 3.4. Gövde içinde hedeflenen akış çizgilerinin görüntüsü

Gövde içinden geçen akışkanın görüntüde verildiği şekilde sarmal biçimde hareket etmesini sağlamak, hem akışkanın önünde oluşan engellerin kaldırılmasını hem de en uzun yolu izlemesini sağlamaktadır. Hedeflenen sistemde, akışkanın gövde etrafında silindirik koordinatlarda radyal, açısal ve eksenel yönlerde önünde engel olmaksızın hareket etmesi sağlanacaktır.

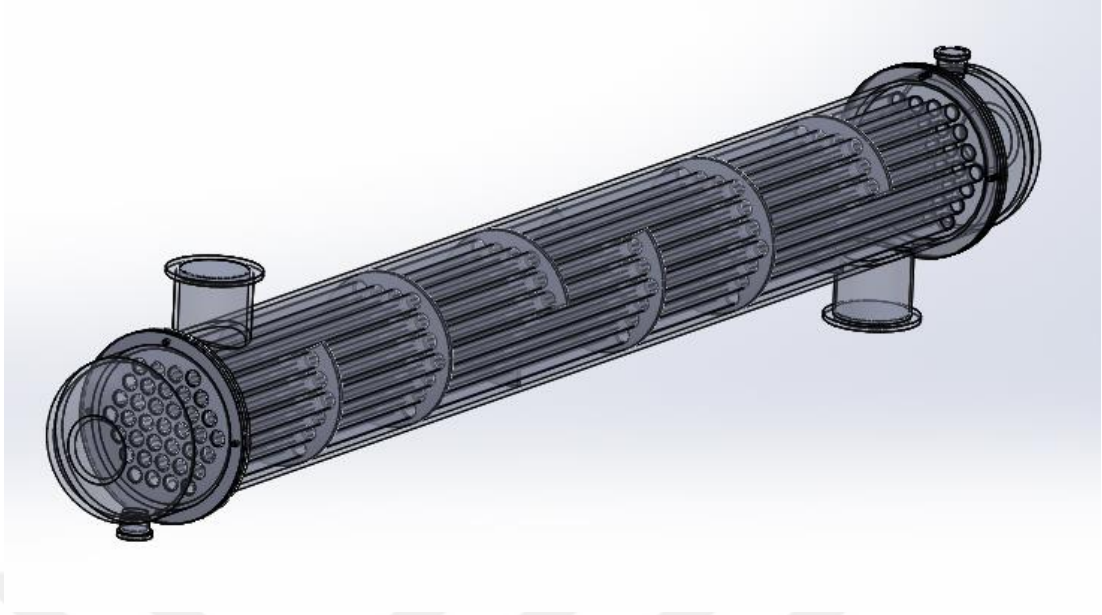
3.1.2. Dairesel bir ve iki bölmeli perde tasarımı

Kavramsal tasarım aşamasında soğuk su çıkış sıcaklığını yükseltmek ve basınç düşüşünü azaltmak için Şekil 3.5.'de gösterilen tasarım fikri geliştirilmiştir.



Şekil 3.5. Dairesel tek bölmeli perde

Geleneksel perdeden farklı olarak dairesele bir ve iki bölmeli perde modeli, z ekseni boyunca 180 dereceden farklı bir dönüş açısıyla gövde borulu ısı değıştirciye Şekil 3.6.'da gösterildiği gibi montaj edilmesi öngörölmüşür.



Şekil 3.6. Dairesel tek bölmeli perdelerin ve 135 derece açıyla gövde içinde döndürülmüş montaj resmi

Dairesel bir ve iki bölmeli perde, gövde içindeki yerleşim biçimi de düzenlenerek, akışkanın yolunu uzatmak için tasarlanmıştır. Gövde içindeki akışkanın daha çok iç boru yüzeyine temas etmesi hedeflenmektedir.

Geliştirilen perde modeliyle, gövde borulu ısı değiştiricinin etkinliğinin artırılması hedeflenmiştir. Aynı zamanda gövde borulu ısı değiştiricinin kalite karakteristiği olarak ta tanımlanabilen kirlilik direnci üzerinde de akışın tüm bölgelerde homojen olarak yayılması sonucunu doğuracağından, olumlu etkilerinin bulunması hedeflenmiştir.

3.1.3. Dairesel üç bölmeli perde tasarımı

Dairesel bölme yapısıyla üç bölmeli bir perde yapısı geliştirilmiştir. Kapsamlı bir literatür araştırması, bu tip perde kullanılarak yapılan bir çalışma olmadığını ortaya koymuştur. Bu yeni üç bölmeli perdeleri kullanarak, nispeten daha yüksek konvektif ısı geçiş katsayısına yol açan bir pervane etkisi oluşturarak gövde tarafındaki akışkanın daha etkili bir şekilde karıştırılması sağlanmaktadır. Böylece akışkanın perdelere vurarak, gövde duvarlarına doğru yönlendirilmesi amaçlanmıştır. Üç bölmeli perdeye sahip ısı değiştirici ısı geçişi ve basınç düşüşü dikkate alınarak Taguchi deneysel

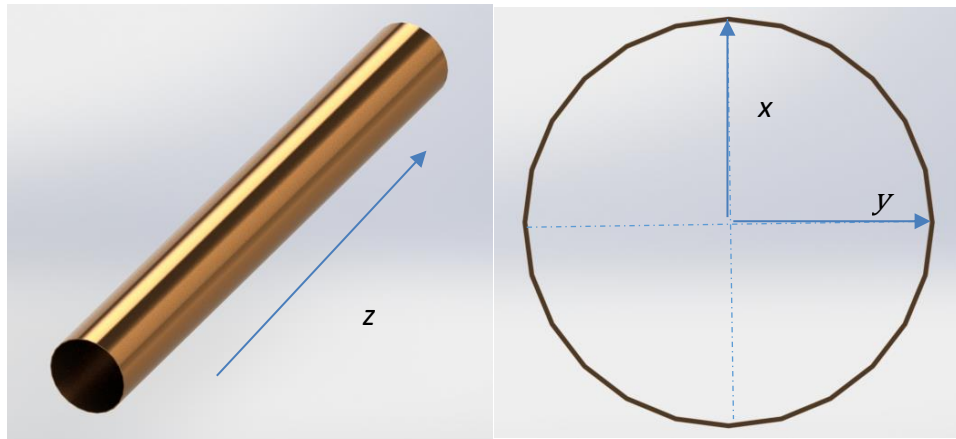
tasarım yöntemi kullanılarak optimize edilmiştir. Optimize edilmiş ısı değiştirici üretilmiş ve test edilmiştir. Deney sonuçları, hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları ile karşılaştırılmış ve arasında iyi bir uyum olduğu bulunmuştur. Genel olarak, sonuçlar yeni perde tasarımına sahip gövde borulu ısı değiştiricinin geliştirilmiş perde ile gövde tarafında önemli ölçüde daha düşük basınç düşüşüne yol açtığını göstermiştir.

Çalışma kapsamında geliştirilen kriterlere göre gövde borulu ısı değiştiricinin etkinliğine etkisi olan perdelerin tasarımlarına göre gruplandırılması Tablo 3.1.'de yapılmıştır.

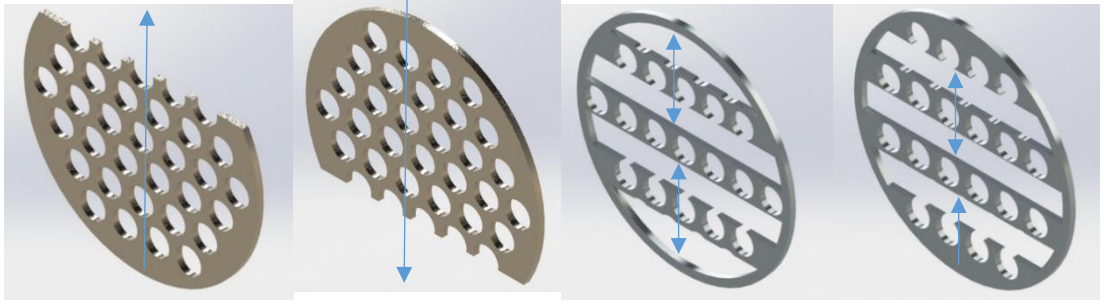
Tablo 3.1. Perde tasarım grupları

Grup Numarası	Tanımı
1	Eksen doğrultusunda bölmeli
2	Dairesel bölmeli
3	Üç boyutlu

Silindirik boruda kartezyen koordinatların gösterimi Şekil 3.7.'de verilmiştir. Perde tasarımlarının birinci grubu Şekil 3.8.'de gösterilmiş olup, gövde içindeki akışkanı birbirini tamamlayan açık ve kapalı alanlar arasında hareket ettiren perdelerdir.

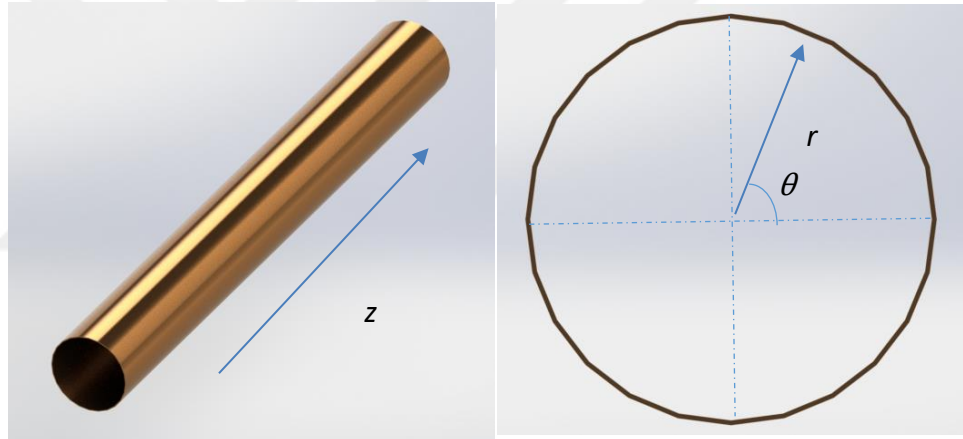


Şekil 3.7. Gövde içindeki kartezyen koordinatların gösterimi

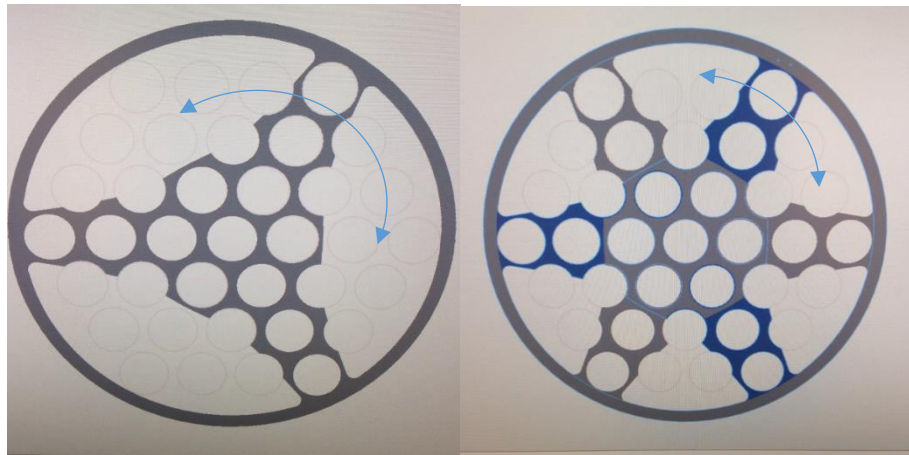


Şekil 3.8. Birinci grup eksen doğrultusunda bölmeli perdeler

Birinci grupta yer alan perdeler x eksenini boyunca açık ve kapalı alanlar kullanılarak gövde içindeki akışkanı hareket ettirmektedir. Borudaki silindirik koordinatlar Şekil 3.9.'da gösterilmiştir. Perdelerin ikinci grubu Şekil 3.10.'da gösterilmiştir. İkinci grupta yer alan perdeler eksen doğrultusunda olmayıp, daire yörüngesini izlemektedir.

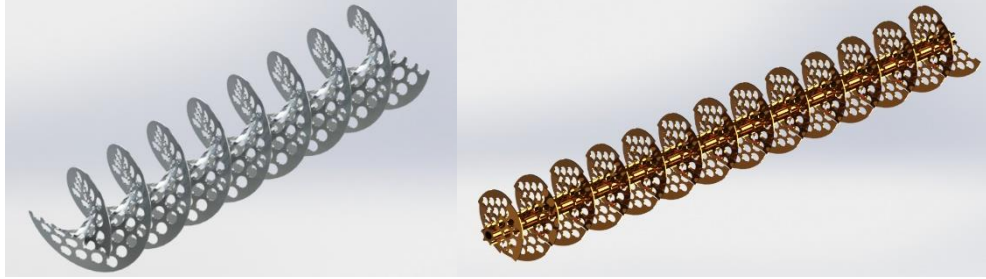


Şekil 3.9. Gövde içindeki silindirik koordinatların gösterimi



Şekil 3.10. İkinci grup dairesel bölmeli perdeler

Dairesel bölmeli perde modeline örnekler üç bölmeli ve altı bölmeli olarak gösterilmiştir. Üçüncü grupta Şekil 3.11.'de örnekleri gösterilen üç boyutlu perdeler bulunmaktadır.



Şekil 3.11. Üçüncü grup üç boyutlu perdeler örnek olarak helisel ve çalışma kapsamında geliştirilmiş parçalı helis perde.

Gövde borulu ısı değiştiricinin etkinliğini artırmanın yolu, ısı geçişinden ödün vermeden basınç düşüşünü azaltmak şeklinde olmaktadır. Bunu gerçekleştirmek için perde tasarımında kartezyen koordinatlar yerine silindirik koordinatlarda çalışılması tercih edilmiştir.

Perdelerin gövde içindeki akışı daha etkin biçimde yönlendirmesinde etkili olabilecek parametreler, Tablo 3.2.'de perde grubundan bağımsız olarak verilmiştir.

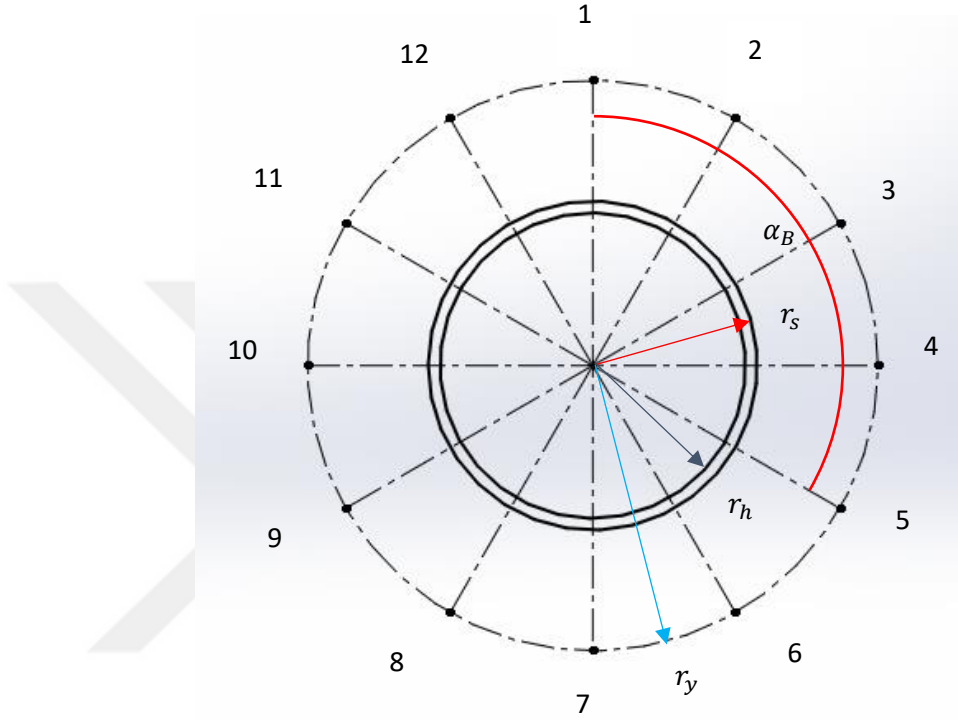
Tablo 3.2. Perde tasarım parametreleri

Tasarım parametresi sembolü	Açıklama
β	Perdeler arasındaki dönüş açısı
φ	Perdenin z eksenine yapmış olduğu açı
γ	Perde açıklığının merkeze göre açısı

Yukarıdaki tasarım parametrelerinin değiştirilmesiyle oluşturulan yeni perde modellerinin gövde borulu ısı değiştiricinin sıcaklık farkı ve basınç düşüşü değerleri olmak üzere iki adet gösterge üzerinde etkili olup, olmadıkları ANSYS 19.1 Fluent programıyla analiz edilmiştir.

Dairesel üç bölmeli perde, tasarım modelinde boyutsuz parametreler tespit edilmiştir. Modele örnek olarak, iç içe geçmiş iki daire ve bu dairelerin çevresinde daha büyük bir çapta çizilmiş yardımcı daire üzerinde 30 derecelik açılarla 12 farklı nokta

yardımıyla Şekil 3.12.'de gösterildiği şekilde oluşturulmuştur. Bu perde tasarımının amacı, daire şeklindeki boru içindeki akışa en uygun yapıyı elde etmektir. Eşkenar üçgen dizilişine sahip, içeriden geçen borular için perdenin dönüşünü 30 derecelik açılarla sağlamak mümkündür. Tasarım perde modeli daireler ya da çizgiler yardımıyla oluşturulabilir.



Şekil 3.12. Dairesel üç bölmeli perde tasarım modeli parametreleri

Şekil 3.12.'de, r_s perde yarıçapını, r_h perde halka yarıçapını, r_y yardımcı daire yarıçapını göstermektedir. Parametreler Tablo 3.3.'de verilmiştir.

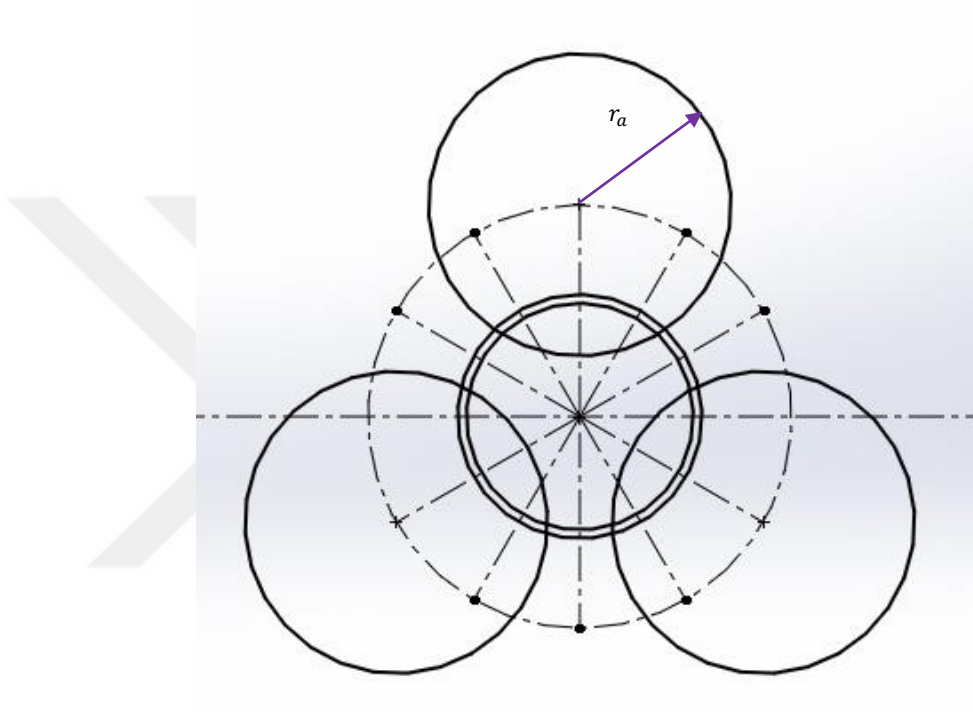
Tablo 3.3. Üç bölmeli perde modeli parametreleri

Tanım	Sembol	Açıklama
Perde yarıçapı	r_s	Gövde borulu ısı değiştiricide perde yarı çapıdır. Genellikle gövde borulu ısı değiştiricinin gövde yarı çapına eşittir.
Perde halka yarıçapı	r_h	Perdenin iç bölümünde kalan halkanın yarı çapıdır.
Yardımcı daire yarıçapı	r_y	Gövde çapından daha büyük ve gövdeyi kesen ve açıklığı belirleyen dairelerin merkezlerin bulunduğu dairenin yarıçapıdır.

Tablo 3.3. (Devam)

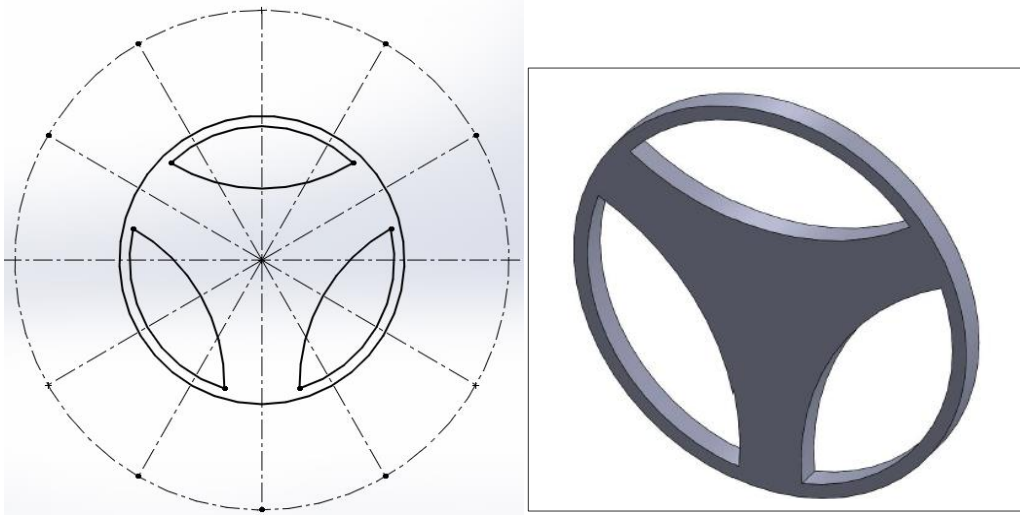
Tanım	Sembol	Açıklama
Açıklığı oluşturan daire yarıçapı	r_a	Açıklığı belirleyen ve gövdeyi kesen dairelerin yarıçapıdır.
Daire bölüm açısı	α_B	Dairenin kaç bölüneceğini gösteren açı ölçüsüdür.

Üç bölmeli perdenin oluşturulma biçimi Şekil 3.13.'te gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Dairesel üç bölmeli perde tasarım modeli açıklığın oluşturulması

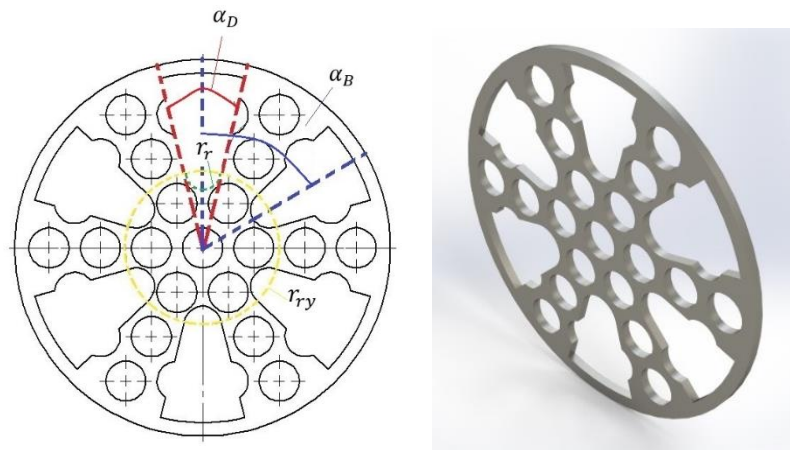
Şekilde r_a merkezi r_y yarıçaplı yardımcı daire üzerinde bulunan açıklığı belirlemek için gövdeyi kesen dairenin yarıçapıdır. Perdenin tamamlanmış üç boyutlu görüntüsü Şekil 3.14.'te verilmiştir.



Şekil 3.14. Dairesel üç bölmeli perde tasarım modelinin oluşturulması

3.1.4. Dairesel çok bölmeli perde tasarımı

Üç bölmeli perde modelinin ardından, tasarımda bölme sayısını artırabilmek için Şekil 3.15.'de gösterilen yeni bir tasarım tekniği geliştirilmiştir. Yeni bir tasarım yöntemine ihtiyaç duyulmasının nedeni, üç bölmeli perde yöntemiyle çok sayıda bölme üretme seçeneğinin olmamasıdır. Kırmızı ile gösterilen açı (α_D), saptırcının içinden geçen akışkanın alanını belirlemekte, mavi ile gösterilen açı (α_B) ise perdenin kaç adet dairesel perdeden oluşturulacağını göstermektedir.



Şekil 3.15. Dairesel perdeli tasarım modeli

3.2. Boyutsuz Parametreler

Tasarım çalışmaları sonucunda, elde edilen sonuçların yaygınlaştırılması için, daire şeklinde kesite sahip gövde borulu ısı değiştirici içindeki akışı yüksek sayıda bölgeye ayırabilen model geliştirilmiştir. Tablo 3.4.'te perdeyi dairesel model kullanarak daha çok perdeye bölebilen tasarımın parametreleri verilmiştir.

Tablo 3.4. Dairesel perde modeli parametreleri

Tanım	Sembol	Açıklama
Perde yarıçapı	r_s	Gövde borulu ısı değiştiricide perde yarı çapıdır. Genellikle gövde borulu ısı değiştiricinin gövde yarı çapına eşittir.
Perde halka yarıçapı	r_h	Perdenin iç bölümünde kalan halkanın yarı çapıdır.
Daire bölüm açısı	α_B	Dairenin kaç bölüneceğini gösteren açı ölçüsüdür.
Daire dilim açısı	α_D	Daire içindeki akışkanın geçeceği bölgeyi oluşturan açıdır.
Daire dilimi uç radyusunun yarıçapı	r_r	Daire diliminin ucundaki radyusun yarıçapıdır.
Daire dilimi radyusunun merkezinden geçen dairenin yarıçapı	r_{ry}	Perde merkeziyle daire diliminin ucundaki radyusun merkezinden geçen yardımcı dairenin yarıçapıdır.

Tablo 3.4.'de bulunan parametrelere göre geliştirilen boyutsuz parametreler aşağıdadır. Bölme sayısı (3.1) eşitliğinde verilmiştir.

$$B_s = \frac{360}{\alpha_B} \quad (3.1)$$

Perdenin akışa kapalı alanın düzeyi aşağıda tanımlanan katsayı ile belirlenmektedir.

$$K_{ry} = \frac{r_s}{r_h} \cdot \frac{r_{ry}}{r_r} \cdot \frac{360}{\alpha_D} \quad (3.2)$$

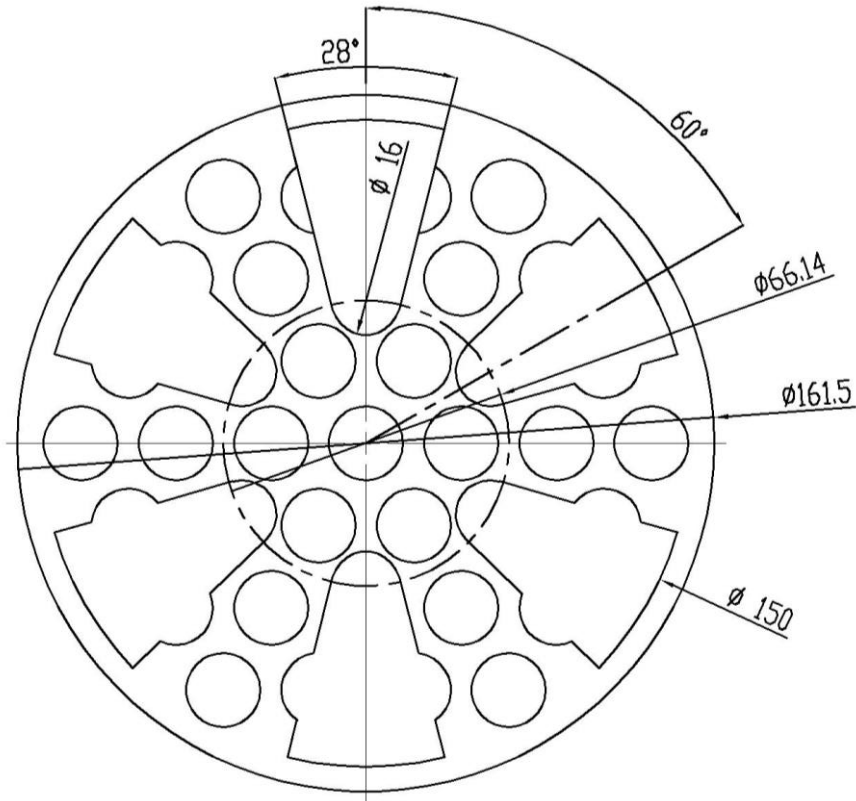
Perdedeki akışa kapalı alanın düzeyi (K_{ry}) katsayısı akışa kapalı olan alanın oranını göstermektedir. Şekil 3.16.'da K_{ry} katsayısı 57,2 olan, altı bölmeli dairesel perdenin

görüntüsü verilmiştir. Tablo 3.5.'de verilen değerlere göre akışa kapalı alanın düzeyinin hesaplanması da aktarılmıştır.

Tablo 3.5. Akışa kapalı alan düzeyi katsayısının hesaplanması örneği

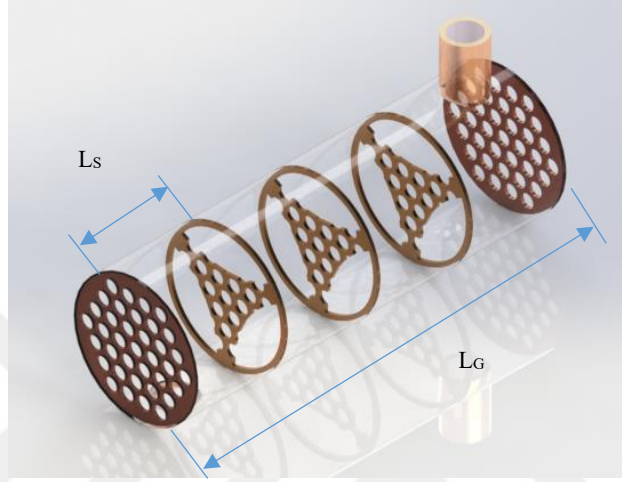
Tanım	Sembol	Değer
Perde yarıçapı	r_s	80,75 mm
Perde halka yarıçapı	r_h	75 mm
Daire bölüm açısı	α_B	60°
Daire dilim açısı	α_D	28°
Daire dilimi uç radyusunun yarıçapı	r_r	8 mm
Daire dilimi radyusunun merkezinden geçen dairenin yarıçapı	r_{ry}	33,07 mm

$$K_{ry} = \frac{r_s}{r_h} \cdot \frac{r_{ry}}{r_r} \cdot \frac{360}{\alpha_D} = \frac{80,75}{75} \cdot \frac{33,07}{8} \cdot \frac{360}{28} = 57,2$$



Şekil 3.16. Perdedeki akışa kapalı alan düzeyi katsayısının gösterimi

Gövde borulu ısı değiştiricide ısı geçişi ve basınç düşüşü gibi iki önemli parametreyi etkileyen ve çalışma sırasında elde edilen üçüncü boyutsuz parametre ise perde dönüş sayısıdır. Perdelerin eşit aralıklarla yerleştirildiği varsayılmıştır. Gövde uzunluğu ve perdeler arasındaki mesafenin gösterimi Şekil 3.17.'de yapılmıştır.



Şekil 3.17. Gövde uzunluğu ve perdeler arasındaki mesafenin gösterimi

Perde sayısı gövdenin uzunluğunun perdeler arasındaki mesafeye bölümünden bir eksiktir.

$$N_b = \left(\frac{L_g}{L_s} - 1 \right) \quad (3.3)$$

Perdeler arasında dönüş açısı da iki perde arasındaki açı olarak tanımlanmıştır. Son perde ile ilk perde arasındaki açısal olarak alınan yol aşağıdaki biçimde bulunur.

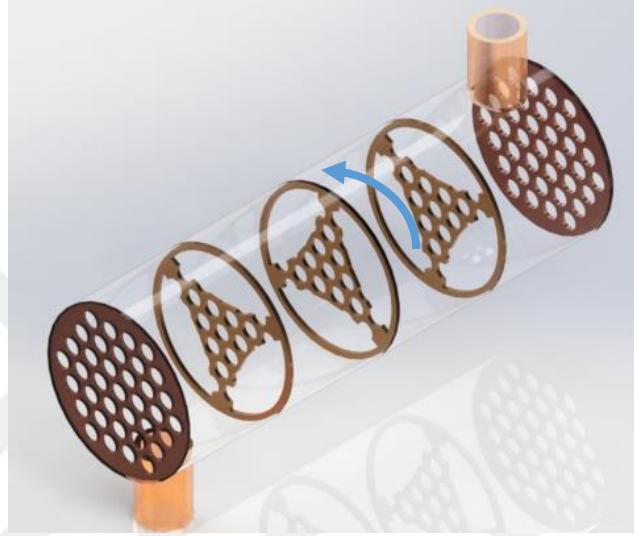
$$\theta = N_b \cdot \beta \quad (3.4)$$

Yukarıdaki ifadede β iki perde arasındaki açı farkıdır. Dönüş sayısını veren formül de aşağıda üretilmiştir.

$$D_s = \frac{\theta}{360} \quad (3.5)$$

Perdelerin birbirine göre konumunu belirleyen perde dönüş katsayısı ise aşağıdaki formülle verilmiştir. Perdeler arasındaki dönüş açısı Şekil 3.18.'de gösterilmiştir.

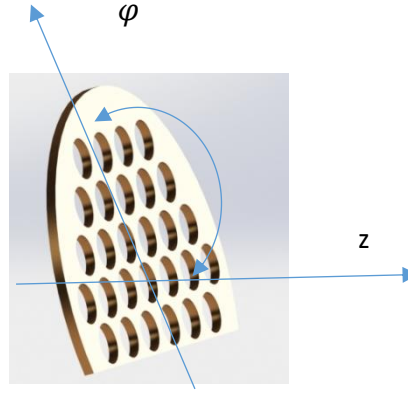
$$D_k = \frac{\beta}{360} \quad (3.6)$$



Şekil 3.18. Perdeler arasında dönüş açısı

Gövde boyu eksenini (z) boyunca perdenin 90 dereceden farklı bir açı oluşturduğu durumlar için aşağıdaki boyutsuz parametre elde edilir. Gövde boyu eksenini perde pozisyonu katsayısı olarak K_z tanımlanmıştır. Perdenin gövde boyu eksenini yaptığı açı Şekil 3.19.'da gösterilmiştir. Çalışma boyunca oluşturulan boyutsuz parametreler Tablo 3.6.'da verilmiştir.

$$K_z = \frac{\varphi}{90} \quad (3.7)$$



Şekil 3.19. Perdenin gövde boyu eksenine yaptığı açı

Tablo 3.6. Boyutsuz parametreler tablosu

Sembol	Açıklama
B_s	Bölme sayısı
K_{ry}	Perdenin akışa kapalı alan düzeyi katsayısı
N_b	Perde sayısı
D_k	Dönüş katsayısı
K_z	Gövde boyu eksenine perde pozisyonu katsayısı

BÖLÜM 4. HESAPLAMA MODELİ VE SAYISAL YÖNTEM

4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Akış Çizelgesi

Tasarım çalışmalarında, bir gövde borulu ısı değiştirici tasarlanmış ve perde modeli olarak, geleneksel olan yerine yeni bir model önerilmiştir. Yeni modelin özelliğinin, dikey yörünge yerine dairesel yörüngeye göre bölmelere ayrılarak gövde içindeki akış çizgilerini uzatması, ısı geçişini artırması ve basınç düşüşünü azaltması beklenmektedir.

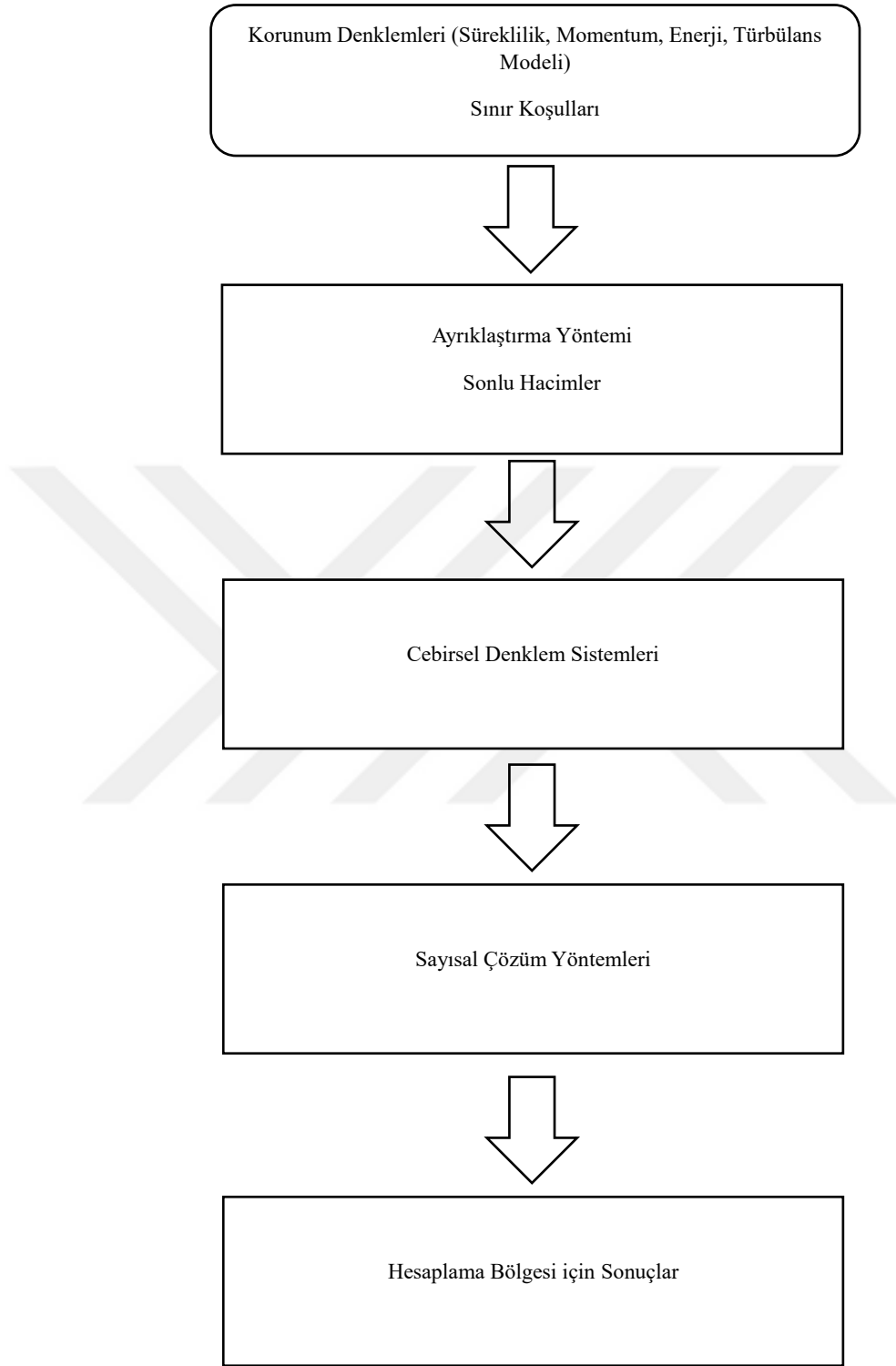
Deneysel çalışmalara geçmeden önce, gövde borulu ısı değiştiricinin içindeki akış ve tasarım parametrelerinin ısı geçişi ve basınç düşüşü üzerindeki etkileri hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile incelenmiştir. Akış parametreleri Tablo 4.1.'de, tasarım parametreleri ise Tablo 4.2.'de verilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği süreci, Şekil 4.1.'de gösterilmektedir.

Tablo 4.1. Akış parametreleri

1	Sıcak suyun giriş sıcaklığı
2	Soğuk suyun giriş sıcaklığı
3	Soğuk suyun debisi
4	Sıcak suyun debisi

Tablo 4.2. Tasarım parametreleri

1	Gövde çapı
2	İç boru çapı
3	İç boru sayısı
4	Isı değiştirici uzunluğu



Şekil 4.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği süreci

4.2. Korunum Denklemleri

Kontrol hacmi tekniği, kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan kütleler debiler veya cisimler üzerine uygulanan kuvvetler gibi bir akışın genel özellikleriyle ilgilenildiğinde yararlıdır. Diferansiyel analiz, akışkan hareketinin diferansiyel denkleminin akış bölgesi olarak adlandırılan bir bölge boyunca akış alanındaki her bir noktaya uygulanmasını gerektirir. Değişkenlerin sınır şartları da girişleri, çıkışları ve katı çeperleri de içine alacak şekilde, akış bölgesinin tüm sınırlarında belirtilmelidir. Eğer akış daimî değilse, akış alanı zamanla değiştiği için zaman boyunca çözümü ilerletmek gereklidir.

Süreklilik denkleminin sıkıştırılabilir akış için geçerli olduğu genel bir hali ve akış alanındaki her noktada geçerli olan denklem (4.1)'de bulunmaktadır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (4.1)$$

Kartezyen koordinatlardaki süreklilik denklemi (4.2)'de verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

Silindirik koordinatlardaki süreklilik denklemi 4.3'te gösterilmektedir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (4.3)$$

Lineer momentum denkleminin diferansiyel biçimi ve tüm akışkanlar için geçerli olan Cauchy denklemi (4.4)'te aktarılmıştır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad (4.4)$$

Bu denklemde σ_{ij} gerilme tensörüdür ve (4.5) ile ifade edilmektedir.

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (4.5)$$

(Denklem 4.5)'te τ_{ij} viskoz gerilme tensörüdür ve (4.6) denklemi, sabit özelliklere sahip sıkıştırılamaz bir Newton tipi akışkan için viskoz gerilme tensörünü vermektedir.

$$\begin{aligned} \tau_{ij} &= 2\mu\epsilon_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} 2\mu\frac{\partial u}{\partial x} & \mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right) & \mu\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right) \\ \mu\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right) & 2\mu\frac{\partial v}{\partial y} & \mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right) \\ \mu\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right) & \mu\left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\right) & 2\mu\frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Sıkıştırılamaz akışkanlar için Navier-Stokes denkleminin vektörel gösterimi (4.7) denkleminde verilmiştir.

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \rho\vec{g} + \mu\nabla^2\vec{V} \quad (4.7)$$

Navier-Stokes denklemi, zamana bağlı, lineer olmayan, ikinci mertebeden bir kısmi diferansiyel denklemdir. (Denklem 4.7) dört bilinmeyene (üç hız bileşeni ve basınç) sahip olmakla birlikte vektörel denklem olduğundan sadece üç bileşeni temsil eder. Denklemi çözülebilir hale getirmek için bir denkleme daha ihtiyaç vardır. Dördüncü denklem sıkıştırılamaz akışkanlar için süreklilik denklemidir.

Kartezyen koordinatlarda süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri (x, y, z) ve (u, v, w) cinsinden açılabilir. Sıkıştırılamaz akışkanlar için süreklilik denklemi (4.8)'de gösterilmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.8)$$

Sıkıştırılmaz Navier-Stokes denkleminin x -bileşeni denklem (4.9)'da verilmiştir.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.9)$$

Sıkıştırılmaz Navier-Stokes denkleminin y -bileşeni denklem (4.10)'da verilmiştir.

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.10)$$

Sıkıştırılmaz Navier-Stokes denkleminin z -bileşeni denklem (4.11)'de verilmiştir.

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.11)$$

Silindirik koordinatlarda süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri verilmiştir.

Silindirik koordinatlarda süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri (u_r, u_θ, u_z) ve (r, θ, z) cinsinden açılabilir.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(u_z)}{\partial z} = 0 \quad (4.12)$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r \\ + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned}
\rho \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \\
= -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta \\
+ \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right]
\end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned}
\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \\
= -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right]
\end{aligned} \quad (4.15)$$

Akışkanın toplam enerjisi (4.16) denkleminde verilmiştir.

$$\theta = Pv + u + ke + pe = u + \frac{V^2}{2} + gz = h + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4.16)$$

Bu denklemde h entalpi değerini gösterir ve (4.17) denklemindeki gibi ifade edilir.

$$h = u + Pv \quad (4.17)$$

Denklem (4.17)'de verilen terimler, akış enerjisini, iç enerjiyi, kinetik enerjiyi ve potansiyel enerjiyi göstermektedir.

Kütle ile enerji aktarımı, aktarılan enerji miktarı ve aktarılan enerji oranı şeklinde (4.18) ve (4.19) denklemleriyle verilmektedir.

$$E_{k\ddot{u}tle} = m\theta = m \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (4.18)$$

$$\dot{E}_{k\ddot{u}tle} = \dot{m}\theta = \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (4.19)$$

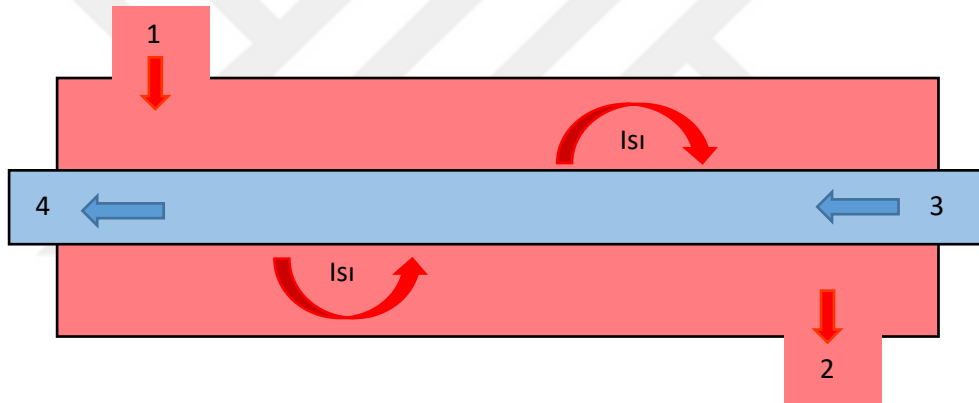
Akışkan kontrol hacminden geçen kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim göz ardı edilebilir.

$$E_{k\ddot{u}tle} = mh \quad (4.20)$$

$$\dot{E}_{k\ddot{u}tle} = \dot{m}h \quad (4.21)$$

Şekil 4.2.'de şematik olarak gösterilen adyabatik ısı değıştircileri için kütle ve enerji dengesi denklem 4.22'de verilmiştir.

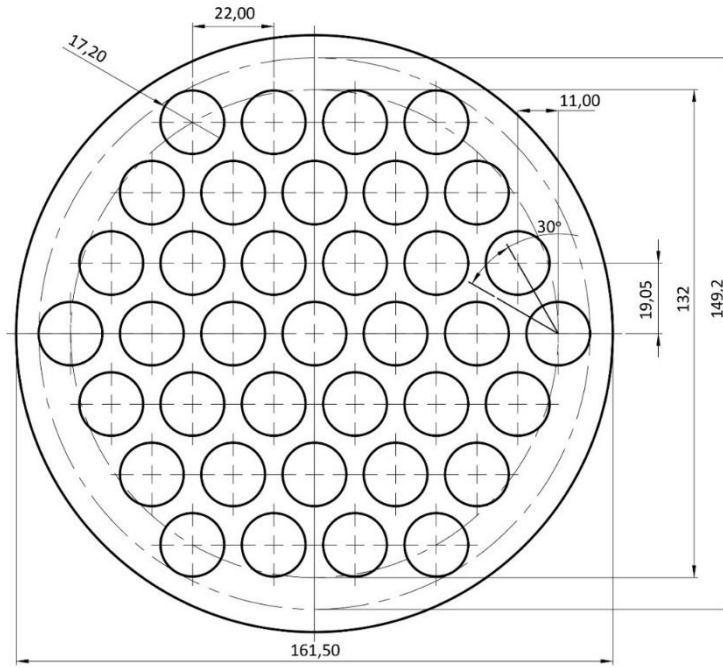
$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (4.22)$$



Şekil 4.2. Gövde borulu ısı değıştircide ısı ge işı

4.3. Modelin Geometrik  zellikleri

Gövde borulu ısı değıştircinin iç boru aynasının teknik resmi Şekil 4.3.'de verilmiş ve geometrik  zellikleri Tablo 4.3.'te açıklanmıştır.

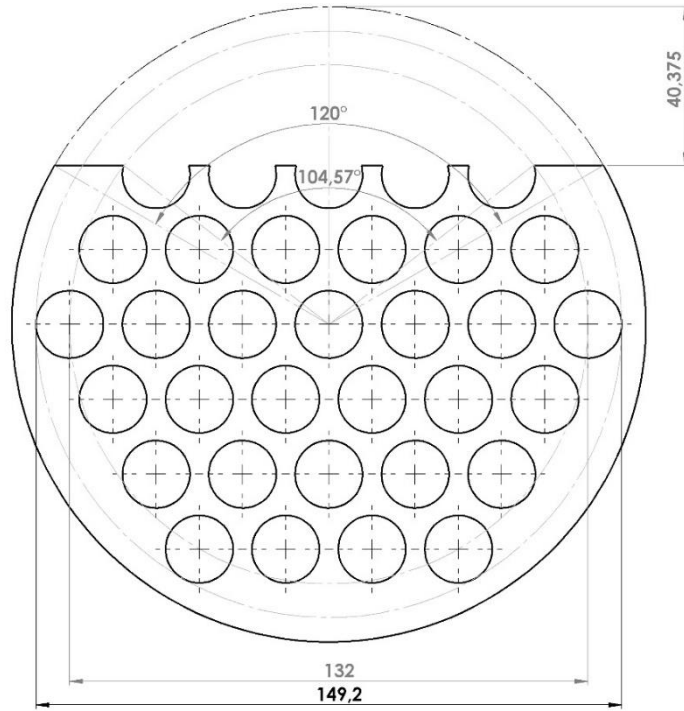


Şekil 4.3. İç boru yerleşim düzeni, ayna görüntüsü

Tablo 4.3. Gövde borulu ısı değıştiricinin geometrik parametreleri

P_T	İç borular arasındaki aralık (hatve)	22 mm
d_o	İç boru dış çapı	17,2 mm
d_i	İç boru iç çapı	16,2 mm
C	İç borular arasındaki boşluk	4,8 mm
N_t	İç boru sayısı	37
θ_{tp}	İç boru yerleşimi karakteristik açısı	30°
P_n	0,5. P_T	11 mm
P_p	0,866 P_T	19,05 mm
D_s	Gövde iç çapı	161,5 mm
D_{otl}	En dıştaki iç borunun dışına temas eden dairenin çapı	149,2 mm
D_{ctl}	En dıştaki iç borunun merkezinden geçen dairenin çapı	132 mm
L_{bb}	Gövde iç çapından boru demetinin bittiği noktaya olan geçiş uzaklığı (çapsal)	12,3 mm
L	Gövde içindeki iç boruların uzunluğu	1356,5 mm
B	Perdeler arasındaki mesafe	193,5 mm
D_{ga}	Gövde içinden geçen akışkanın giriş ve çıkış çapı	39 mm

Tasarım aşamasında yeni geliştirilen üç bölmeli perde modelini karşılaştırma için seçilen geleneksel perde geometrisi resmi Şekil 4.4.'deki gibi oluşturulmuştur.



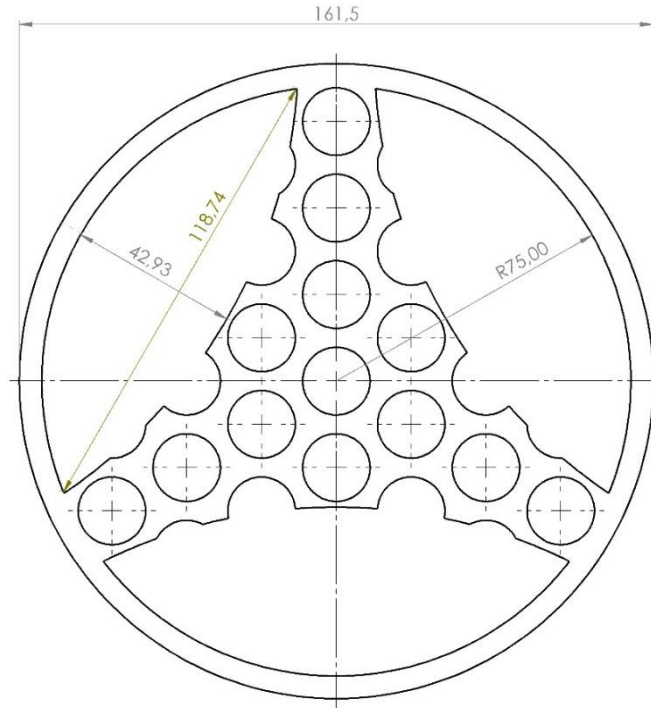
Şekil 4.4. Geleneksel perdenin geometrik ölçüleri

Geleneksel perdenin geometrik ölçüleri Tablo 4.4.'te verilmiştir.

Tablo 4.4. Geleneksel perdenin geometrik parametreleri

L_{bch}	Perde kesim mesafesi	40 mm
B_c	Perde kesim oranı ($B_c = \left(\frac{L_{bch}}{D_s}\right) \cdot 100$)	%25
θ_{ctl}	Merkez ile en dıştaki iç borunun dış yüzeyinden geçen çizgi D_{ctl} ile perde kesim çizgisinin kesiştiği nokta arasındaki açı	105
θ_{ds}	Gövde çapı D_s ile perde kesim çizgisinin kesiştiği nokta arasındaki açı	120
S_{ts}	İç boru ayna yüzey alanı	11888 mm ²
S_{wg}	Perde pencere akış alanı	2687 mm ²

Üç bölmeli perdenin teknik resmi Şekil 4.5.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Üç bölmeli perdenin geometrik ölçüleri

Geliştirilen üç bölmeli perde geometrik verileri Tablo 4.5.'te belirtilmiştir.

Tablo 4.5. Üç bölmeli perdenin özellikleri

A_c	Perdenin kapalı alanı	7622,6 mm ²
A_o	Perdenin açık alanı	4265,4 mm ²

4.4. Kern Yöntemine Göre Geleneksel Perdeli Gövde Borulu Isı Değiştiricinin Basınç Düşüşü Değerinin Hesaplanması

Kern [102] yöntemine göre, verilen geometrik özelliklere sahip geleneksel perde kullanılmış gövde borulu ısı değiştiricinin basınç düşüşü hesapları yapılmıştır. Sınır koşulları Tablo 4.6'da verilmiştir.

Tablo 4.6. Geleneksel perdeli gövde borulu ısı değıştiricinin Kern yöntemine göre basınç düşüşünü hesaplamak için kullanılan sınır şartları

T_{c1}	Soğuk su giriş sıcaklığı	288 K
T_{h1}	Sıcak su giriş sıcaklığı	350 K
$\dot{m}_s$	Gövde tarafı kütle akış debisi	0,2 kg/s
$\dot{m}_t$	Boru tarafı kütle akış debisi	0,5 kg/s
ρ_t	Boru içindeki akışkan yoğunluğu	974 kg/m ³
ρ_s	Gövde içindeki akışkan yoğunluğu	999 kg/m ³
μ_t	Boru tarafı dinamik viskozite	3,77 x 10 ⁻⁵ kgs/m ²
μ_s	Gövde tarafı dinamik viskozite	1,1775 x 10 ⁻⁴ kgs/m ²
Pr_t	Boru tarafı Prandtl sayısı	2,3
Pr_s	Gövde tarafı Prandtl sayısı	8,24
k_t	Boru tarafı akışkanın ısı iletkenliği	0,6668 W/mK
k_s	Gövde tarafı akışkanın ısı iletkenliği	0,57944 W/mK

Boru tarafının ısı analizini için boru tarafındaki akışkanın hızını aşağıdaki eşitlik kullanılarak (Denklem 4.23) hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_t = \rho_t u_t A_c N_t \quad (4.23)$$

$$u_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t A_c N_t} = 1,82 \times 10^{-3} \text{ m/s} \quad (4.24)$$

Boru tarafı Reynolds sayısı ifadesi (Denklem 4.25) verilmiştir.

$$Re_t = \frac{\rho_t u_t d_i}{\mu_t} = 762 \quad (4.25)$$

Laminer akış için Sieder ve Tate [103] ifadesi kullanılabilir.

$$Nu_t = 1,86 \left(\frac{Re_t Pr_t d_i}{L} \right)^{1/3} = 2,8 \quad (4.26)$$

Boru tarafı için sürtünme faktörü aşağıda (Denklem 4.27) belirtilmiştir.

$$f_t = (1,58 \ln Re_t - 3,28)^{-2} = 0,02 \quad (4.27)$$

Boru tarafı ısı geçiş katsayısı aşağıda (Denklem 4.28) verilmiştir.

$$h_t = Nu_t \frac{k_t}{d_i} = 114 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (4.28)$$

Gövde tarafının ısı analizinde CL boru yerleşim sabitidir. İç boruların kare şeklinde dizilmesinde CL katsayısı 1 değerini almaktadır. İç boruların eşkenar üçkenar şeklinde dizilmesinde ise, CL katsayısı için 0,87 değeri geçerli olmaktadır.

$$CL = 0,87 \quad (4.29)$$

Boru yerleşiminin yansıtılan alanı, bir boruya karşılık gelen alan olarak ifade edilir.

$$A_1 = (CL)P_T^2 = 484 \text{ mm}^2 \quad (4.30)$$

$$CTP = \frac{4A_1N_t}{\pi D_s^2} = 0,87 \quad (4.31)$$

Borunun dış çapına göre dış ısı geçiş yüzey alanı hesaplanmıştır.

$$A_o = \pi d_o N_t L = 2,71 \text{ m}^2 \quad (4.32)$$

PR boru hatve oranıdır.

$$PR = \frac{P_T}{d_o} = 1,28 \quad (4.33)$$

Gövde eşdeğer çapı aşağıda, (Denklem 4.34) hesaplanmıştır.

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2} = 13,84 \text{ mm} \quad (4.34)$$

Boru demeti çapraz akış alanı aşağıda (Denklem 4.35) hesaplanmıştır.

$$A_s = \frac{D_s}{P_T} CB = 6818,24 \text{ mm}^2 \quad (4.35)$$

Gövde kütle akış hızı aşağıda (Denklem 4.36) bulunmuştur.

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} = 29,33 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad (4.36)$$

Gövde tarafı Reynolds Sayısı aşağıda (Denklem 4.37) hesaplanmıştır.

$$Re_s = \left(\frac{\dot{m}_s}{A_s} \right) \frac{D_e}{\mu_s} = 8621,25 \quad (4.37)$$

Gövde tarafı ısı geçiş katsayısı aşağıda (Denklem 4.38) hesaplanmıştır.

$$h_o = \frac{0,36k_s}{D_e} Re_s^{0,55} Pr_s^{1/3} = 4445,8 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (4.38)$$

Isı değiştirici için toplam ısı geçiş katsayısı aşağıda (4.39) hesaplanmıştır.

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{k} = 1,28 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (4.39)$$

Boru tarafının hidrolik analizinde boru tarafı için sürtünme faktörü aşağıdadır.

$$f_t = (1,58 \ln Re_t - 3,28)^{-2} = 0,0193 \quad (4.40)$$

Gövde tarafı için sürtünme faktörü aşağıda (Denklem 4.41) verilmiştir.

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \ln Re_s) = 0,318 \quad (4.41)$$

Boru ve gövde tarafı için Kern [102] yöntemine göre basınç düşüşü değerleri aşağıdaki denklemlerde (Denklem 4.42 ve Denklem 4.43) hesaplanmıştır.

$$\Delta p_t = \left(4f_t \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \frac{\rho_t u_t^2}{2} = 64 \text{ Pa} \quad (4.42)$$

$$\Delta p_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_e \phi_s} = 93,4 \text{ Pa} \quad (4.43)$$

Bu denklemlerde aşağıdaki ifade (Denklem 4.44) geçerlidir.

$$\phi_s = (\mu_b / \mu_w)^{0,14} \quad (4.44)$$

Basınç düşüşünü veren denklemlerde, N_p geçiş sayısını, N_b perde sayısını, $(N_b + 1)$ ifadesi ise gövde akışkanın boru demeti boyunca geçişinin sayısını göstermektedir. Gövde eşdeğer çapı D_e (4.34) denkleminde hesaplanmaktadır. Gövde tarafı akışkanın yoğunluğu ρ_s ve gövde iç çapı da D_s ile gösterilmektedir. Gövde için sürtünme faktörü (4.45) denkleminde hesaplanmaktadır.

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \ln Re_s) \quad (4.45)$$

Bu denklemdeki Reynolds sayısı aşağıdaki ifadede (Denklem 4.46) elde edilmektedir.

$$400 < Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} \leq 1 \times 10^6 \quad (4.46)$$

Basınç düşüşü ifadesinde yer alan, μ_b kütle sıcaklığında gövde tarafındaki akışkanın viskozitesini, μ_w ise duvar sıcaklığında boru tarafının viskozitesini göstermektedir. Duvar sıcaklığı (4.47) ifadesiyle hesaplanmaktadır.

$$T_w = \frac{1}{2} \left(\frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} + \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2} \right) \quad (4.47)$$

4.5. Isı Değiştirici Tasarım Denklemleri

Isı değiştirici tasarımı yapılırken, ısı geçiş katsayısının doğru olarak tespit edilmesi, iki akışkan arasındaki ısı geçişinin belirlenmesi açısından oldukça önemlidir. Bir ısı değiştirici tasarımı yapılırken, genel olarak iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan ilki ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi, ikincisi ise etkenlik geçiş birimi sayısı yöntemidir.

Gövde borulu ısı değiştirici için genel ısı dengesi, sadece içindeki akışkanlar arasında ısı alışverişi olduğu, yani ortama bir ısı kaybının olmadığı kabulüyle denklem (4.48) ifadesiyle yazılabilir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_t c_{p,t} \Delta T_t = \dot{m}_s c_{p,s} \Delta T_s \quad (4.48)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_s$, $\dot{m}_t$ gövde ve borulardan geçen suyun kütleli debisini (kg/s), $c_{p,s}$, $c_{p,t}$ gövde ve boru içindeki suyun sabit basınçta özgül ısılarını (kJ/kgK), ΔT_s ve ΔT_t gövde ve boru içindeki giriş ve çıkıştaki sıcaklık farklarını göstermektedir. Isı değiştiricinin performansı (4.49) denkleminde verildiği gibi ortalama logaritmik sıcaklık farkı kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \cdot F \quad (4.49)$$

Burada U değeri ısı değiştiricinin ısı geçiş katsayısını (kW/m²K), A iki akışkanı ayıran ısı geçiş yüzeyi (m²), ΔT_m bütün ısı değiştiricide etkili olan sıcaklık farkı ve F ise ısı değiştirici için düzeltme katsayısını göstermektedir. Ters akımlı bir gövde boru geçiş hali için ortalama logaritmik sıcaklık farkı aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{s,c} - T_{s,g}) - (T_{s,g} - T_{t,c})}{\ln \left(\frac{T_{s,c} - T_{s,g}}{T_{s,g} - T_{t,c}} \right)} \quad (4.50)$$

Denklemde (4.50) s ve t alt indisleri sırasıyla gövde ve boru içindeki akışkanları, g ve c alt indisleri ise giriş ve çıkışı belirtmektedir. Literatürde F düzeltme katsayısı,

$$F = f(R, P, \text{akış düzeni}) \quad (4.51)$$

Isı değiştiricinin kapasite oranı R ile P etkenliğinin ve akış düzeninin bir fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır.

$$R = \frac{T_{s,c} - T_{s,g}}{T_{t,c} - T_{t,g}} \quad (4.52)$$

$$P = \frac{T_{t,c} - T_{t,g}}{T_{t,g} - T_{s,g}} \quad (4.53)$$

Düzeltilme faktörü aşağıdadır.

$$F(R, P) = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln \left(\frac{1 - P}{1 - PR} \right)}{\ln \left(\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right)} \quad (4.54)$$

Isı değiştiriciye ait toplam ısı geçiş katsayısı tespit edilir.

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_m \cdot F} \quad (4.55)$$

İkinci olarak, ısı değiştiricinin performansı, etkenlik geçiş birim sayısı yöntemi dikkate alınarak da hesaplanabilir. Isı değiştiricinin etkenliği, gerçek ısı geçişinin hiçbir sınırlama getirilmeden teorik olarak elde edilebilecek en yüksek ısı geçişine oranı olarak (4.56) ifade edilmektedir.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (4.55)$$

Gövde borulu ısı değiştiricide basınç düşümünü dikkate almadan gerçekleşen akışta, oluşan ısı geçişinin oluşabilecek en yüksek ısı geçişine ($\dot{Q}_{max}$) oranı etkinlik olarak tanımlanmaktadır.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{t,g} - T_{s,g}) \quad (4.56)$$

4.6 Geleneksel ve Üç Bölmeli Perde Özellikleri

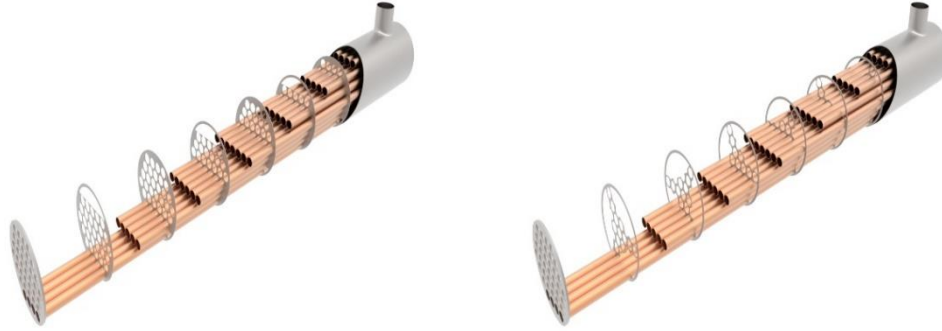
Üç bölmeli perdeye sahip ısı değiştiricinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar geleneksel perdeye sahip ısı değiştiricinin sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri düşük ve yüksek debiler için yapılmıştır. İlk durumda borulardan geçen sıcak suyun debisi ve gövdeden geçen soğuk suyun debisi sırasıyla 0,5 kg/s ve 0,2 kg/s olarak alınmıştır. Diğer yandan, ikinci durumda, sıcak ve soğuk suyun debileri sırasıyla 2,88 kg/s ve 2,19 kg/s olarak alınmıştır. Sıcak ve soğuk suyun giriş sıcaklıkları sırasıyla 77 C ve 15 C olarak alınmıştır. Isı değiştiriciden akan akışkanların özellikleri, Tablo 4.7.'de gösterilmektedir.

Tablo 4.7. Isı değiştirici içindeki akışkanların özellikleri

Parametre	Sıcak Su (Boru tarafı)		Soğuk Su (Gövde tarafı)	
Ortalama akışkan sıcaklığı (K)	338	346	294	298
Akışkan debisi (kg/s)	0,50	2,88	0,20	2,19
Yoğunluk (kg/m ³)	980,4	977,52	998,0	997,0
Özgül ısı (kJ/kg·K)	4,187	4,191	4,182	4,180
Isıl iletkenlik (W/mK)	0,659	0,665	0,598	0,607
Kinematik viskozite (m ² /s)	0,444x10 ⁻⁶	0,399x10 ⁻⁶	1,004x10 ⁻⁶	0,894x10 ⁻⁶
Prandtl Sayısı	2,75	2,30	7,01	6,14

Akış geometrisi, geleneksel ve üç bölmeli perde modeli için ayrı ANSYS Tasarım Modeli ile tamamlanmıştır. Bu modellerde, gövde ve boru yan akışlarını analiz etmek

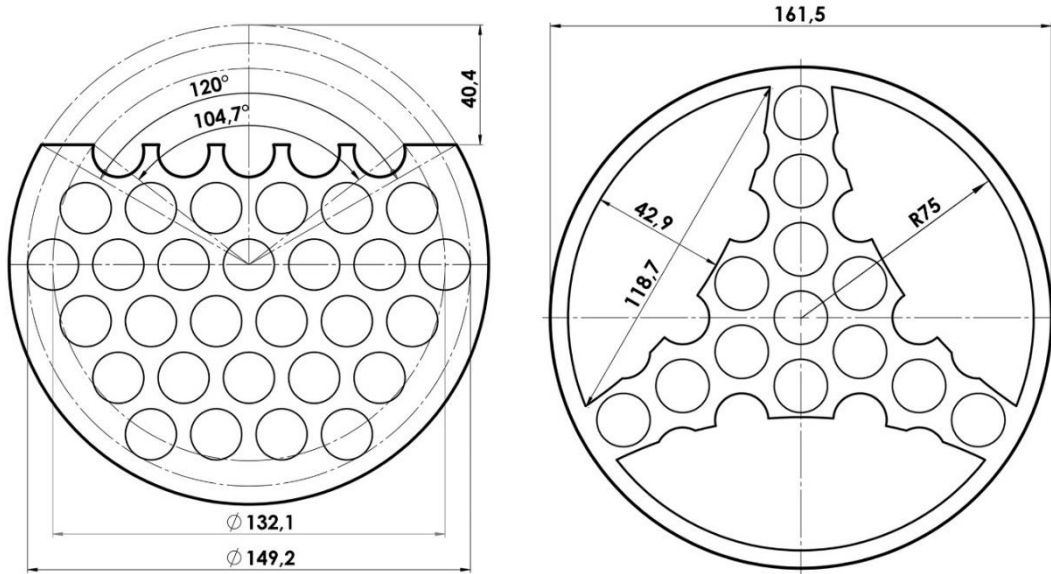
için iki ayrı kontrol hacmi modellenmiştir. Üç bölmeli ve geleneksel perdeye sahip ısı değiştiricileri Şekil 4.6.'da gösterilmiştir. Öte yandan, geleneksel ve üç bölmeli perdelerin geometrik boyutları Şekil 4.7.'de verilmiştir.



(a) Geleneksel perde

(b) Üç bölmeli perde

Şekil 4.6. Geleneksel ve üç bölmeli perdeye sahip ısı değiştiricileri



(a) Geleneksel perde

(b) Üç bölmeli perde

Şekil 4.7. Geleneksel ve üç bölmeli perdelerin geometrik ölçüleri

4.7. Dairesel Çok Bölmeli Perde Özellikleri

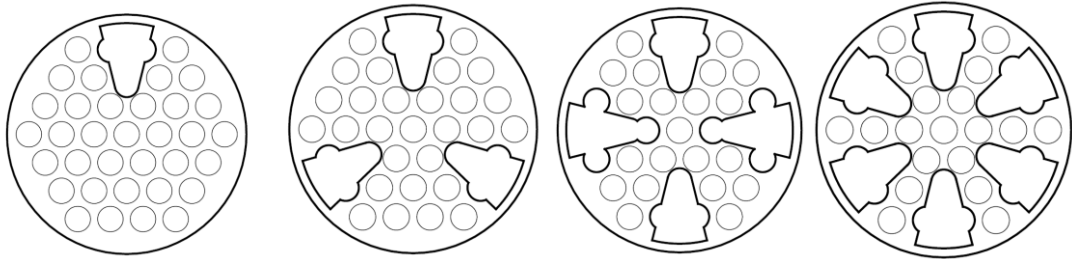
Dairesel çok bölmeli perdeye sahip ısı değiştiricinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri boyutsuz parametreler kullanılarak yapılmıştır. Borulardan geçen sıcak

suyun debisi ve gövdeden geçen soğuk suyun debisi sırasıyla 0,7 kg/s ve 0,6 kg/s olarak alınmıştır. Sıcak ve soğuk suyun giriş sıcaklıkları sırasıyla 50 °C ve 22 °C olarak alınmıştır. Isı değiştiriciden akan akışkanların özellikleri, Tablo 4.8.'da gösterilmektedir.

Tablo 4.8. Dairesel çok bölmeli perdeli ısı değiştirici içindeki akışkanların özellikleri

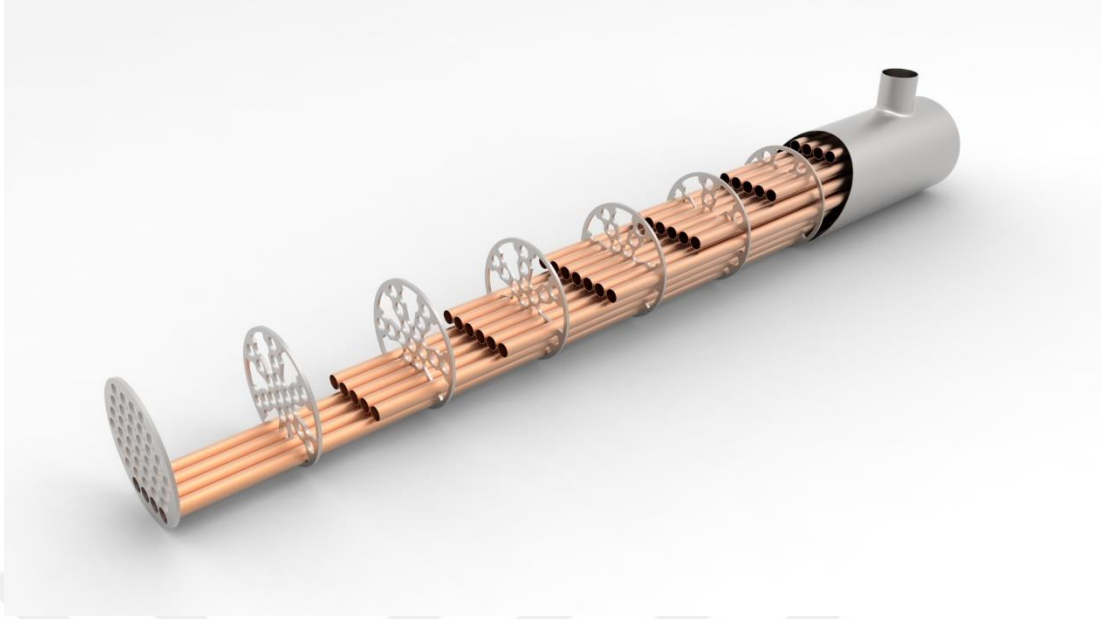
Parametre	Sıcak Su (Boru tarafı)	Soğuk Su (Gövde tarafı)
Ortalama akışkan sıcaklığı (K)	316,5	301,5
Akışkan debisi (kg/s)	0,70	0,60
Yoğunluk (kg/m ³)	990,7	995,4
Özgül ısı (kJ/kg·K)	4,174	4,179
Isıl iletkenlik (W/mK)	0,635	0,598
Kinematik viskozite (m ² /s)	0,693x10 ⁻⁶	1,004x10 ⁻⁶
Prandtl Sayısı	4,04	5,6

Dairesel çok bölmeli tasarım modeli için HAD analizleri, geleneksel ve üç bölmeli perde için geliştirilen çözüm ile aynı biçimde yapılmıştır. Dairesel çok bölmeli tasarım modeli, Şekil 4.8.'de verildiği gibi, bir, üç, dört ve altı bölmeli perdeleri üretmiştir. Bu perdeler için boyutsuz parametrelerin değişimiyle birlikte optimizasyon çalışmaları yapılmıştır.



Şekil 4.8. Dairesel çok bölmeli perde yapısı

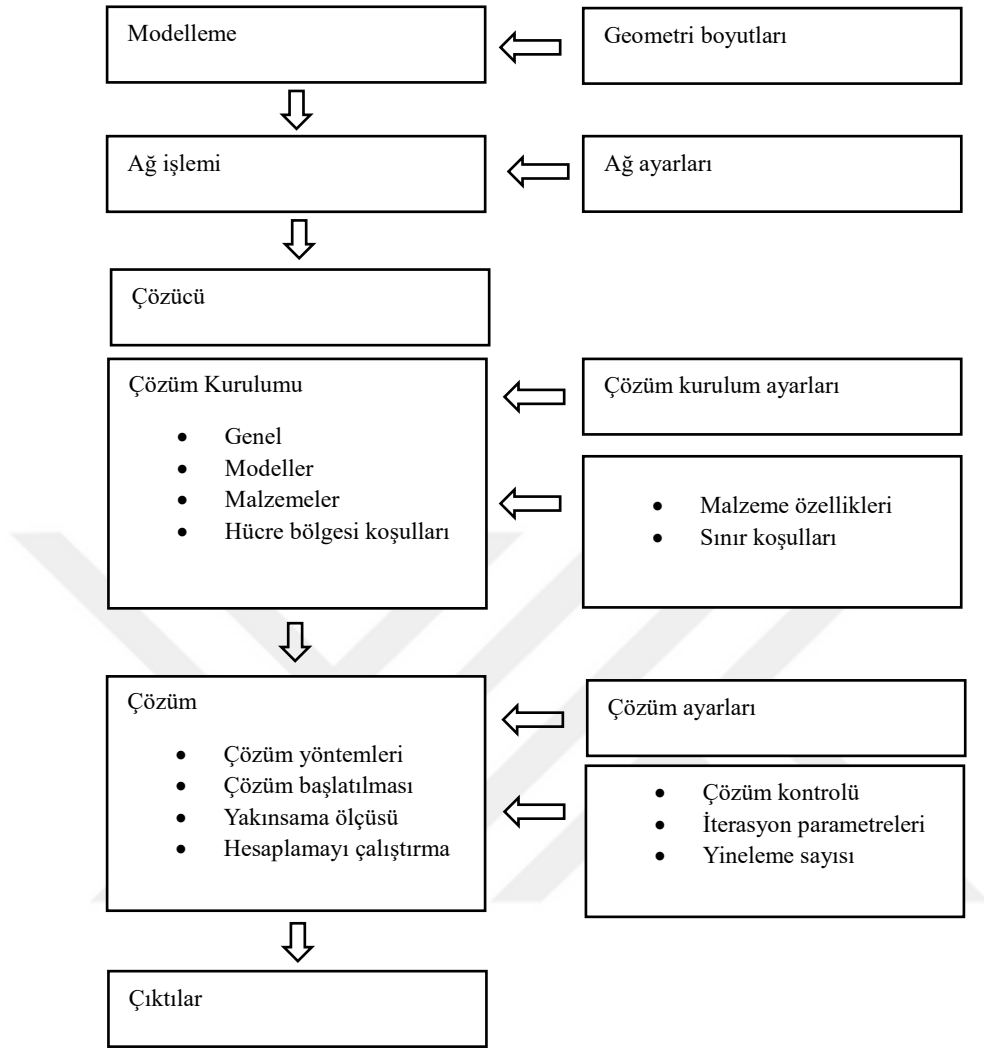
Dairesel altı bölmeli perdenin gövde borulu ısı değiştiricide gösterimi Şekil 4.9.'da verilmiştir.



Şekil 4.9. Dairesel alt bölmeli perdenin gövde borulu ısı değıştiricide gösterimi

4.8. HAD Analizleri

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) gövde borulu ısı değıştiricinin geometrisinin oluşturulmasıyla başlamaktadır. Bu çalışmada, HAD simülasyonları için küçük bir gövde borulu ısı değıştirici modellenmiştir. Sayısal hesaplamalar için ticari bir HAD paketi yani ANSYS Fluent kullanılmıştır. HAD analizinin özeti Şekil 4.10.'da aktarılmıştır.



Şekil 4.10. HAD analizinin özet şeması

Modelleme aşamasında, gövde borulu ısı değiştirici tasarlanmıştır. Çalışmada yeni tasarlanan perdeler ve geleneksel perde ısı değiştiricinin içine yerleştirilmiştir. Tablo 4.9.'da ısı değiştiricinin özellikleri verilmiştir. Gövde borulu ısı değiştirici içinde detaylı bir biçimde özellikleri verilen perdeler yerleştirilmiştir.

Tablo 4.9. Isı değiştirici özellikleri

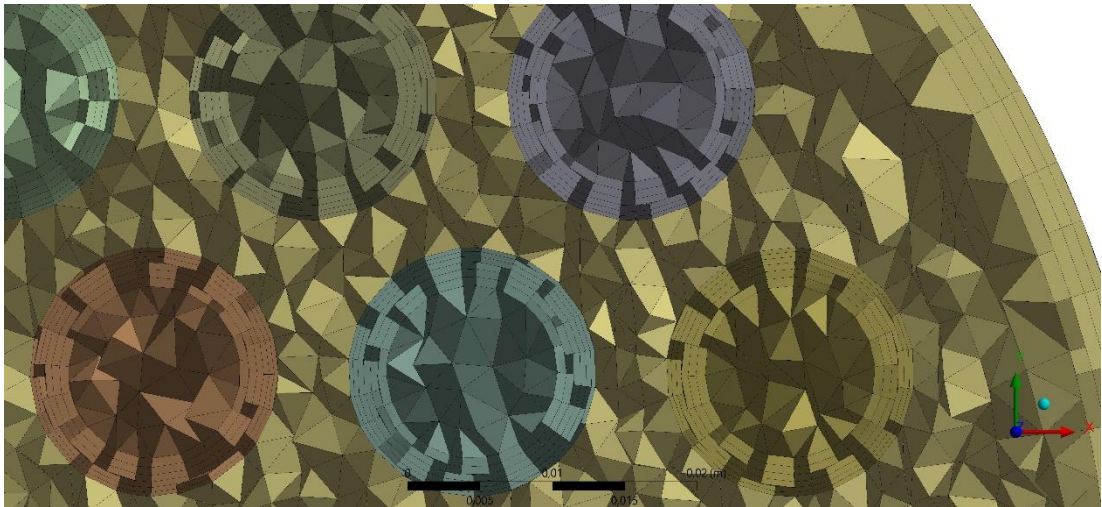
Gövde çapı	161,5 mm
Boru dış çapı	17,2 mm
Boru yerleşimi ve borular arasındaki mesafe	Üçgen, 22 mm
Boru sayısı	37
Isı değiştirici uzunluğu	1356,5 mm
Borularla perde arasındaki açıklık	0,4
Gövde ile perde arasındaki açıklık	0
Gövde ile boru demeti arasındaki açıklık	12,3
Perde kalınlığı	3 mm
Perde malzemesi	Bakır
İç boru kalınlığı	1 mm
İç boru malzemesi	Bakır

Sayısal çözüm uygulamalarında en önemli adımlardan biri, çözümü yapılacak modelin sayısal denklem çözümlerinin yapılacağı sonlu sayıdaki hacimlere ayrılmasıdır. Ağ yapısına ait bilgiler Tablo 4.10.'da verilmiştir.

Tablo 4.10. Ağ yapısına ait bilgiler

Ağ özellikleri	Değerler
Düğüm noktası sayısı	2459856
Eleman sayısı	7465238
Ortalama eğrilik	0,84

Ağ yapısının genel görüntüsü Şekil 4.11.'te verilmiştir.



Şekil 4.11. Ağ yapısının genel görüntüsü.

HAD analizleri için sınır koşulları Tablo 4.11.'de verilmiştir.

Tablo 4.11. HAD analizleri başlangıç ve sınır koşulları

Çözücü	Basınç tabanlı
Hız Formülasyonu	Mutlak
Zaman	Kararlı
Türbülans Modeli	k-epsilon (2 denklem)
k-epsilon Modeli	Standart
Yakın duvar yaklaşımı	Standart duvar fonksiyonları

HAD analizlerinde standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Modelin içinde iki ayrı transport denklemi yer almaktadır. Bu durum türbülans hızının ve uzunluk ölçeklerinin modelin içinde bağımsız olarak belirlenmesine olanak sağlamaktadır. Standart $k - \varepsilon$ modeli, türbülans kinetik enerjisi k ve bunun dağılım oranı ε için model transport denklemleri üzerine kurulu yarı ampirik bir modeldir. Türbülans kinetik enerji denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial u_i k}{\partial x_i} = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \Gamma - \varepsilon \quad (4.57)$$

Türbülans, enerji dağılımı ε denklemi (4.60) ifade edilmiştir.

$$\frac{\partial u_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + c_1 \Gamma_\varepsilon - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \quad (4.58)$$

Burada Γ türbülans kinetik enerji k üretimini temsil eder ve (4.59) ve (4.60) denklemleriyle verilmiştir.

$$\Gamma = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = v_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (4.59)$$

$$v_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.60)$$

Sabitlerin değerleri (4.61) verilmiştir.

$$c_1 = 1,44 \quad c_2 = 1,9 \quad \sigma_k = 1,0 \quad \sigma_\varepsilon = 1,2 \quad (4.61)$$

Sıcak ve soğuk akışkan olan su ile i borulara ait fiziksel zellikler Tablo 4.12.'de verilmiştir.

Tablo 4.12. Malzeme zellikleri

zellikler	Soğuk su				Sıcak su		Bakır boru
Giriş sıcaklığı (K)	288				350		
Akışkan debisi (kg/s)	0,20	0,6	2,19	0,50	0,7	2,88	-
Yoğunluk (ρ) (kg/m ³)	998,0	995,6	997,0	980,4	977,7	977,52	8978
Özgöl ısı (c_p) (J/Kg °C)	4,182	4,178	4,180	4,187	4,189	4,191	381
Toplam ısı geçiş katsayısı (k) (W/m ² K)	0,598	0,615	0,607	0,659	0,663	0,665	387,6
Viskozite (μ) (N.s/m ²)	0,001002	0,000797	0,000891	0,000431	0,000404	0,00039	-

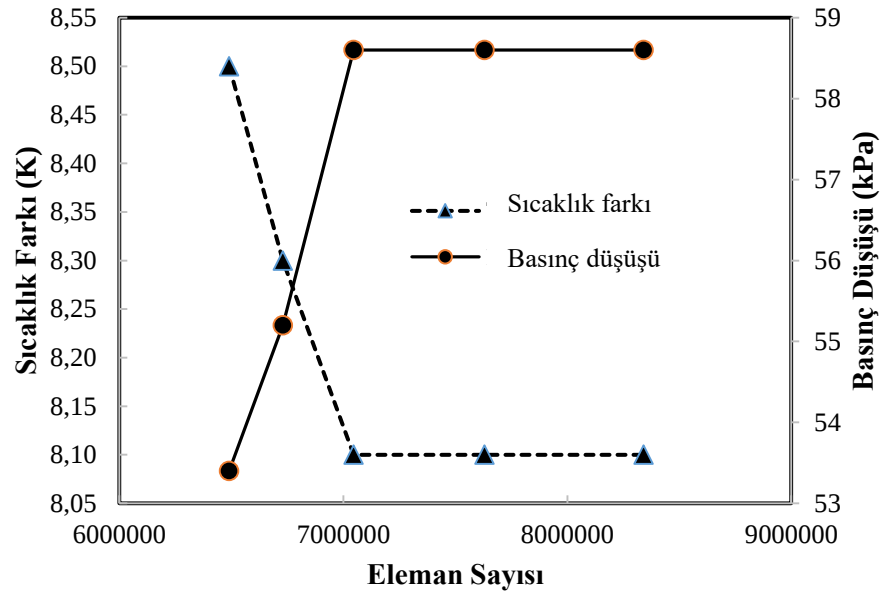
zellikler	Soğuk su				Sıcak su		Bakır boru
Giriş sıcaklığı (K)	295				323		
Akışkan debisi (kg/s)	0,20	0,6	2,19	0,50	0,7	2,88	-
Yoğunluk (ρ) (kg/m ³)	997,8	995,4	996,9	980,0	977,1	977,32	8978
Özgöl ısı (c_p) (J/Kg °C)	4,184	4,179	4,182	4,188	4,190	4,193	381
Toplam ısı geçiş katsayısı (k) (W/m ² K)	0,589	0,598	0,600	0,649	0,659	0,659	387,6
Viskozite (μ) (N.s/m ²)	0,001202	0,000999	0,000901	0,000451	0,000464	0,000409	-

Giriş ve çıkış koşulları hız girişi ve basınç çıkışı olarak tanımlanmıştır. Gövde borulu ısı değiştiricide ters akış olduğu için iki giriş ve iki çıkış bulunmaktadır. Sıcak su, bakır i borular içinden geçmektedir. Sınır koşulları Tablo 4.13.'de verilmiştir.

Tablo 4.13. Sınır koşulları

Durum Numarası	Bölge	Sınır koşulu tipi	Sıcak su girişi	Soğuk su girişi
1	Giriş	Kütlesel debi girişi	0,5 kg/s	0,2 kg/s
	Sıcaklık	Giriş sıcaklığı	350	288
	Duvar	Termal durumu	Birleşik	Isı akısı yoktur.
2	Giriş	Kütlesel debi girişi	0,7 kg/s	0,6 kg/s
	Sıcaklık	Giriş sıcaklığı	350	288
	Duvar	Termal durumu	Birleşik	Isı akısı yoktur.
3	Giriş	Kütlesel debi girişi	2,88 kg/s	2,19 kg/s
	Sıcaklık	Giriş sıcaklığı	350	288
	Duvar	Termal durumu	Birleşik	Isı akısı yoktur.
4	Giriş	Kütlesel debi girişi	0,5 kg/s	0,2 kg/s
	Sıcaklık	Giriş sıcaklığı	323	295
	Duvar	Termal durumu	Birleşik	Isı akısı yoktur.
5	Giriş	Kütlesel debi girişi	0,7 kg/s	0,6 kg/s
	Sıcaklık	Giriş sıcaklığı	323	295
	Duvar	Termal durumu	Birleşik	Isı akısı yoktur.
6	Giriş	Kütlesel debi girişi	2,88 kg/s	2,19 kg/s
	Sıcaklık	Giriş sıcaklığı	323	295
	Duvar	Termal durumu	Birleşik	Isı akısı yoktur.

Tetrahedral elemanlar kullanılmış ve eleman sayısı 7045950 olarak alınmıştır. Şekil 4.12. basınç düşüşü ve sıcaklık farkına dayalı olarak sayısal çözümün eleman sayısı bağımsızlığını göstermektedir. Şekilde görülebileceği gibi, eleman sayısı 7045950'den fazla arttığında, analizlerden elde edilen değerlerde neredeyse hiçbir değişiklik yoktur. Boru yüzeyi kirlenme direncini modellemek için ara birimde ısı iletkenliği 3,36 W/m K olarak alınmıştır. Simülasyonlar bir Dell T5600 iş istasyonunda gerçekleştirilmiştir (Intel®, 3.30 GHz, 2 işlemci, 16 çekirdek, 128 GB RAM) Her bir çözüm için süre 18 saattir.



Şekil 4.12. Sayısal çözümün eleman sayısı bağımsızlığı

BÖLÜM 5. DENEY TASARIMI VE TAGUCHİ YÖNTEMİ

5.1. Deney Tasarımı

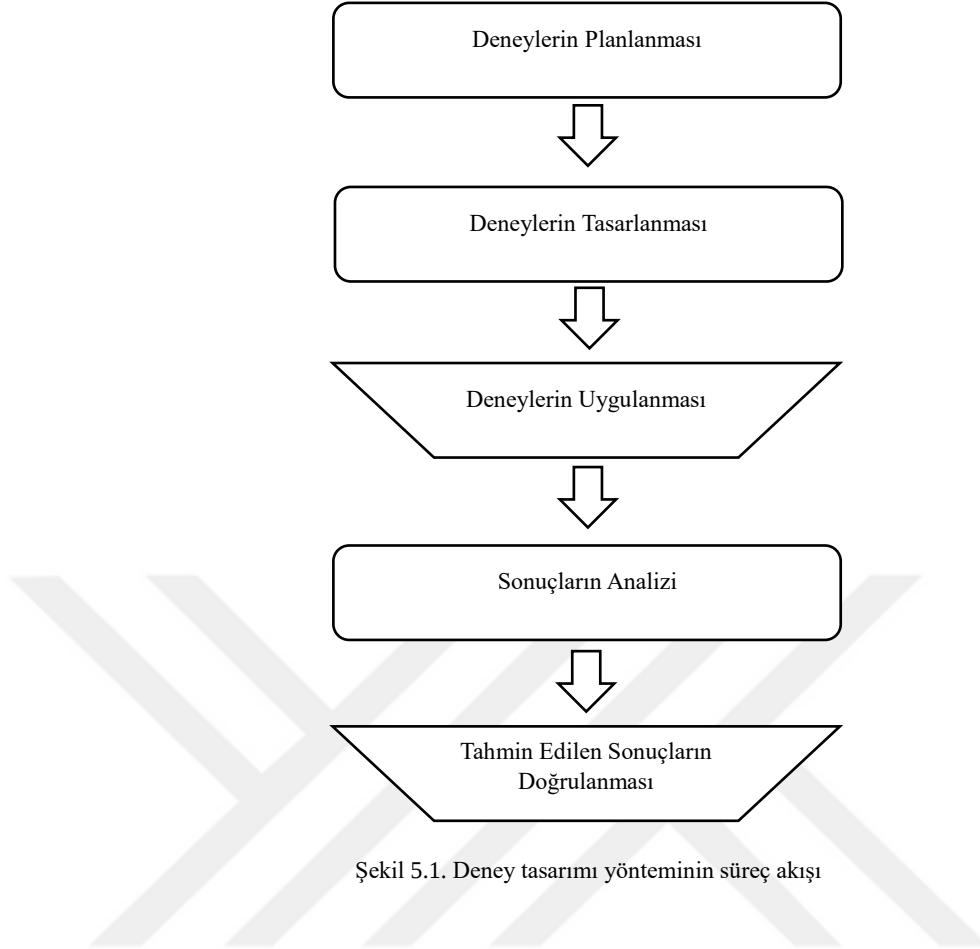
Deney tasarımı 1920’li yılların başında Sr R.A. Fisher [104] tarafından İngiltere’de ortaya konan istatistiksel bir tekniktir. En temel amacı, en iyi ekini yetiştirebilmek için gerekli olan su, yağmur güneş ışığı, gübre ve toprak koşullarının belirlenmesi olarak ortaya çıkmıştır. Fisher [104] tarafından deney tasarımı tekniği kullanılarak, deneysel çalışmanın içine aldığı tüm faktörlerin tüm bileşenleri olan işlem veya uygulama şartlarının kombinasyonu hazırlanabilmiştir. Koşullar, her faktöre eşit sayıda test koşulu sağlayan bir matris kullanılarak oluşturulmuştur. Bu tür deneylerin sonuçlarını analiz etmek için metotlar da ortaya konulmuştur. Mümkün olan kombinasyonların sayısı çok büyük olduğunda, tüm olasılıkların eşit bir biçimde mevcut olacağı şekilde toplam olasılıkların bir kısmını yürütmek için planlar tasarlanmıştır [105].

Deney tasarımı, çoklu değişkenlerin etkilerini aynı anda incelemek için kullanılan istatistiksel bir tekniktir. Faktör, değişken, girdi ve içerik gibi kelimelerle eş anlamlıdır. Girdi ve çıktının tartışılan konuya göre olması gibi, faktörler de incelenmekte olan sisteme özgü benzersizdir [105].

Deney tasarımının amacı, genel olarak bir sürecin gösterdiği davranışlar hakkında bilgi toplayarak, bu sürecin kalite karakteristiklerini etkileyen faktörleri belirlemek ve sürecin kalitesinin iyileştirilebilmesi için, hangi faktörlerin hangi seviyede olması gerektiğini tespit etmektir. Bu şekilde süreçten beklenen performans özelliklerinin en iyi durumu için, en uygun faktör seviyeleri belirlenmiş ve ilgili sürecin kalitesi iyileştirilmiş olmaktadır. Deney tasarımı yönteminin süreç akışı, Şekil 5.1.’de gösterilmiştir [105].

Deney tasarımı üretim süreçlerinin performansının iyileştirilmesi, süreç geliştirme, yeni ürün geliştirme ve mevcut ürünlerin iyileştirilmesi gibi birçok mühendislik çalışmasında kullanılan ve kritik öneme sahip bir araçtır. Deney tasarımı tekniklerinin kullanılmasıyla mevcut süreçlerdeki değişkenlik miktarı azaltılmakta ve süreçten veya üründen beklenen performans özellikleri iyileştirilmektedir [105].

Günümüzde deney tasarımı teknikleri endüstrinin birçok alanında yaygın bir biçimde kullanılmaktadır. Deney tasarımı, planlama, tasarlama, uygulama, analiz ve doğrulama olmak üzere beş adımdan oluşmaktadır. Planlama adımı, sonuçları etkileyen faktörler ve ölçüm metotlarına karar verilmektedir. Belirlenen faktörlere ve seviyelere bağlı olarak, deney sayısını ve her deneyin gerçekleştirilme şeklini belirten bir deney, tasarım aşamasında yapılmaktadır. Deneyler tasarlandıktan sonra, öngörülen tam tasarım kombinasyonunu (tarifi) takip ederek ve istatistik düzeninin gerektirdiği sırada uygulanmaktadır. Analiz aşamasında deneylerden toplanan sonuçlar analiz edilmektedir. Analiz prosedürleri incelenmekte olan proje hakkında bilgi belirlemek için standartlaştırılmıştır. Her deney koşulunda test edilen örnek sayısına bağlı olarak farklı analiz teknikleri önerilmektedir. Analizin temel amacı, yeni tasarım koşulu ve beklenen iyileştirme hakkında bilgi elde etmektir. Doğrulama adımı genellikle analiz tarafından öngörülen en iyi tasarım koşulu, şu anda var olan veya test edilen koşul değildir. Bu nedenle, iyileştirmenin gerçekten, gerçekleşip gerçekleştirilemediğini doğrulamak veya tahminin gerçek performansa ne kadar yakın olduğunu belirlemek için, yeni tasarım tanımlamalarına göre yapılan birkaç örnek test edilmektedir [105].



5.2. Taguchi Yöntemi

Dr. Genichi Taguchi [19,20], profesyonel yaşamının çoğunda, üretilen ürünlerin kalitesini artırmanın yollarını araştırarak geçirmiş, bir Japon bilim insanıdır. 2. Dünya savaşından sonra, Japon telefon sistemi ağır hasar görmüş ve işlevsiz hale gelmiştir. Taguchi, Japonya'nın yeni kurulan Nippon telefon ve telgraf şirketinin, elektrik iletişim laboratuvarlarının başına atanmıştır. Şirketteki araştırmalarının çoğu, deneysel tasarım tekniğinin kullanımını içeren kapsamlı bir kalite iyileştirme metodolojisi geliştirmeyi içermektedir. Nippon telefon ve telgraf şirketinde uygulanan ve mükemmelleştirilen Taguchi'nin kavramı Toyota, Nippon Denso, Fuji Film ve diğer Japon firmaları da dahil olmak üzere birçok şirket tarafından benimsenmiştir. Deney tasarımı, 1920'lerde Fisher [104] tarafından tanıtılmasından ve 1940'larda Taguchi [19,20] tarafından araştırılmaya başlanmasından bu yana, çok fazla gelişme olmuştur. Bu tekniğin geçmişte sanayide kullanımı, çok nadirdir. Tekniği daha kullanışlı hale getirmek için, Taguchi [19,20] önce kaliteyi genel anlamda tanımlamanın bir yolunu

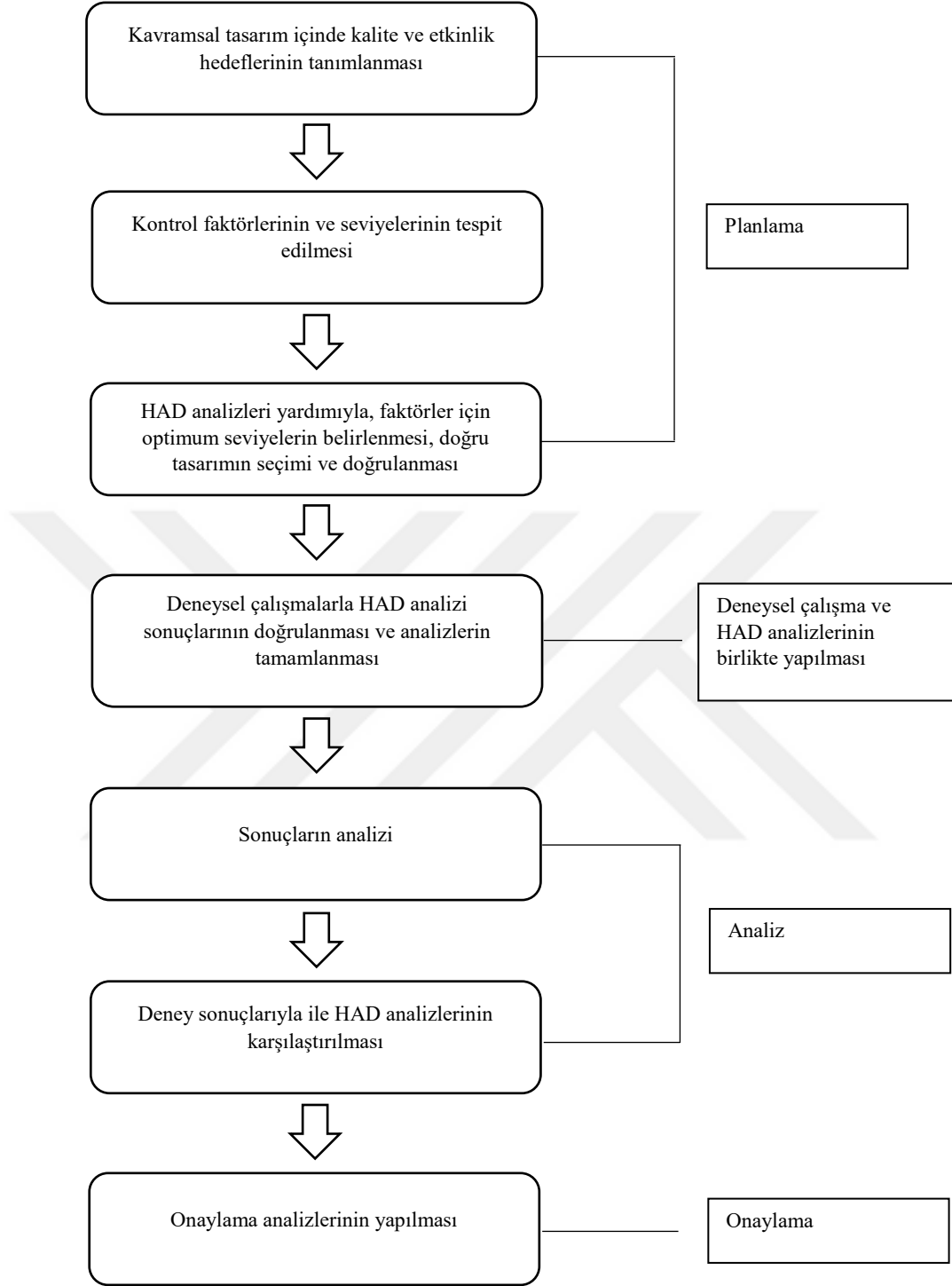
önermiştir. Deney tasarımı tekniğinin sadece kaliteyi artırmak için değil aynı zamanda tasarruf açısından yapılan iyileştirmeleri ölçmek için de kullanılabileceğini göstermiştir. Tekniği daha kolay uygulayabilmek için uygulama yöntemini standartlaştırmıştır. Deneyler yapmak için her biri belli bir sayıda deneysel durum için kullanılan bir dizi özel dikey diziler oluşturmuştur. En iyi kaliteyi üreten tasarım çözümünü belirlemek amacıyla, deney sonuçlarını analiz etmek için yeni bir yol ortaya koymuştur. Tekrarlanan sonuçların analizi için, sinyal-gürültü oranını kullanması, deneycilerin kontrol edilemeyen faktörlerin etkisine karşı, sağlam bir tasarımı kolayca temin etmesine yardımcı olmaktadır [105].

Taguchi [19,20] kalite ve verimlilik hedeflerinin, ürün projesinin başında tasarlanmasını savunmuştur. Kaliteyi kalıcı olarak iyileştirmenin tek yolunun onu projeye birlikte tasarlamak olduğunu iddia etmiştir. Onun zamanında ve hatta bugün bile çoğu şirkette kalite iyileştirme çabası sadece bir parçanın üretimden sonra denetlenmesini içermektedir. Çoğu zaman, parçalar üretildikten sonra kalite hakkında herhangi bir şey yapmak, çok geç ve çok pahalıdır. Bunun yerine kalite endişeleri tasarımda yukarı yönlü olarak ele alınırsa veya kavramsal tasarımda sıklıkla öne çıkarsa, daha az miktarda maliyetle birçok iyileştirme elde edilebilmektedir. Genellikle, üretilen bir ürünün yaşam döngüsü içerisinde kavramsal tasarım, geliştirme, onaylama ve üretim gibi aşamaları olacaktır. Kavramsal tasarımda birçok fikir incelenir, birkaç tanesi seçilir ve mühendislik çizimleri oluşturulur. Geliştirme aşaması, birçok kavram prototipi oluşturmanın denemenin ve en iyi işleyen parçayı seçmenin zamanıdır. Daha sonra, parça, birkaç örnek oluşturularak ve bunları fonksiyonel hedefler için deneyerek doğrulama aşaması tamamlanır. Doğrulama aşaması başarıyla tamamlandığında üretimin başlaması mümkün olmaktadır [105].

Bu çalışmada, Şekil 5.2.'de gösterildiği gibi gövde borulu ısı değiştiricinin kalite ve etkinlik değerlerini geliştirme projesi için, yeni bir ürün geliştirme süreci önerilmiştir. Yöntem geleneksel uygulanış biçimlerinden farklı bir şekilde yürütülmüştür. Kavramsal tasarım içinde tasarım doğrulama süreci hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleriyle birlikte uygulanmıştır. Yeni önerilen ürün geliştirme sürecinde, tasarım aşamasına tasarım doğrulama adımı dahil edilmiştir. Taguchi deneysel tasarım

yönteminin deney sonuçları, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinden alınmıştır. Deneysel çalışma, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinden bulunan optimum tasarımın verilerini doğrulamak için yapılmıştır. Süreç içinde gövde borulu ısı değiştiricideki deney sayısı bir adetle sınırlandırılmıştır. Böylece önerilen sürece uygun olarak Taguchi deneysel tasarım yönteminin uygulanmasının maliyeti ve süresi düşürülmüştür.





Şekil 5.2. Çalışmada yeni geliştirilen ve önerilen ürün geliştirme süreci

Gövde borulu ısı değiştiricilerin Taguchi yöntemi ile deneysel optimizasyonu üç ana adımdan oluşmaktadır. Bunlar, sistem tasarımı, parametre tasarımı ve tolerans tasarımıdır. Sistem tasarımı adımında, gövde borulu ısı değiştiriciyi tasarlayarak performans karakteristiklerini etkileyen parametre değerlerinin belirlenmesi

amaçlanmıştır. Bu adım sırasında boruların yerleşimi, perde sayısı, uzunluk, perdeler arasındaki mesafe ve perdelerin kesiti tanımlanmıştır. Parametre tasarımı adımında, ısı değiştiriciyi optimize etmek için en iyi parametre seviyesi belirlenmiştir. Bu aşamada, basınç düşüşünü azaltan ve ısı geçişini artıran faktörler belirlenmekte ve parametreleri tanımlarken Taguchi tarafından geliştirilen dikey diziler kullanılmaktadır. Aynı zamanda sinyal-gürültü oranı (S/N – Sinyal/Gürültü) analizleri yapılmaktadır. Taguchi kayıp fonksiyonu olarak bilinen ve sinyal-gürültü oranının bir fonksiyonu olarak ifade edilen üç farklı kullanışlı fonksiyon (S/N – Sinyal/Gürültü) bulunmaktadır. Performans özelliğinin en düşük değeri almasının, olumlu olarak değerlendirildiği durumda (Denklem 5.1) geçerlidir.

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (5.1)$$

En yüksek değerin en iyisi olması durumunda (Denklem 5.2) geçerlidir.

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (5.2)$$

Nominal değer, en iyi olduğunda (Denklem 5.3) geçerlidir.

$$S/N = 10 \log \left(\frac{\bar{y}^2}{S^2} \right) \quad (5.3)$$

Bu denklemde (5.3) $\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$, $S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2$, y_i performans karakteristiğini, n test sayısını, $\bar{y}$ gözlem değeri ortalaması ve S^2 gözlem değerinin değişimini göstermektedir.

5.3. Taguchi Yönteminin Üç Bölmeli Perdeye Uygulanması

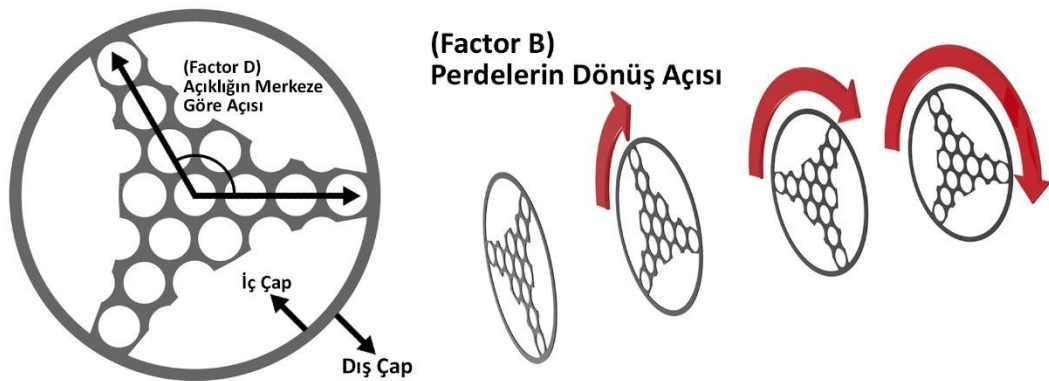
Bu çalışmada üç bölmeli perde, en yüksek ısı geçiş oranını ve en düşük basınç düşüşünü sağlayacak şekilde optimize edilmiştir. Üç bölmeli perdenin geometrisi tasarlanırken, beş faktör ve bu faktörlerin dört seviyesi dikkate alınmıştır. Tablo 5.2. bu faktörleri ve karşılık gelen seviyeleri vermektedir. Üç bölmeli perdenin enine kesit görünümü Şekil 5.3'te gösterilmiştir. Birinci Taguchi deney optimizasyonu için sınır şartları Tablo 5.1.'de verilmiştir.

Tablo 5.1. Üç bölmeli perde için yapılan Taguchi optimizasyonunun başlangıç koşulları

Soğuk Su Giriş Sıcaklığı (K)	Soğuk Su Kütlesel Debi (kg/s)	Sıcak su Giriş Sıcaklığı (K)	Sıcak Su Kütlesel Debi (kg/s)
288	0,2	350	0,5

Tablo 5.2. Üç bölmeli perde için yapılan Taguchi optimizasyonunun tasarım faktörleri ve seviyeleri

		Seviye			
Faktörler		1	2	3	4
A	Perdeler arasındaki mesafe (mm)	250	316	400	420
B	Perdelerin dönüş açısı (derece)	0	60	120	180
C	Dış çapın iç çapa oranı (Do/Di)	1,15	1,11	1,08	1,04
D	Açıklığın merkeze göre açısı (derece)	100	103	105	106
E	Açık alanın kapalı alana oranı (So/Sc)	2,52	2,85	3,36	4,11



Şekil 5.3. Üç bölmeli perdenin kesit görüntüsü

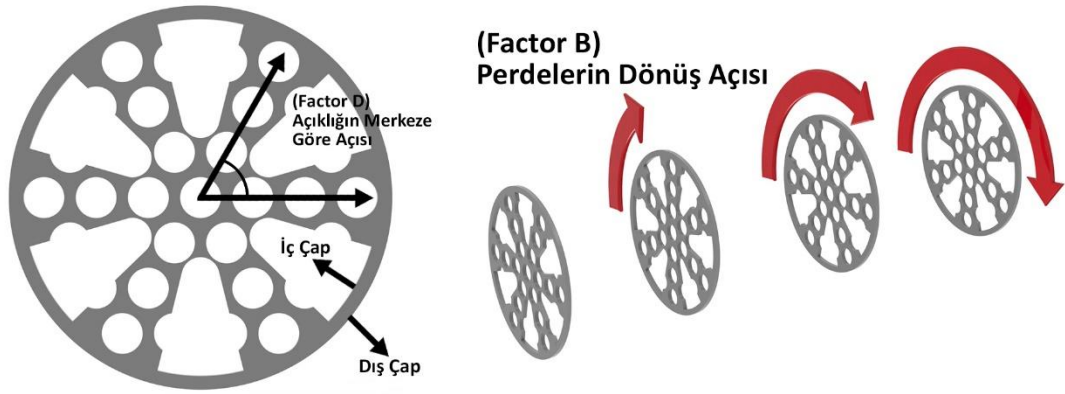
Bu faktörler ve düzeyleri dikkate alındığında en uygun ortogonal dizinin L16 dizisi olduğuna karar verilmiştir. Dikey diziye göre deneylerin sırası Tablo 5.3.'te gösterilmiştir.

Tablo 5.3. Dikey diziye göre deneylerin sırası

Deney Numarası	A	B	C	D	E
1	1	1	1	1	1
2	1	2	2	2	2
3	1	3	3	3	3
4	1	4	4	4	4
5	2	1	2	3	4
6	2	2	1	4	3
7	2	3	4	1	2
8	2	4	3	2	1
9	3	1	3	4	2
10	3	2	4	3	1
11	3	3	1	2	4
12	3	4	2	1	3
13	4	1	4	2	3
14	4	2	3	1	4
15	4	3	2	4	1
16	4	4	1	3	2

5.4. Taguchi Yönteminin Dairesel Çok Bölmeli Perdeye Uygulanması

Tasarım aşamasında, yüksek sayıda bölme üretebilmek için boyutsuz parametrelerle birlikte geliştirilen dairesele çok bölmeli perde yapısı için Taguchi optimizasyon yöntemi uygulanmıştır. Üç bölmeli perde tasarımından farklı olarak, bölme sayısı da faktör olarak ortaya çıkarılmıştır. Tasarım modeli yardımıyla altı bölme sayısına kadar ulaşılabilmiştir. Üç bölmeli perde için geliştirilen ve dairesele altı bölmeli perdede boyutsuz hale getirilen faktörlerin gösterimi Şekil 5.4.'te aktarılmıştır. Faktörler, boyutsuz parametrelere dönüştürülmüştür. Gövde borulu ısı değiştiricinin etkinliğini belirleyen boyutsuz parametreler Tablo 5.4.'te verilmiştir.



Şekil 5.4. Dairesel altı bölmeli perdede faktörlerin gösterimi

Tablo 5.4. Tasarım aşamasında bulunan gövde borulu ısı değiştirici etkinliğini değiştirebilen boyutsuz parametreler

Parametre	Sembol	Açıklama
F	B_s	Bölme sayısı
G	K_{ry}	Perde akışa kapalı alan düzeyi
H	N_b	Perde sayısı
I	D_k	Dönüş katsayısı
J	K_z	Gövde boyu eksenli perde pozisyonu katsayısı

Boyutsuz parametreler için yapılan optimizasyonda kullanılan giriş koşulları Tablo 5.5.'te verilmiştir. Üç bölmeli perde optimizasyonundan farklı olarak daha yüksek kütleli akış debileri seçilmiştir.

Tablo 5.5. Boyutsuz parametrelerle yapılan Taguchi optimizasyonunun başlangıç koşulları

Soğuk Su Giriş Sıcaklığı (K)	Soğuk Su Kütleli Debi (kg/s)	Sıcak su Giriş Sıcaklığı (K)	Sıcak Su Kütleli Debi (kg/s)
295	0,6	323	0,7

Üç bölmeli perde için yapılan Taguchi optimizasyonundan farklı olarak boyutsuz parametrelerle yapılan çalışma, daha yaygın sonuçlar verecektir. Tablo 5.6.'da faktörler olarak seçilen boyutsuz parametreler ve seviyeleri verilmiştir.

Tablo 5.6. Dairesel çok bölmeli tasarıma ait boyutsuz tasarım parametreleri ve onların seviyeleri

		Seviye			
Boyutsuz parametreler		1	2	3	4
F	Bölme sayısı	1	3	4	6
G	Perde kapalı alan katsayısı	48,3	49,9	55,3	57,2
H	Perde sayısı	4	5	6	7
I	Dönüş katsayısı	0,16	0,25	0,33	0,5
J	Gövde boyu eksenli perde pozisyonu katsayısı	0,83	1	1,11	1,16

Boyutsuz parametrelerle yapılan Taguchi optimizasyonu için dikey diziye göre deneylerin sırası Tablo 5.7.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.7. Dikey diziye göre deneylerin sırası

Deney Numarası	F	G	H	I	J
1	1	1	1	1	1
2	1	2	2	2	2
3	1	3	3	3	3
4	1	4	4	4	4
5	2	1	2	3	4
6	2	2	1	4	3
7	2	3	4	1	2
8	2	4	3	2	1
9	3	1	3	4	2
10	3	2	4	3	1
11	3	3	1	2	4
12	3	4	2	1	3
13	4	1	4	2	3
14	4	2	3	1	4
15	4	3	2	4	1
16	4	4	1	3	2

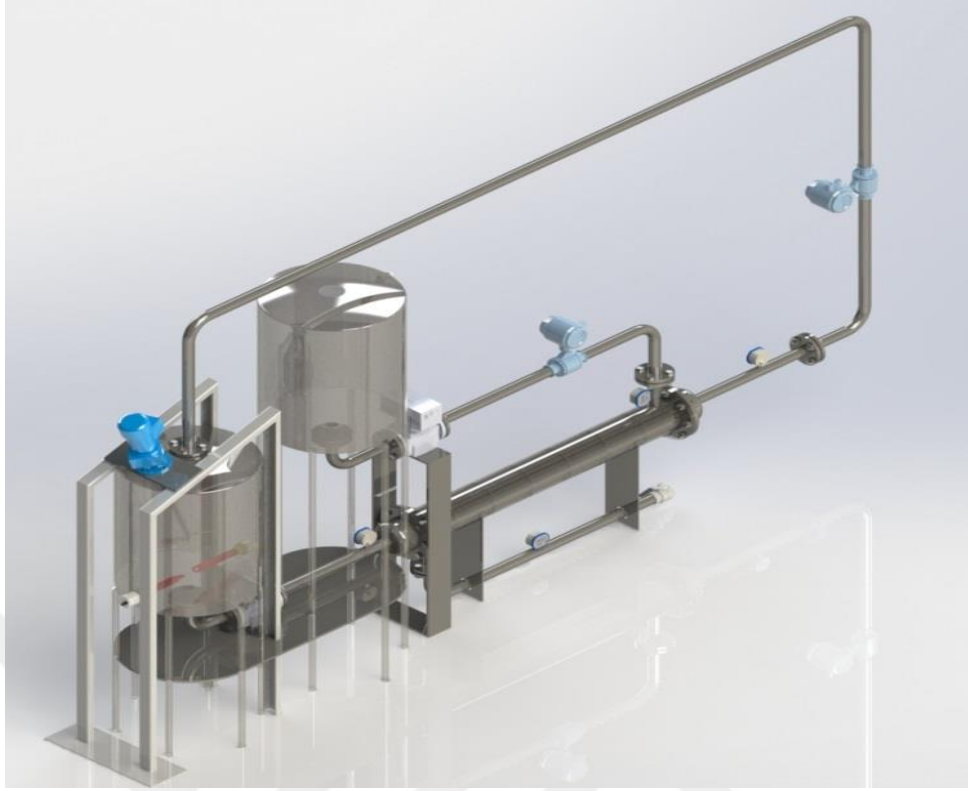
BÖLÜM 6. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

6.1. Deneyel Kurulum ve Test Prosedürü

Deney düzeneğinin fotoğrafı Şekil 6.1.'de gösterilmiştir. Deney sisteminin tasarımı ise, Şekil 6.2.'de verilmiştir. Düzenek, Şekil 6.3.'te detaylı olarak gösterildiği biçimde, sıcak su tankı, soğuk su tankı, sıcak su tankı içinde bulunan ısıtıcılar, karıştırıcı, akışkanları dolaştırmak için pompalar, ısı değişirici, ölçüm cihazları ve bu ölçüm cihazlarının bağlandığı veri toplama sisteminden oluşmaktadır.

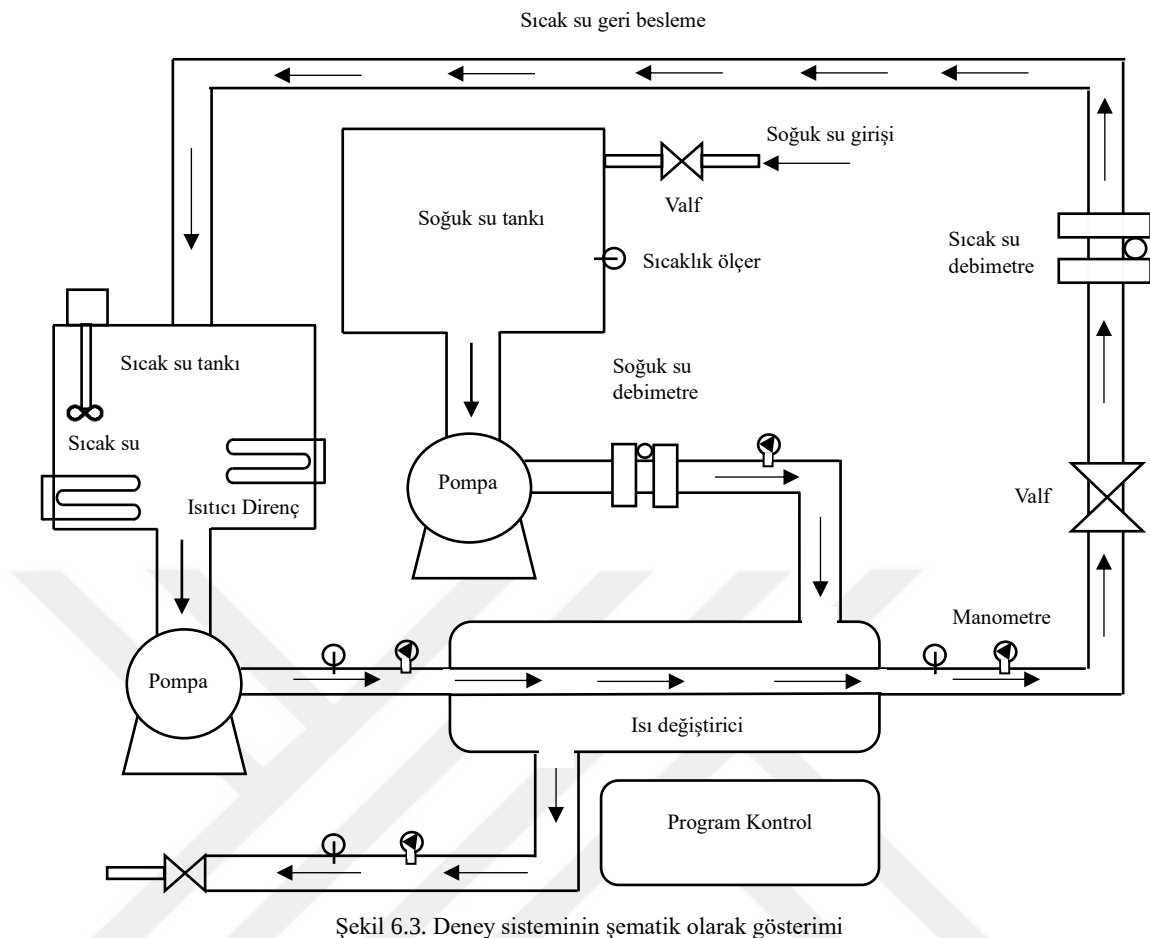


Şekil 6.1. Deney sisteminin görüntüsü



Şekil 6.2. Deney sisteminin tasarım görüntüsü [106]

Deneyisel çalışmalar, optimizasyondan elde edilen geometrik boyutlara sahip bir gövde borulu ısı değiştirici üzerinde gerçekleştirilmiştir. Boru tarafı akışı, kapalı bir döngüye sahip bir frekans dönüştürücü pompası ile desteklenmiştir. Sıcak su deposu, sıcaklığı sabit tutmak için elektrikli ısıtıcılar tarafından ısıtılmıştır. Sürekli bir karıştırıcı, sıvı sıcaklığının belirli bir test akış hızı için sabit bir değerde tutulmasına yardımcı olmaktadır. Öte yandan, soğuk su frekans dönüştürücü pompası ile kontrol edilmiş ve ısıtılan su bir tanka boşaltılmıştır. Akış ve sıcaklık kontrolü ısı değiştirici giriş ve çıkış noktalarında yapılmıştır. Deneyler sırasında hacimsel debi ve sıcaklık kontrolü kontrol paneli ile yapılmış ve gerekli kontroller yapılmıştır [106].



Deney düzeneğinde kullanılan temel elemanlar sıcak ve soğuk su tankları, gövde borulu ısı değiştirici ve kontrol panelidir. Sistem aynı zamanda küresel vanaları, ısı değiştiriciye giren ve çıkan akışkanların basınç farklarını ölçmek için manometreleri ve sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklığını ölçmek için PT 100 sıcaklık ölçüm cihazı ve iki akışı dolaştırmak için iki pompayı içermektedir. Deneysel veriler elde edilmeden önce, suyun geldiği borudaki valf açılmış ve sistemin tamamen doldurulması beklenmiştir. Daha sonra soğuk su çıkış vanası açılmış ve kontrol paneli, istenen akış hızında sıcak ve soğuk pompalama sağlanmıştır. Belli bir süre sonra sistem durağan hale gelmiş ve gerekli ölçüm sonuçları alınmıştır [106].

6.2. Deney Sisteminin Otomasyonu

Sıcaklık değerlerinin ölçülmesinde PT100 tipi sıcaklık ölçüm cihazı kullanılmıştır. Bu sıcaklık ölçer cihazlar delta tabanlı otomasyon sistemiyle HMI olarak adlandırılan ve

açılımı insan makine ara yüzü olan sistem yardımıyla verileri ekrana yansıtılmıştır. Ek olarak, borular içerisinde bulunan debi ölçerlerden debi değerlerini okuyup yansıtmaktadır. Otomasyon ekipmanı olarak kullanılan cihazlar Tablo 6.1.'de verilmiştir.

Tablo 6.1. Deney sisteminde kullanılan programlanabilir mantıksal denetleyici ve modülleri

Tanımı	Açıklama
Delta DVP-SS2	Programlanabilir mantıksal denetleyici (PLC)
Delta DVP-04PT-S	Sıcaklık ölçer modülü (Thermocouple modul)
Delta DVP-04AD	Örneksel modül (Analog modul)
Delta DOP-B07S411	İnsan makine ara yüzü (HMI)

Sıcaklık ölçüm cihazları (thermocouple) sıcaklıkla değerleri değişen dirençtirler. Örneksel algılayıcılar (analog sensor) gibi sıcaklık değerine karşı bir voltaj veya akım üretmemektedir. Bu nedenle programlanabilir mantıksal denetleyicide (PLC) bu değeri okumak için özel modüllere ihtiyaç duyulmuştur.

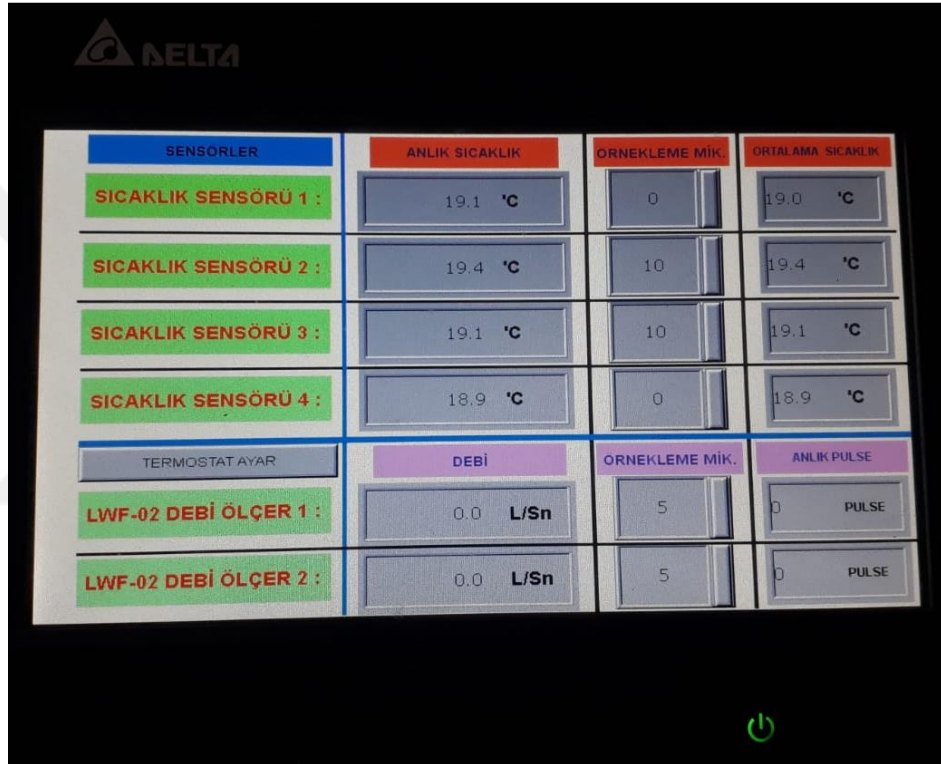
Özel sıcaklık ölçer modüllerle yapılan sıcaklık ölçümlerinde çözünürlük (hassasiyet) 0,1 °C değerindedir. Örneksel algılayıcı uygulamaları gibi ölçeklemelere gerek yoktur. Bu sayede hassasiyet ve ortamdan etkilenme durumu ortadan kaldırılmıştır.

Sıcaklık ölçüm cihazlarıyla okunan sıcaklık değeri insan makine ara yüzü (HMI) ekranından girilen değere göre programlanabilir mantıksal denetleyici içerisinde karşılaştırılmaktadır. Sıcaklığı verilen değerde tutabilmek için ısıtıcıların kontaktör adı verilen elektromekanik aletlerini programlanabilir mantıksal denetleyici (PLC) kontrol edebilmektedir.

Örneksel (analog) debi ölçerler 0-10 Volt aralığında çıktı vermektedir. Bu değerlerin okunabilmesi için programlanabilir mantıksal denetleyicilere (PLC) takılabilen örneksel modüle ihtiyaç bulunmaktadır. Ölçüm aralığına göre 0-10 Volt değerine karşı program içinde ölçekleme yapılması gerekmiştir. Yapılan ölçekleme ile insan makine ara yüzü aracılığıyla dışarıya debi değeri gösterilmektedir.

Programlanabilir mantıksal denetleyici ve insan makine ara yüzü arasında haberleşme için Modbus haberleşme protokollerinden RS-485 kullanılmıştır. Programlanabilir mantıksal denetleyici veri adresleri insan makine ara yüzü haberleşmesiyle doğrudan ekrandan ek ölçekleme kayıt adreslerine ihtiyaç duyulmaksızın okunmaktadır.

Geliştirilen programın görüntüsü Şekil 6.4.'te verilmiştir. Ekranda tüm cihazların verileri gösterilmektedir.



Şekil 6.4. Deney verilerini okumak ve kayıt altına almak için kullanılan PLC ekranın görüntüsü

Yedi farklı giriş koşulu için deneyler yapılmıştır. Isıtıcı kapasiteleri 15 kW olduğundan sıcaklığın kararlılığını sağlamak için düşük akış hızları için analizler yapılmıştır. Tablo 6.2.'de, ısı değiştiriciye giren sıcak ve soğuk akışkanlar için koşullar gösterilmektedir. Isı geçiş hızı aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (6.1)$$

Bu denklemde $\dot{Q}$ ısı geçiş hızını, $\dot{m}$ kütsel debiyi, c_p akışkanın özgül ısısını ve ΔT ise sıcaklık farkını göstermektedir.

Tablo 6.2. Isı değıştirici giriş parametreleri

Boru Tarafı		Gövde Tarafı	
Kütle akış debisi (kg/s)	Giriş sıcaklığı (K)	Kütle akış debisi (kg/s)	Giriş sıcaklığı (K)
0,3	323	0,3	295
0,4	323	0,4	295
0,5	323	0,5	295
0,6	323	0,6	295
0,7	323	0,7	295
1,0	323	0,8	295
2,1	323	1,0	295

6.3. Belirsizlik Analizi

Kütle akış hızı ve sıcaklık gibi parametrelerin ölçüm sürecinde her zaman bazı hatalar vardır ve bunlar deneysel verilerde bir belirsizliğe yol açmaktadır. Sıcaklık ve akış ölçer çıkışları deneysel ısı geçiş hızını hesaplamak için kullanılmaktadır. Bu çalışmada deneysel belirsizlikler Kline, McClintock [72] ve Moffat [107] yöntemi ile hesaplanmıştır. Belirsizliği hesaplamak için aşağıdaki denklemler kullanılmıştır. Belirsizlik aletlerin belirsizliği ($u_{\dot{Q},Ins}$) ve tekrarlanabilirlik belirsizliği ($u_{\dot{Q},Rep}$) olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır.

$$U_{\dot{Q}} = Ku_{\dot{Q}} \quad (6.2)$$

$$u_{\dot{Q}} = \sqrt{(u_{\dot{Q},Ins})^2 + (u_{\dot{Q},Rep})^2} \quad (6.3)$$

$$u_{\dot{Q},Ins} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} u_{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \Delta T} u_{\Delta T}\right)^2} \quad (6.4)$$

$$u_{\dot{Q},Rep} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} u_{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \Delta T} u_{\Delta T}\right)^2} \quad (6.5)$$

Burada $u_{\dot{Q},Ins}$ cihazların belirsizliğidir, $u_{\dot{Q},Rep}$ tekrarlanabilirliğin belirsizliğidir, u belirsizliğin m ve ΔT parametrelerinden gelen katsayısıdır, K kapsama faktörü ve bu durumda 2 olarak kabul edilmiştir. Tablo 6.3., deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm aralıklarını, ölçüm doğruluğunu ve deneysel verilere dayanarak hesaplanan parametrelerin belirsizlik düzeylerini göstermektedir.

Tablo 6.3. Deneylerde kullanılan cihazların ölçüm aralıkları, ölçüm doğruluğu ve hesaplanan parametrelerin belirsizlik seviyeleri

Ölçüm Cihazı	Ölçüm Aralığı	Ölçüm Hassasiyeti	Belirsizlik (%)
PT 100	0/100°C	±1 °C	1,5
Manometre	0/100 mbar	2 mbar	
	0/2,5 bar	0,02 bar	
Debimetre	0/50 l/s	0,01 l/s	
Isı geçiş miktarı	-	-	

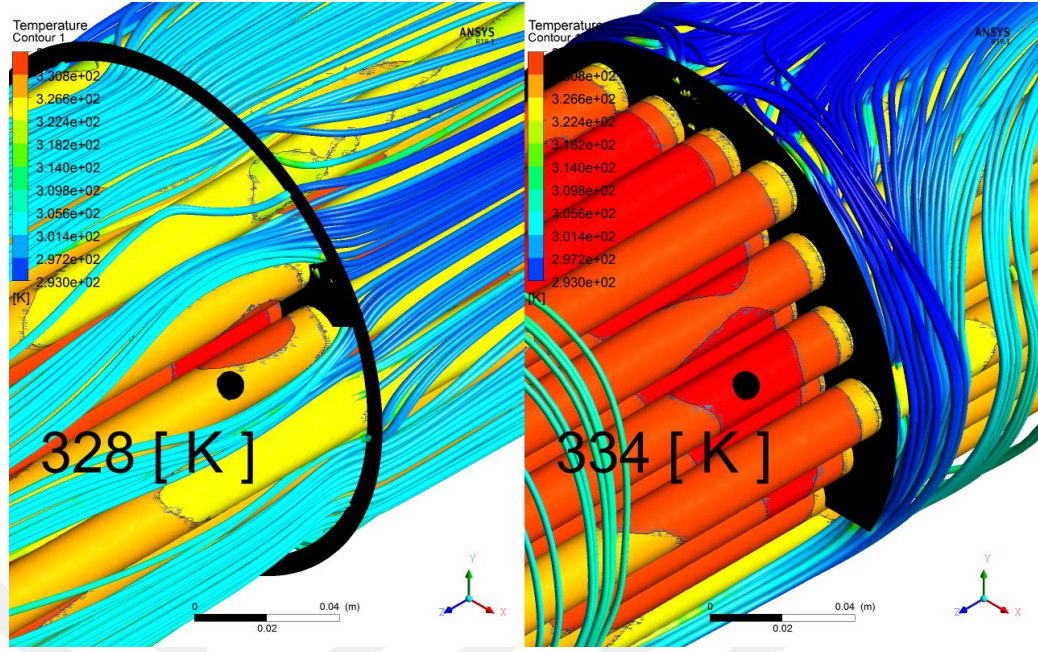
BÖLÜM 7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada üç bölmeli ve geleneksel perdeli gövde borulu ısı değiştiricilerin hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri iki farklı debi değerinde gerçekleştirilmiştir. Bu debi değerlerinden biri düşük debi (0,5 kg/s) diğeri yüksek debi (2,88 kg/s) olarak belirlenmiştir. Şekil 7.1.'de 0,5 kg/s debi değeri için hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinden elde edilen sıcaklık, basınç ve hız dağılımları verilmiştir. Diğer taraftan, her iki debi değeri için hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinden elde edilen sayısal sonuçlar Tablo 7.1.'de sunulmuş ve karşılaştırılmıştır.

Dairesel çok perdeli gövde borulu ısı değiştiricilerin hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri, boyutsuz parametreler kullanılarak, bir, üç, dört ve altı bölmeli olarak gerçekleştirilmiştir. Debi değerleri, sıcak su için, 0,7 kg/s ve soğuk su için, 0,6 kg/s olarak tanımlanmıştır.

7.1. Üç Bölmeli ve Geleneksel Perdenin HAD Sonuçları

Üç bölmeli ve geleneksel perdeye sahip ısı değiştiricilerdeki boru yüzeyleri sıcaklık dağılımları Şekil 7.1.'de gösterilmektedir. Şekilden görülebileceği gibi, üç bölmeli perdeler kullanıldığında, geleneksel perdelere kıyasla boru yüzeylerinde çok daha düzgün bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Her iki ısı değiştirici için boru yüzeylerinde aynı seçilen iki noktadaki sıcaklıklar da gösterilmiştir. Bu iki noktadaki boru yüzey sıcaklıkları geleneksel perdeye sahip ısı değiştiricide 334 °C ve üç bölmeli perdeye sahip ısı değiştiricide 328 °C değerindedir. Bu durum, üç bölmeli bir perdenin kullanılmasıyla ısı değiştiricideki sıcak sudan soğuk suya daha iyi bir ısı geçişinin elde edildiğini göstermektedir.

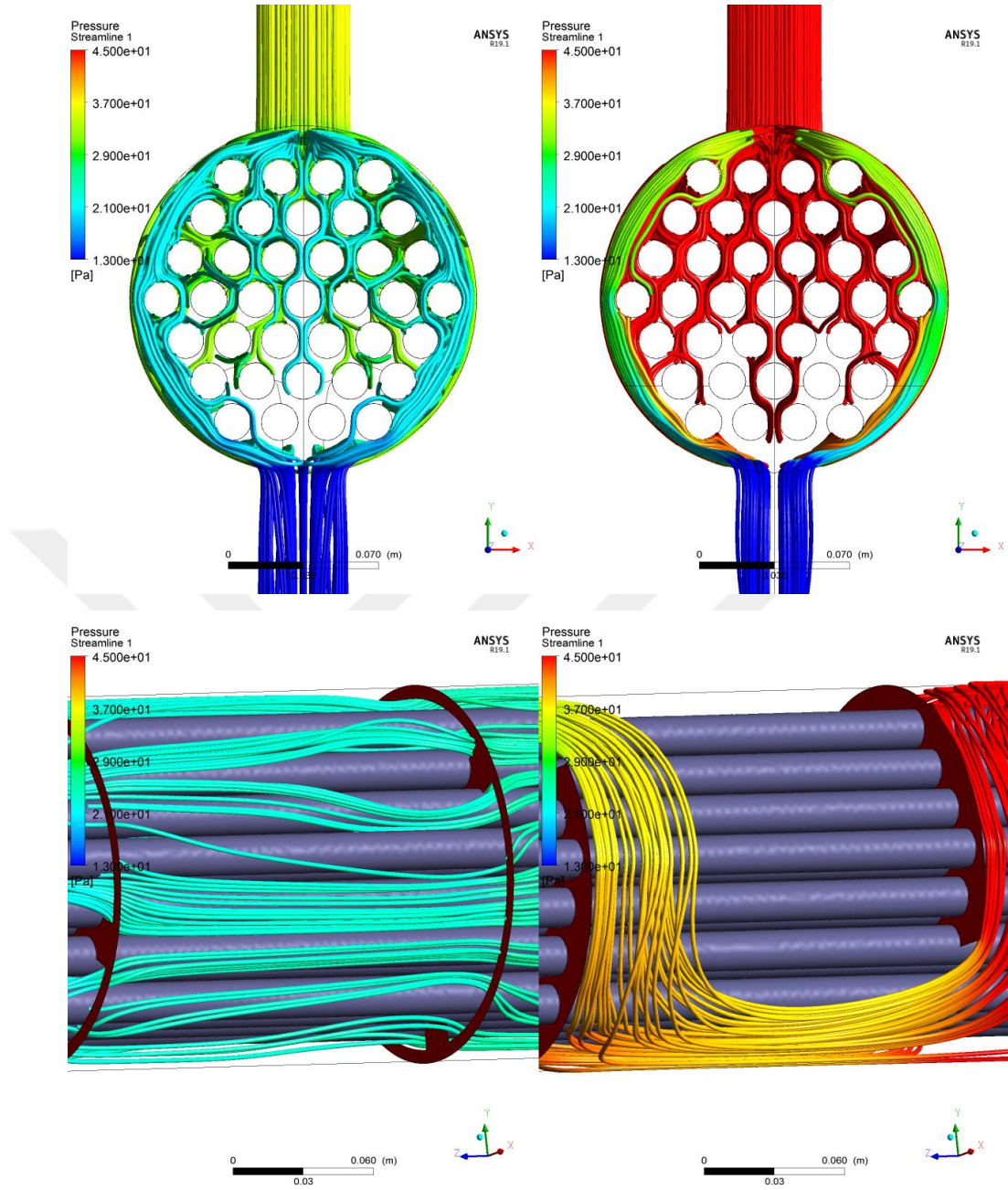


(a) Üç bölmeli perde

(b) Geleneksel perde

Şekil 7.1. Isı değiştiricide 0,5 kg/s kütle akış hızında sıcaklık dağılımları

Üç bölmeli ve geleneksel perdelere sahip ısı değiştiriciler üzerindeki basınç dağılımları Şekil 7.2.'de gösterilmektedir. Değerler, üç bölmeli perdelerin geleneksel perdeye kıyasla çok daha düzgün bir basınç dağılımı verdiğini göstermektedir. Üç bölmeli perdeler kullanıldığında, basınçların geleneksel perdelere kıyasla önemli ölçüde azaldığı görülmektedir.



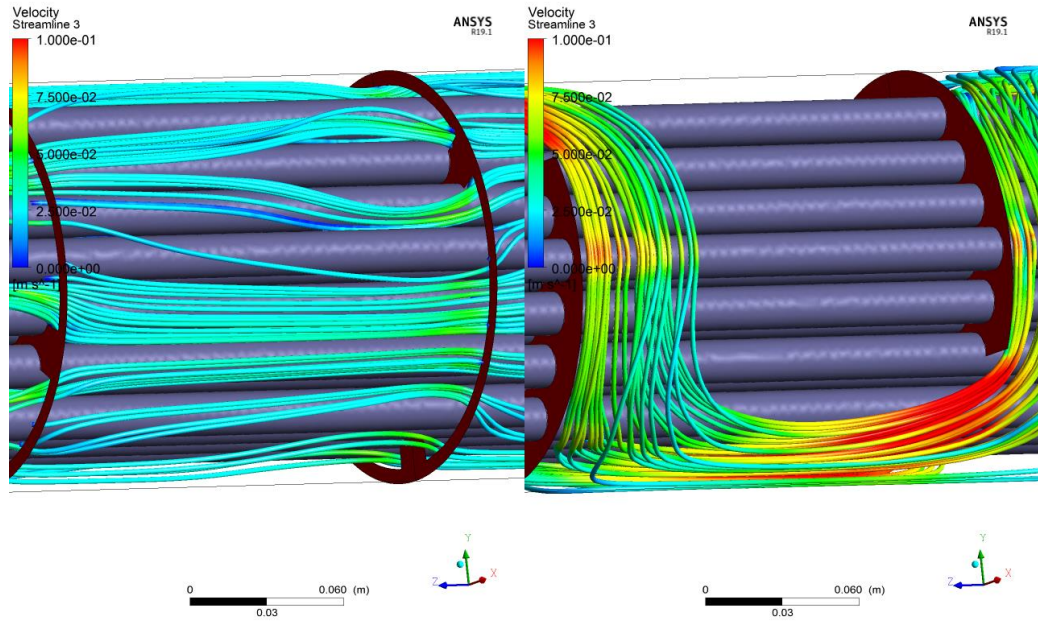
(a) Üç bölmeli perde

(b) Geleneksel perde

Şekil 7.2. Isı değiştiricide 0,5 kg/s kütle akış hızında basınç dağılımları

Üç bölmeli ve geleneksel perdeye sahip ısı değiştiricilerindeki hız akımları Şekil 7.3.'de gösterilmektedir. Şekillerden görülebileceği gibi, geleneksel perdeleri olan ısı değiştiricilerde, perdelerin arkasında devridaim bölgeleri oluşmaktadır. Geleneksel perdede akışkan gövde tarafındaki her perdenin önünde yaklaşık 90 derecelik bir açıyla yön değiştirmeye zorlanmaktadır. Bunun amacı, zorlanmış ısı taşınım geçiş katsayısını en üst düzeye çıkarmak için gövde tarafındaki akış akımlarını boru

demetine dik olarak iletmektir. Bu, ısı geçiş katsayısını belirli bir miktarda artırır, ancak aynı zamanda büyük basınç düşüşüne yol açar, perdenin ve gövdenin birleşiminde devridaim bölgelerinin oluşmasına neden olur ve sonuç olarak bu bölgelerdeki ısı geçişini kötüleştirir. Devridaim bölgeleri de kirlenmeye karşı hassastır. Bu bölgeler, bir yandan sıcak akışkandan soğuk akışkana ısı geçişini azaltırken, kirlenme direncini artırmaktadır. Kirlenme direncinin artması, ısı değiştiricinin hizmet ömrünü azaltmakta, ısı değiştiricinin işletme ve bakım maliyetlerini artırmaktadır. Ayrıca, ısı geçişi zamana bağlı olarak azalmakta ve ısı değiştiricinin etkinliği azalmaktadır. Üç bölmeli perde durumunda, devridaim bölgeleri neredeyse hiç oluşmamaktadır. Yeni perde tasarımı ile, ölü bölgeler büyük ölçüde ortadan kaldırılmakta ve boru demeti üzerindeki ortalama akış hızı önemli ölçüde korunmaktadır. Sonuç olarak, etkili ısı geçiş yüzey alanı artırılmakta ve gövde tarafında etkili bir karışım elde edilmektedir. Bu aynı zamanda ısı geçiş mekanizmasını da geliştirmektedir.



(a) Üç bölmeli perde

(b) Geleneksel perde

şekil 7.3. Isı değiştirici içinde 0,5 kg/s kütle akış hızında hız akış çizgileri

Geleneksel ısı değiştirici için Kern yöntemi kullanılarak hesaplanan basınç düşüş değerleri ile HAD analizinin sonuçları Tablo 7.1.'de sunulmuştur. Sonuçlar Kern yöntemi ile hesaplanan basınç düşüşü değerleri ile HAD analiz sonuçları arasında

%16'ya varan bir fark olduğunu göstermektedir. Bu nedenle HAD sonuçlarının %16 sapma sınırları içinde Kern yöntemiyle uyumlu olduğu gözlenmiştir.

Tablo 7.1. Geleneksel perdeye sahip ısı değiştiricilerin HAD ve Kern yöntemine göre basınç düşüşü değerleri

Perde	Soğuk suyun kütlesel debisi (kg/s)	Sıcak suyun kütlesel debisi (kg/s)	Basınç düşüşü (Pa) (HAD)	Basınç düşüşü (Pa) (Kern)
Geleneksel	2,19	2,88	9431,2	10693,4
Geleneksel	0,6	0,7	478,5	553,7
Geleneksel	0,2	0,5	79,9	93,4

Üç bölmeli ve geleneksel perdeye sahip ısı değiştiricilerinde meydana gelen sıcaklık farkları ve basınç düşüşleri farklı çalışma koşulları altında Tablo 7.2.'de karşılaştırılmaktadır. Tablodan görüldüğü gibi, 0,5 kg/s sıcak su ve 0,2 kg/s soğuk su kütle debisi koşullarında sırasıyla üç bölmeli ve geleneksel perdeler için sıcaklık farkı 47,3 K ve 44,3 K olarak elde edilmiştir. Öte yandan, 2,19 kg/s ve 2,88 kg/s debi değerleri için, üç bölmeli perdeye sahip ısı değiştiricide 17,4 K ve geleneksel perdesi olan ısı değiştiricide 16,3 K sıcaklık farkı elde edilmiştir. Bu sonuçlar, ısı değiştiricide sıcaklık farkının, kütle akış oranlarının azalmasıyla arttığını ve üç bölmeli perdeler kullanılarak en yüksek %6,75 oranı kadar arttığını göstermektedir.

Tablo 7.2.'den üç bölmeli perdeye sahip ısı değiştiricinin geleneksel perdesi olan ısı değiştiriciye kıyasla basınç düşüşü açısından çok daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz sonuçlarına göre, daha düşük debi değeri koşulunda bilinen perde durumunda ısı değiştiricideki basınç düşüşü 79,9 Pa iken, üç bölmeli perdede 51,8 Pa değerindedir. Debi arttıkça üç bölmeli perdeye sahip ısı değiştirici içindeki basınç düşüşü çok daha belirgin hale gelmektedir. Daha yüksek debi değerlerinde, ısı değiştiricideki basınç düşüşü geleneksel perde durumunda 9431,2 Pa ve üç bölmeli perde durumunda 4836,7 Pa olarak elde edilmiştir. Basınç düşüşündeki en yüksek azalma %49'a kadar artmıştır. Bu sonuçlar, ısı değiştiricinin ısı verimliliğinin iyileştirilebildiğini ve yeni tasarlanan üç bölmeli perdenin kullanımı ile basınç düşüşünün önemli ölçüde azaltılabileceğini göstermektedir.

Tablo 7.2. Geleneksel ve üç bölmeli perdeye sahip ısı değiştiricilerin sıcaklık farkı ve basınç düşüşü değerleri

Perde	Soğuk suyun kütlesel debisi (kg/s)	Sıcak suyun kütlesel debisi (kg/s)	Çıkış ve giriş arasındaki sıcaklık farkı (K) (HAD)	Basınç düşüşü (Pa) (HAD)
Üç bölmeli	2,19	2,88	17,4	4836,7
Geleneksel	2,19	2,88	16,3	9431,2
Üç bölmeli	0,2	0,5	47,3	51,8
Geleneksel	0,2	0,5	44,3	79,9

Deneyssel bir çalışmada da benzer gözlemler bildirilmiştir [26]. Deney sonuçları tek taraflı merdiven tipi sarmal bölme kullanımının, basınç düşüşünde %15,3-47,1 azalma ve gövde tarafı ısı geçiş katsayısında bilinen perde kullanımına kıyasla %9,3-25,5 artış sağladığını göstermektedir. Helisel ve iki farklı bölmeli perde kullanımının gövde borulu ısı değiştirici performansına etkileri, sayısal olarak araştırılmıştır [39]. Sarmal perde kullanımının perdenin arkasında ölü bölgelerin oluşmasını engellediği, böylece basınç düşüşünün azaldığı ve ısı verimliliğin iyileştirildiği belirtilmiştir. Farklı helisel perde tasarımlarının ısı değiştiricinin basınç düşüşü ve ısıl performansı üzerindeki etkileri araştırılmıştır [34]. Sayısal sonuçlar, sarmal perdenin basınç düşüşünü azalttığını ve bölmeli perdeye kıyasla ısıl verimliliği arttırdığını göstermektedir. Bununla birlikte, buradaki ana gelişme, ısı geçiş oranını artırmak değil, ısı geçişini kötüleştirmeden gövde tarafındaki basınç düşüşünü azaltmaktır. Bu sonuç, gövde tarafında daha yoğun ve homojen bir karıştırma sağlanarak, devridaim bölgeleri ve durgunluk noktalarının ortadan kaldırılmasıyla elde edilmiştir. Hem HAD sonuçları hem de deneyssel ölçümler bu sonucu doğrulamaktadır.

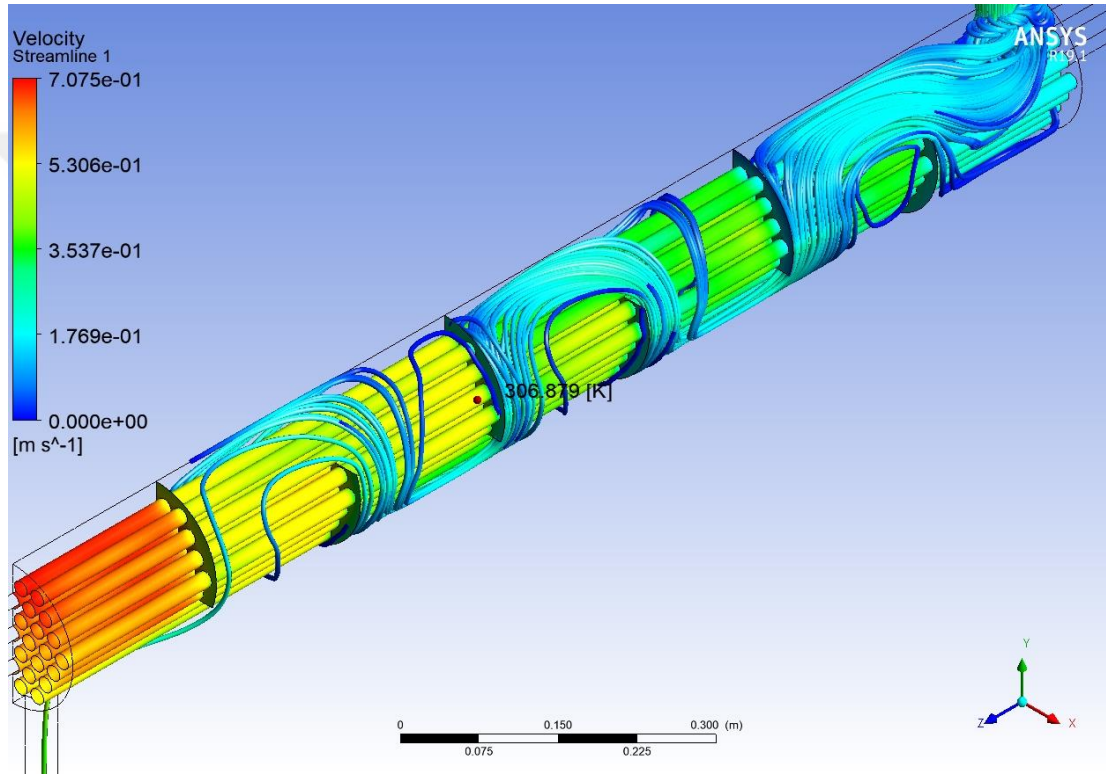
7.2. Dairesel Altı Bölmeli Perdenin HAD Sonuçları

Dairesel çok bölmeli perde modeli, gövde kesitine uygun olarak dairesel biçimde sıralanmış bölmelerden oluşmaktadır. Gövde içindeki akışı daha çok bölerek, iç borulara olan teması artırma yoluyla ısı geçişinin artırılması hedeflenmiştir. Geleneksel perdenin Tablo 7.3.'de verilen giriş koşullarına uygun olarak yapılan HAD sonuçları Şekil 7.4.'te verilmiştir. Hız akım çizgileri incelendiğinde, geleneksel perde

arkasında hareketsiz bölgeler görülmektedir. Bu durum, sıcaklık geçişini de olumsuz etkilemektedir. Sonuçlar, iç borulara yakın olarak belirlenen noktada, Şekil 7.4.'te de gösterildiği gibi sıcaklığın, geleneksel perde için 306,9 K olduğunu göstermiştir.

Tablo 7.3. Dairesel çok bölmeli perde giriş koşulları

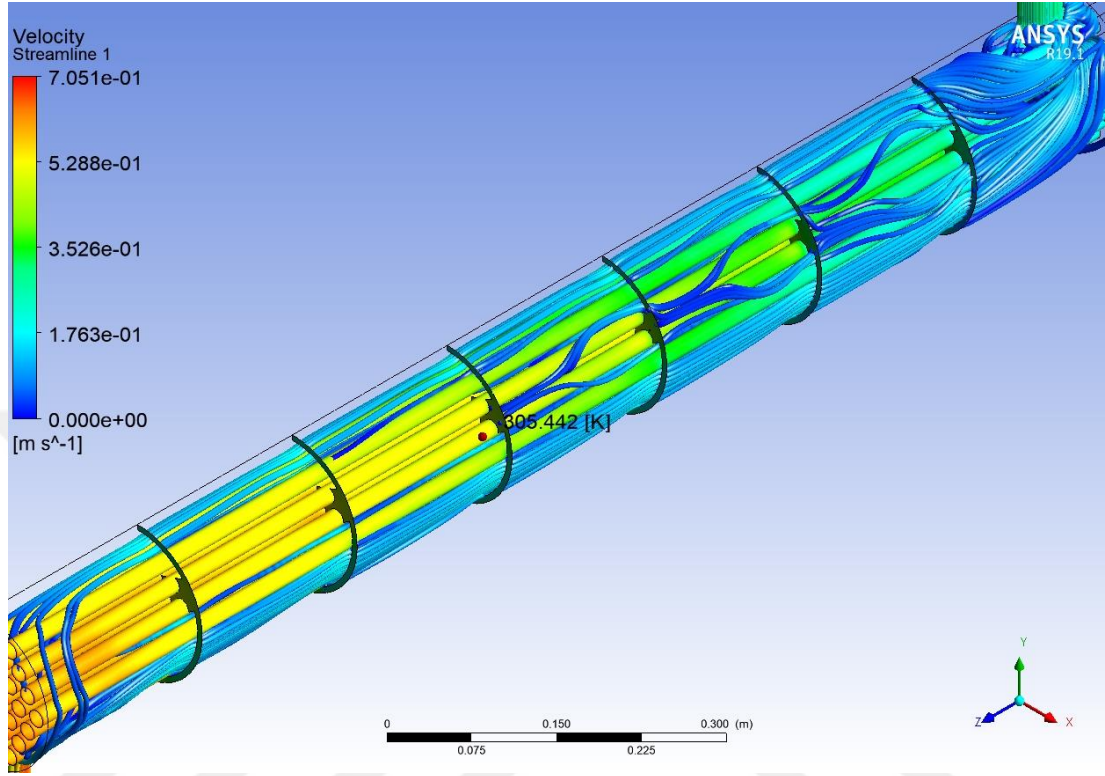
Sıcak su kütle akış hızı (kg/s)	Sıcak su giriş sıcaklığı (K)	Soğuk su kütle akış hızı (kg/s)	Soğuk su giriş sıcaklığı (K)
0,7	323	0,6	295



Şekil 7.4. Geleneksel perde hız akış çizgileri

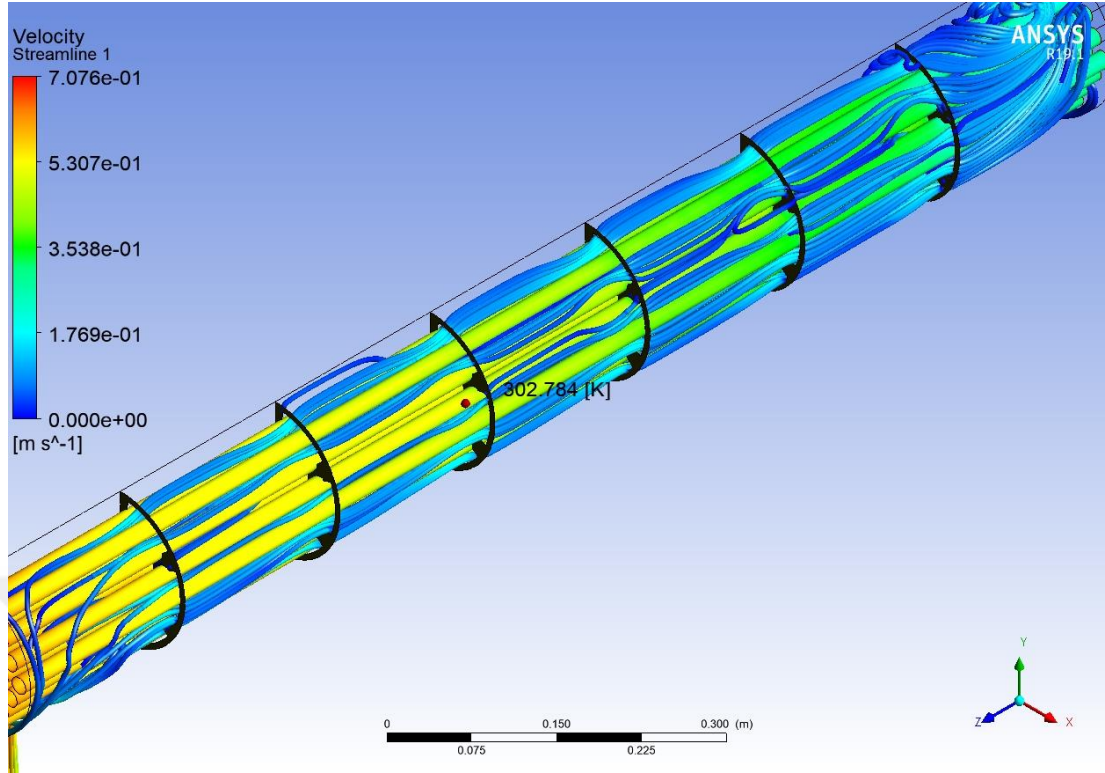
Doktora tezi kapsamında geliştirilen üç bölmeli perdeye sahip GBID, Tablo 7.3.'de verilen giriş koşullarına göre analiz edildiğinde, beklenildiği üzere, ısı geçişi artmış ve basınç düşüşü azalmıştır. Isı geçişindeki artış, geleneksel perdede iç boruya yakın noktada 306,9 K iken üç bölmeli perdede Şekil 7.5.'te verildiği gibi 305,4 K olarak görüntülenmektedir. İç borularda daha düşük sıcaklık hesaplanması, gövde içinden geçen akışkana daha fazla ısı geçişi olduğunu göstermektedir. Şekil 7.4. ile Şekil 7.5. karşılaştırıldığında perde arkasında kalan iç borularda sıcaklık değerlerinin yüksek

olduğu da görülmektedir. Hız akım çizgileri incelendiğinde ise, üç bölmeli perdenin geleneksel perdeye göre gövde içindeki akışı eşit dağıttığı da görülmektedir.



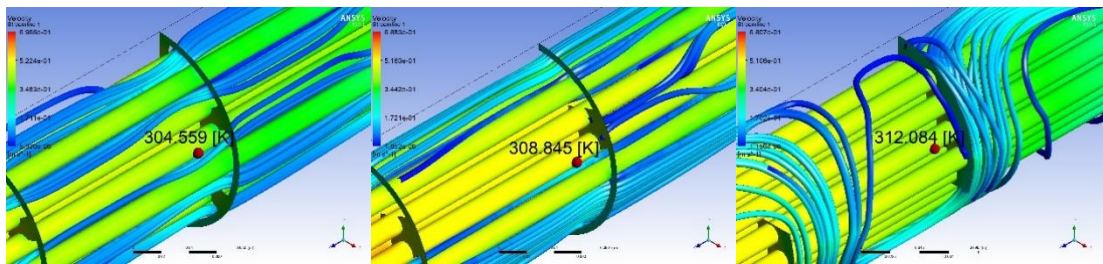
Şekil 7.5. Üç bölmeli perde hız akış çizgileri

Dairesel altı bölmeli perdenin Tablo 7.3.'de verilen giriş koşullarına göre yapılan ve Şekil 7.6.'da gösterilen HAD analizi sonuçları ise, geleneksel ve üç bölmeli perdeli GBID ile aynı noktadaki sıcaklık değeri hesaplamasına göre, ısı geçişi açısından dairesel altı bölmelin daha başarılı olduğunu göstermektedir. İç boruya yakın noktada dairesel altı bölmeli saptırıcının sonucu 302,8 K değerini göstermektedir. Şekil 7.6.'da verilen hız akım çizgileri, dairesel altı bölmeli perdenin, üç bölmeli perdeye göre, gövde içindeki akışı daha fazla bölgeye dağıttığını ve bu durumun ısı geçişini arttırdığını göstermektedir.



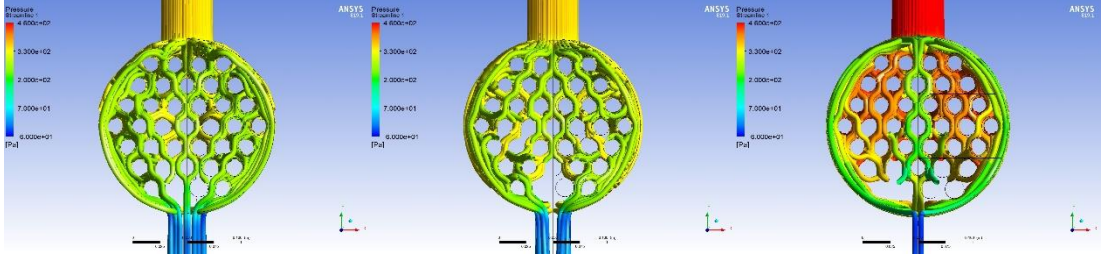
Şekil 7.6. Dairesel altı bölmeli perde hız akış çizgileri

Dairesel altı bölmeli, üç bölmeli ve geleneksel perdelerin hız akım çizgisi görüntüleri, Şekil 7.7.'de verilmiştir. Tüm perdeler için iç boru üzerindeki aynı noktadan yapılan sıcaklık değeri hesaplamaları, geleneksel perde için 312 K olan değer, üç bölmeli perde için 308,8 K ve dairesel altı bölmeli perde için 304,6 K olduğunu göstermektedir.



Şekil 7.7. Dairesel altı bölmeli, üç bölmeli ve geleneksel perdelerin karşılaştırmalı hız akış çizgileri

Tablo 7.3.'de verilen giriş koşullarına göre yapılan HAD analizi sonuçlarına göre, basınç düşüşü değerleri, Şekil 7.8.'de gösterildiği gibi, basınç düşüşü geleneksel perdeye göre hem üç bölmelide hem de dairesel altı bölmelide önemli ölçüde azalmıştır.



Şekil 7.8. Dairesel altı bölmeli, üç bölmeli ve geleneksel perde basınç düşüşü sonuçları

Üç farklı perde türü için yapılan HAD analizi sonuçları Tablo 7.4.'de verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, geleneksel perdeye oranla üç bölmeli perde sonuçları sıcaklık geçişi değerindeki düşük oranda bir artışla birlikte basınç düşüşünde önemli bir azalma olduğunu göstermektedir. Dairesel altı bölmeli saptırıcı sonuçları ise, geleneksel perdeye göre hem sıcaklık geçişinde önemli oranda bir artış hem de basınç düşüşünde üç bölmeliden bile daha fazla bir düşüş olabileceğini göstermiştir. Tablo 7.4. aynı zamanda, bölme sayısının artırılmasıyla birlikte gövde borulu ısı değiştiricilerin etkinliğinin artırılabilirliğini de göstermektedir. Kütleli debi değerlerinin artmasıyla birlikte basınç düşüşündeki azalma miktarı yükselmektedir.

Tablo 7.4. Farklı perde yapılarına sahip ısı değiştiricilerin HAD analizi sonuçları

Perde	Soğuk suyun kütleli debisi (kg/s)	Sıcak suyun kütleli debisi (kg/s)	Çıkış ve giriş arasındaki sıcaklık farkı (K) (HAD)	Basınç düşüşü (Pa) (HAD)
Dairesel altı bölmeli	0,6	0,7	12,7	374,5
Üç bölmeli	0,6	0,7	11,9	382,3
Geleneksel	0,6	0,7	11,6	478,5

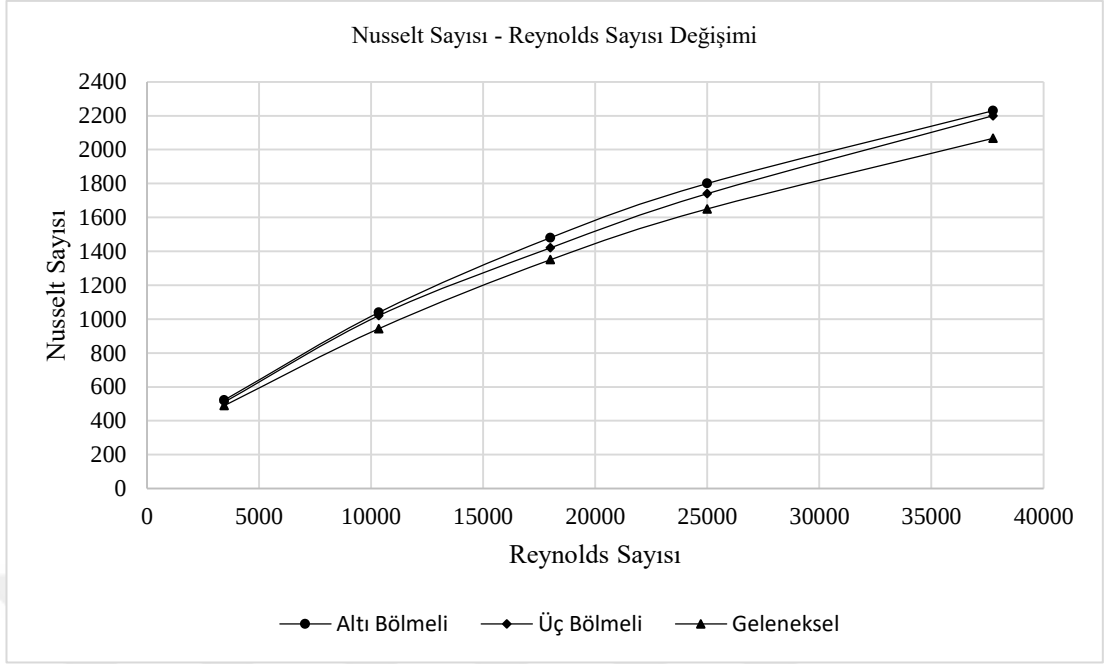
Dairesel altı bölmeli perdenin kütleli debinin artmasıyla birlikte sonuçları Tablo 7.5.'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Tablo 7.5. Altı bölmeli perdenin HAD analizi sonuçları

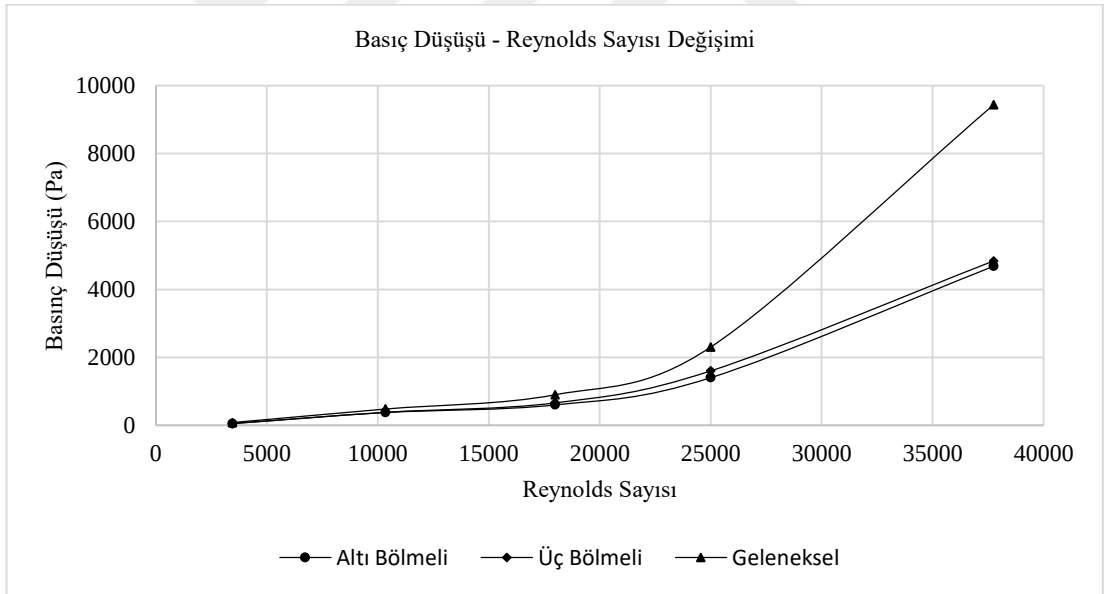
Soğuk su giriş sıcaklığı 288 K				Sıcak su giriş sıcaklığı 350 K			
Soğuk suyun kütledebisi (kg/s)	Sıcak suyun kütledebisi (kg/s)	Sıcaklık farkı (K)	Basınç düşüşü (Pa)	Nusselt Sayısı (Nu)	Etkinlik	Sıcaklık Farkı Değişimi (%)	Basınç Farkı Değişimi (%)
0,2	0,5	47,1	49,9	522	0,38	6,3	37,5
0,6	0,7	28,1	374,5	1038,9	0,22	9,2	21,7
2,19	2,88	17,5	4679,9	2229,5	0,13	7,3	50,4

Soğuk su giriş sıcaklığı 295 K				Sıcak su giriş sıcaklığı 323 K			
Soğuk suyun kütledebisi (kg/s)	Sıcak suyun kütledebisi (kg/s)	Sıcaklık farkı (K)	Basınç düşüşü (Pa)	Nusselt Sayısı (Nu)	Etkinlik	Sıcaklık Farkı Değişimi (%)	Basınç Farkı Değişimi (%)
0,2	0,5	20,7	43,9	363,5	0,37	5,4	37,5
0,6	0,7	12,7	374,5	730,1	0,22	8,8	21,7
2,19	2,88	7,4	4660,3	1564,5	0,13	5,8	50,4

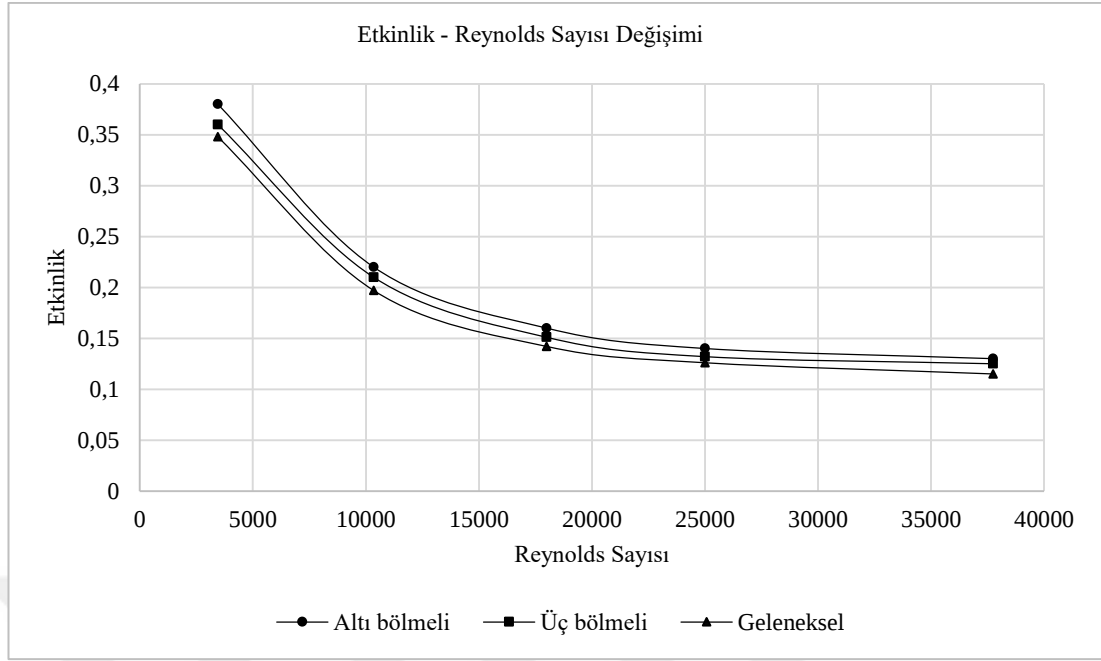
Gövde içinden geçen suyun Reynolds sayısı değerlerine bağlı olarak, Nusselt sayısı, basınç düşüşü ve etkinlik değerlerindeki değişim Şekil 7.9., 7.10. ve 7.11.'de verilmiştir. Grafikler gövde içindeki akışkanın kütledebisinin artmasıyla birlikte Nusselt sayısının arttığı ve ardından artışın azaldığı görülmektedir. Basınç düşüşündeki değişimin ise, Reynolds sayısının artışı ile büyük oranda arttığı görülmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında geleneksel perde ile geliştirilen perdeler arasındaki basınç farkı değişimleri %50 oranını geçmektedir. Reynolds sayısının artışı ile etkinlik değeri düşmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında etkinlik değerindeki düşüş oranı azalmaktadır.



Şekil 7.9. Gövdeden geçen suyun Reynolds sayısının Nusselt Sayısı ile değişimi



Şekil 7.10. Gövdeden geçen suyun Reynolds sayısının basınç düşüşü ile değişimi



Şekil 7.11. Gövdeden geçen suyun Reynolds sayısının etkinlik değeri ile değişimi

7.3. Üç Bölmeli Perdenin Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi Sonuçları

Taguchi optimizasyon yöntemine göre belirlenen deney koşulları alınarak gerçekleştirilen ısı değiştirici soğuk su çıkış sıcaklığı ve basınç düşüşü değerlerinin HAD sonuçları Tablo 7.6.'da gösterilmektedir. Analizlerin sonuçları, en yüksek çıkış sıcaklığının 1 numaralı test koşullarında elde edildiğini ve en düşük basınç düşüşü değerinin 13 numaralı test durumunda elde edildiğini göstermektedir.

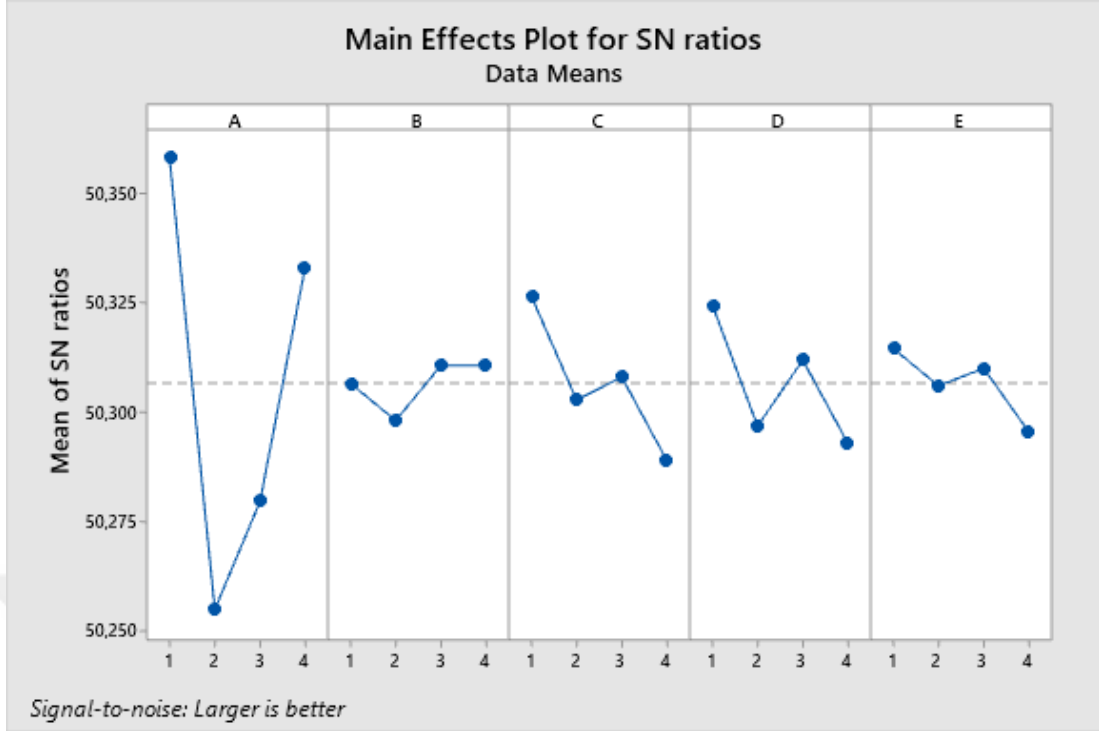
Soğuk su çıkış sıcaklığı için Taguchi yöntemi kullanılarak en uygun koşullar belirlenmiştir. Oluşturulan tasarım ana deney düzenine dahil edilmediğinden, gerekli kriterler karşılanıncaya kadar süreç tekrarlanmıştır. Soğuk su çıkış sıcaklığı için Taguchi analiz sonuçlarının ortalama soğuk su çıkış sıcaklığı değerleri Şekil 7.12.'de ve sinyal gürültü oranları Şekil 7.13.'de gösterilmektedir. Onay testinden sonra, %99 güven aralığında en uygun tasarım faktörü kombinasyonu A faktörü 1. seviye, B faktörü 3. Seviye, C faktörü 1. Seviye, D faktörü 1. Seviye ve E faktörü seviye 1 (A1B3C1D1E1) olarak elde edilmiştir. Bu deney tanımlanan 16 deney arasında yer almadığından optimize edilmiş faktörler göz önüne alındığında çıkış sıcaklığının 331,5 K olduğu tahmin edilmiştir.

Tablo 7.6. HAD analizlerinden elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri

Deney Numarası	A	B	C	D	E	Sıcaklık (K)	Basınç (Pa)
1	1	1	1	1	1	331,3	43,14
2	1	2	2	2	2	328,7	32,43
3	1	3	3	3	3	330,1	32,18
4	1	4	4	4	4	328,1	31,77
5	2	1	2	3	4	325,3	38,21
6	2	2	1	4	3	325,7	37,96
7	2	3	4	1	2	325,8	33,05
8	2	4	3	2	1	325,8	37,81
9	3	1	3	4	2	326,1	32,81
10	3	2	4	3	1	326,1	32,61
11	3	3	1	2	4	326,7	32,54
12	3	4	2	1	3	327,4	32,63
13	4	1	4	2	3	327,7	29,96
14	4	2	3	1	4	328,6	30,09
15	4	3	2	4	1	328,4	35,31
16	4	4	1	3	2	329,7	34,01

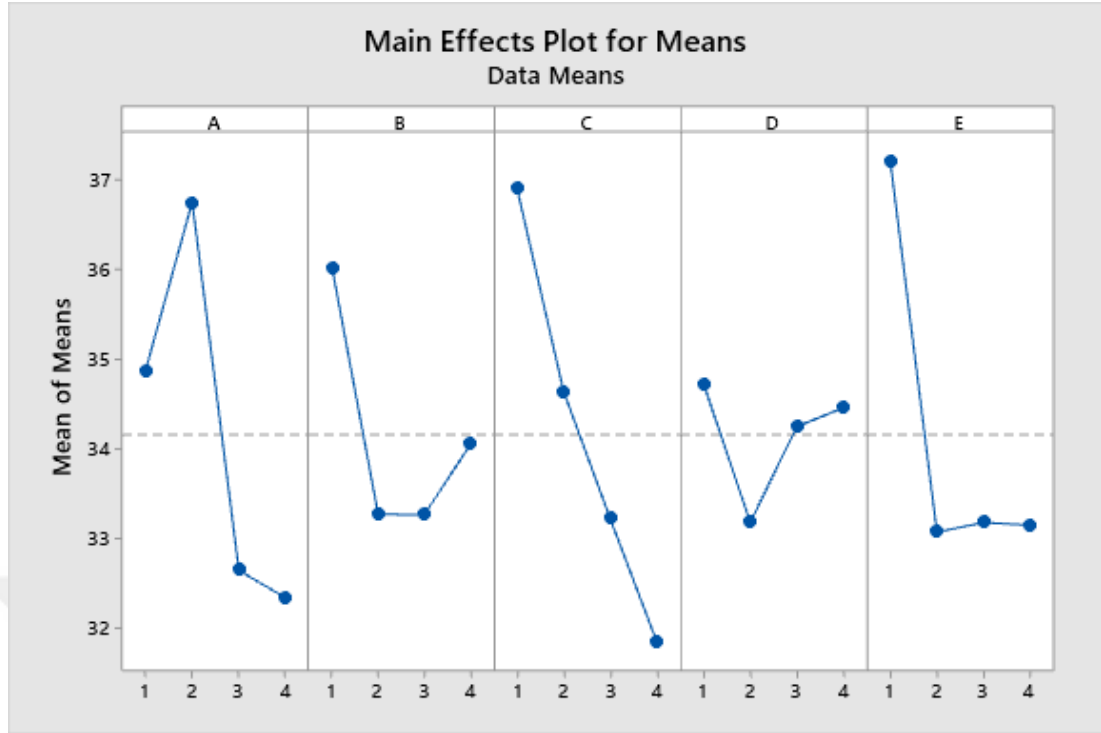


Şekil 7.12. Soğuk su çıkış sıcaklığı için Minitab istatistik yazılımı ile yapılan ortalama sıcaklık değeri sonuçları

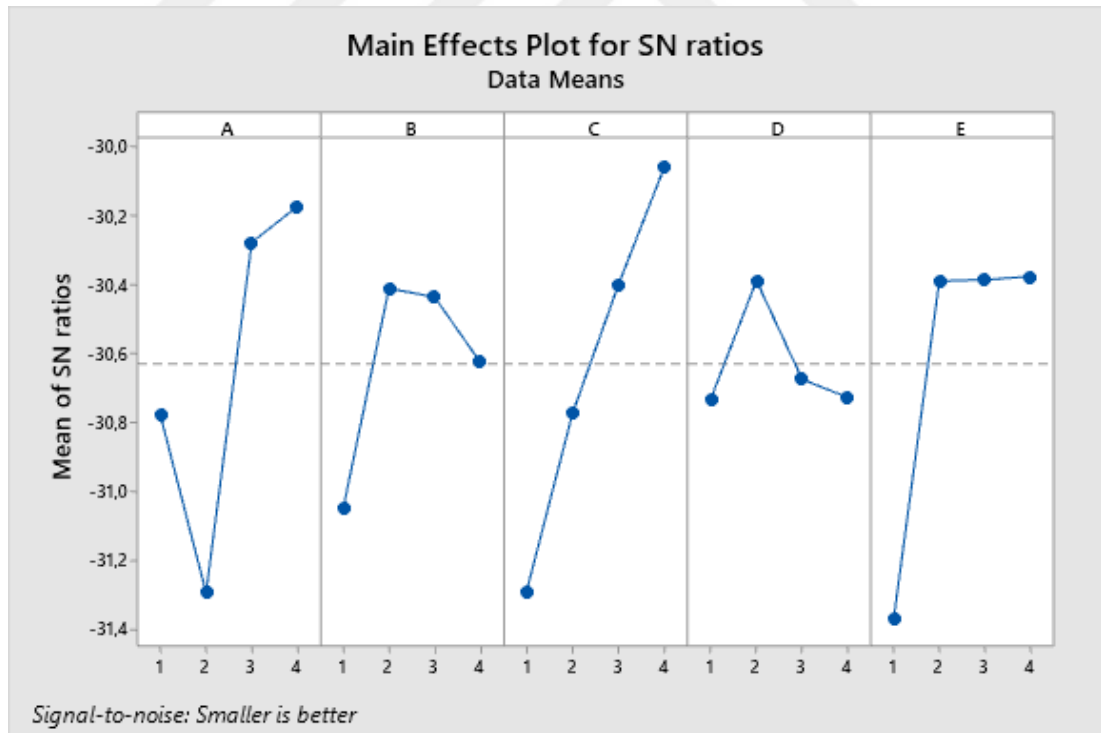


Şekil 7.13. Soğuk su çıkış sıcaklığı için Minitab istatistik yazılımı ile yapılan Sinyal/Gürültü Oranı sonuçları

İkinci amaç ısı değiştiricideki basınç düşüşünü en aza indirmektir. Bu amaçla yapılan Taguchi analizlerinin sonuçlarının ortalama basınç değerleri Şekil 7.14.'de ve sinyal gürültü oranları Şekil 7.15.'de gösterilmektedir. Şekil 7.14. ve Şekil 7.15.'de görüleceği gibi, basınç düşüşünü en aza indirmek için A faktörünün 4. Seviyesi, B faktörünün 2. Seviyesi, C faktörünün 4. Seviyesi, D faktörünün 2. Seviyesi ve E faktörünün 4. Seviyesi (A4B2C4D2E4) dikkate alınmıştır. Tasarlanan 16 deney arasında bu seviyelerde faktörlerle tanımlı bir deney olmadığından, optimize edilmiş faktör değerleri dikkate alınarak HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve basınç düşüşü 26,5 Pascal olarak elde edilmiştir.



Şekil 7.14. Basınç düşüşü değeri için Minitab istatistik yazılımı ile yapılan ortalama değer sonuçları



Şekil 7.15. Basınç düşüşü değerleri için Minitab istatistik yazılımı ile yapılan Sinyal/Gürültü Oranı sonuçları

Taguchi yöntemi için teyit testleri yapılmıştır. Tablo 7.7.'de öngörülen ve gerçekleşen soğuk su çıkış sıcaklığı gösterilmektedir. Tablodan görüleceği gibi öngörülen ve

gerçekleşen değerler arasında çok iyi bir uyum vardır. Sonuçlar soğuk su çıkış sıcaklığı için S/N oranında iyileşmenin 0,013 dB olduğunu göstermektedir. Soğuk su çıkış sıcaklığı da yaklaşık %0,15 oranında artmıştır. Öte yandan Tablo 7.8.'de tahmin edilen ve gerçekleşen basınç düşme değerleri gösterilmektedir. Basınç düşüşü için S/N oranındaki iyileşme 4,3 dB ve basınç düşüşündeki azalma yaklaşık %39,27 değerindedir. Onay testlerinden elde edilen sonuçlar, tasarım parametrelerinin optimizasyonunda kullanılan Taguchi yaklaşımının geçerliliğini doğrulamıştır.

Tablo 7.7. Soğuk su çıkış sıcaklığı için onay testi sonuçları

	İlk parametreler	En uygun parametreler	
		Tahmin	Deney
Seviye	A1B1C1D1E1	A1B3C1D1E1	A1B3C1D1E1
Sıcaklık	331,3	331,5	331,8
S/N Oranı (dB)	50,404	50,409	50,417

Tablo 7.8. Basınç düşüşü için onay testi sonuçları

	İlk parametreler	En uygun parametreler	
		Tahmin	Deney
Seviye	A1B1C1D1E1	A4B2C4D2E4	A4B2C4D2E4
Basınç düşüşü	43,14	26,50	26,20
S/N Oranı (dB)	-32,70	-28,50	-28,40

Tablo 7.9.'da Anova varyans analizi sonuçlarını göstermektedir. Tablodan görüleceği gibi, sıcaklık açısından en önemli tasarım faktörü en az %99,99 güven seviyesi ile A'dır. C ve D faktörleri daha az etkilidir. Öte yandan, B ve E faktörleri önemlidir ancak etkili değildir. Basınç düşüşü açısından en önemli tasarım faktörleri %95 güven seviyesine sahip, A, C ve E'dir. Bununla birlikte, B ve D faktörleri daha az etkilidir.

Tablo 7.9. Varyans analizi (ANOVA)

	Faktörler	Karelerin toplamı, SS	Serbestlik derecesi v	Varyans, V	F _{factor}
Sıcaklık	A	0,0271	3	0,0090	16,28**
	B	0,0004	3	0,0001	0,25
	C	0,0029	3	0,0010	1,74
	D	0,0025	3	0,0008	1,52
	E	0,0008	3	0,0003	0,39
	Toplam	0,0338	15	0,0023	
Basınç düşüşü	Ep	0,0067	12,00	0,0006	
	A	3,1728	3	1,0576	9,91*
	B	1,0438	3	0,3479	3,26
	C	3,3662	3	1,1221	10,52*
	D	0,3201	3	0,1067	1,00
	E	2,9147	3	0,9716	9,10*
	Toplam	10,82	15	1,06	
	Ep	0,32	3,00	0,11	

*At Least 95% confidence level, **At Least 99.99% confidence level

7.4. Dairesel Çok Bölmeli Perdenin Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi Sonuçları

Boyutsuz sayılar kullanılarak, tüm gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılacak şekilde yeni bir Taguchi optimizasyonu yapılmıştır. Tablo 7.10.'da sırasıyla bölme sayıları (F), perde akışa kapalı alan düzeyi (G), perde sayısı (H), perdeler arasındaki dönüş açısı (I) ve perdenin gövde boyu eksenine yaptığı açı (J) seviyelerine göre hesaplanan sıcaklık farkı ve basınç farkı değerleri yazılmıştır. Bölme sayıları, üç bölmeli perde yapısından farklıdır. Dairesel çok bölmeli perde tasarımı yardımıyla elde edilen bölmeler gövde kesitini, akışkanın eşit olarak dağılabileceği biçimde bölmektedir.

Tablo 7.10. HAD analizlerinden elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri

Deney Numarası	F	G	H	I	J	Sıcaklık Farkı (K)	Basınç Farkı (Pa)
1	1	1	1	1	1	12,8	519
2	1	2	2	2	2	13,2	616
3	1	3	3	3	3	14,0	650
4	1	4	4	4	4	14,6	741
5	2	1	2	3	4	12,2	388
6	2	2	1	4	3	12,3	405
7	2	3	4	1	2	14,0	524
8	2	4	3	2	1	13,7	547
9	3	1	3	4	2	12,2	359
10	3	2	4	3	1	12,9	462
11	3	3	1	2	4	12,6	291
12	3	4	2	1	3	13,0	376
13	4	1	4	2	3	12,5	200
14	4	2	3	1	4	12,3	183
15	4	3	2	4	1	12,8	245
16	4	4	1	3	2	12,7	183

Sıcaklık farkı değerleri için faktörlerin seviyeleri bazında ortalama değerler Tablo 7.11.'de hesaplanmıştır. Faktörlerin seviyelerine karşılık gelen sıcaklık farkı değerlerinin ortalamaları arasındaki fark dikkate alındığında en büyük değişkenliğin perde akışa kapalı alan düzeyinde olduğu görülmektedir. Bu durum beklenmektedir. Çünkü kapalı alan artırıldığında ısı geçişine bağlı olarak sıcaklık farkı da artmaktadır. Çözülmesi gereken problem kapalı alan azaltarak basınç farkının düşürülmesiyle birlikte sıcaklık farkı düşmesinin önüne geçilebilmesidir. Değişkenliğin en yüksek olduğu bir başka faktör ise, perdenin bölme sayısıdır.

Tablo 7.11. Faktörlerin seviyelerine göre ortalama sıcaklık farkı değerleri

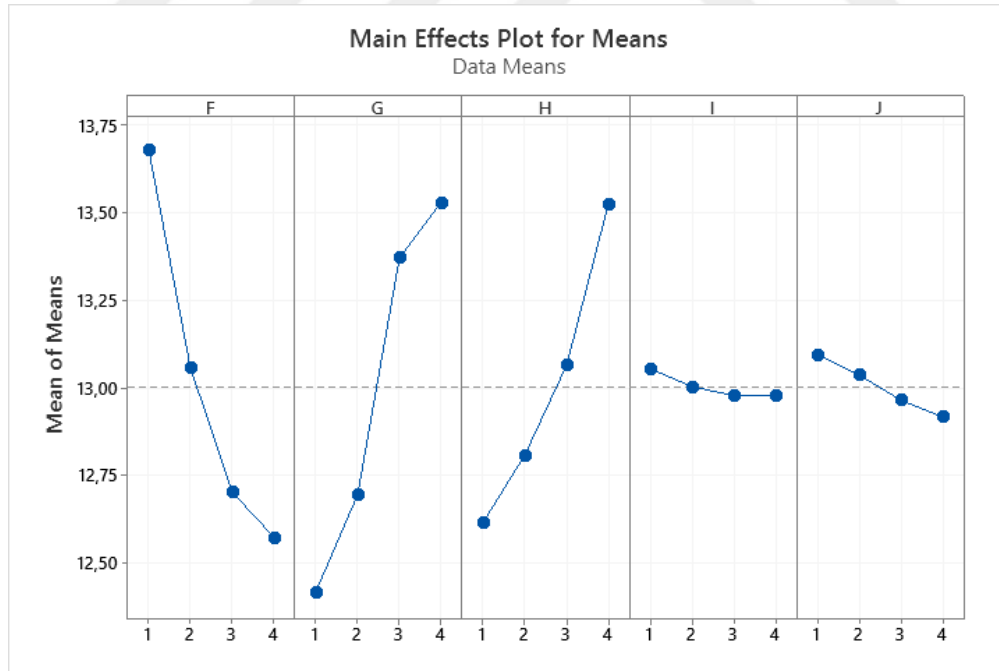
Seviye	F	G	H	I	J
1	13,68	12,42	12,62	13,05	13,09
2	13,06	12,69	12,81	13,00	13,04
3	12,70	13,37	13,06	12,98	12,96
4	12,57	13,53	13,52	12,98	12,92
Fark	1,11	1,11	0,91	0,08	0,18
Sıralama	2	1	3	5	4

Tablo 7.12., Taguchi optimizasyon yönteminin bir aracı olan sinyal-gürültü oranlarını göstermektedir. Tablo 7.11. ile benzer şekilde sıcaklık farkı karşılığının da en çok etkilendiği faktör perdenin akışa kapalı alan düzeyi olarak belirlenmiştir.

Tablo 7.12. Sinyal gürültü oranları için yanıt tablosu. En büyük en iyidir şeklinde hesaplanmıştır.

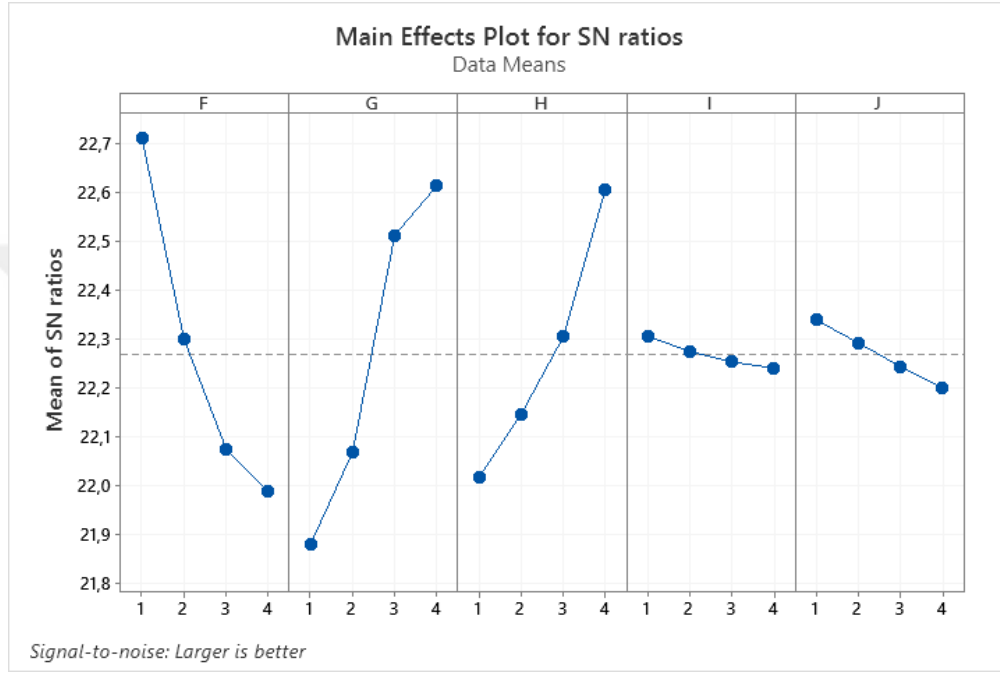
Seviye	F	G	H	I	J
1	22,71	21,88	22,02	22,30	22,34
2	22,30	22,07	22,15	22,27	22,29
3	22,07	22,51	22,30	22,25	22,24
4	21,99	22,61	22,61	22,24	22,20
Fark	0,72	0,73	0,59	0,07	0,14
Sıralama	2	1	3	5	4

Şekil 7.16.'da faktörlere ve seviyelerine karşılık gelen sıcaklık değerlerinin ortalaması daha açık şekilde gösterilmektedir. Kapalı alan düzeyi ve perde sayısının yükselmesiyle sıcaklık farkı artmaktadır. Perdenin bölme sayısı, perdeler arası dönüş açısı ve eksenle yapılan açının artmasıyla ise, sıcaklık farkı düşmektedir.



Şekil 7.16. Sıcaklık farkı karşılığının faktörler ve seviyeleri bazında ortalama değerlerini gösteren Minitab programıyla elde edilen grafik

Şekil 7.17.'de sıcaklık farkı karşılığının faktörler ve seviyeleri bazında sinyal gürültü oranları gösterilmektedir. Boyutsuz katsayıların sıcaklık farkı üzerindeki etkisi incelendiğinde, en önemli etkilerin sırasıyla, akışa kapalı alan düzeyi, dairesel bölme sayısı, perde sayısı, perdenin z eksenine yaptığı açı ve perdeler arasındaki dönüş açısı olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.17. Sıcaklık farkı karşılığının faktörler ve seviyeleri bazında sinyal gürültü oranını gösteren Minitab programıyla elde edilen grafik

Basınç düşüşü değerlerinin faktörlerin seviyelerine göre ortalama değerleri Tablo 7.13.'de verilmiştir. Geleneksel perdelerde sıcaklık farkı değerlerinin etkilendiği faktörler basınç düşüşüyle ters orantılı biçimdedir. Dairesel bölmeli perde modelinde ise sıcaklık farkını büyük oranda düşürmeden basınç düşüşünü azaltan bölme sayısının artırılması ve gövde eksenine yapılan açı gibi faktörler bulunmaktadır. Basınç düşüşü değerleri sıcaklık farkına göre daha büyük oranda azaltılabilmektedir.

Tablo 7.13. Faktörlerin seviyelerine göre ortalama basınç düşüşü değerleri

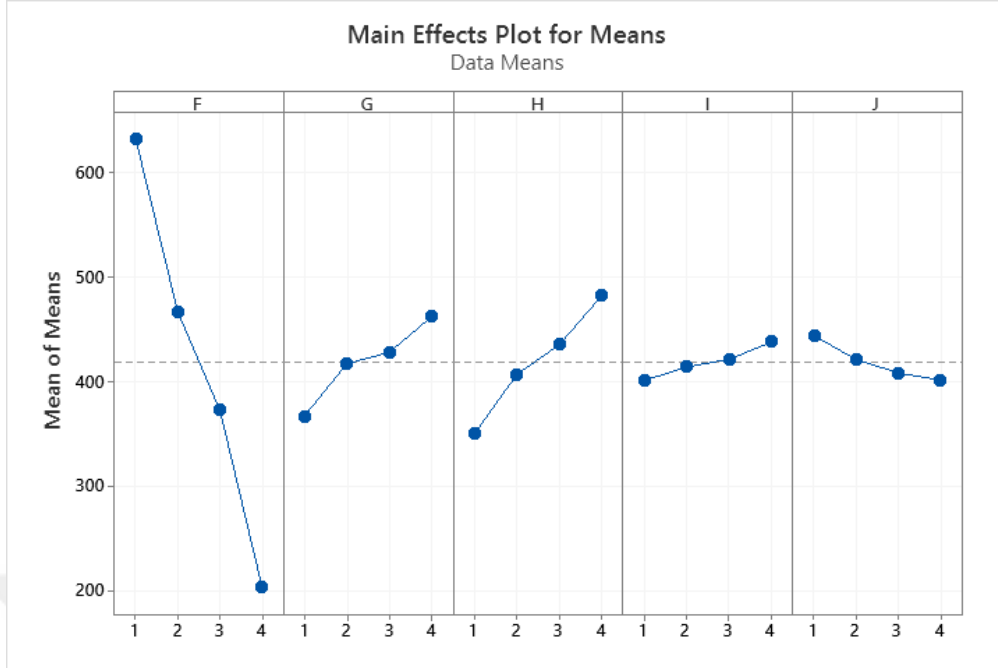
Seviye	F	G	H	I	J
1	631,5	366,5	349,5	400,5	443,3
2	466,0	416,5	406,3	413,5	420,5
3	372,0	427,5	434,8	420,8	407,8
4	202,8	461,8	481,8	437,5	400,8
Fark	428,8	95,3	132,3	37,0	42,5
Sıralama	1	3	2	5	4

Tablo 7.14.'de verilen sinyal gürültü oranları, basınç farkı yanıtının perde bölme sayısı, perde sayısı, eksenle yapılan açı, perde kapalı alan düzeyi ve perdeler arasındaki dönüş açısı faktörlerinden etkilendiğini göstermiştir.

Tablo 7.14. Sinyal gürültü oranları için yanıt tablosu. En küçük en iyidir şeklinde hesaplanmıştır.

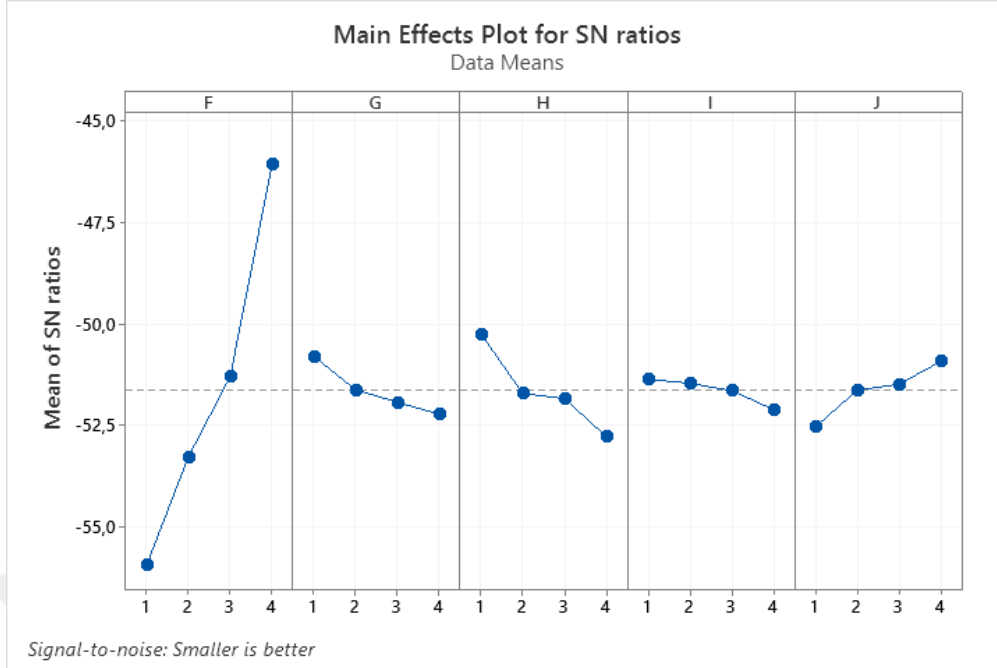
Seviye	F	G	H	I	J
1	-55,94	-50,80	-50,24	-51,36	-52,53
2	-53,27	-51,62	-51,71	-51,46	-51,63
3	-51,29	-51,93	-51,84	-51,64	-51,48
4	-46,08	-52,23	-52,77	-52,11	-50,92
Fark	9,86	1,43	2,53	0,75	1,61
Sıralama	1	4	2	5	3

Şekil 7.18.'de faktörlere ve seviyelerine karşılık gelen basınç düşüşü değerlerinin ortalaması gösterilmektedir. Kapalı alan düzeyinin, perde sayısının ve dönüş açısının artmasıyla basınç düşüşü de artmaktadır. Bölme sayısı ve eksenle yaptığı açının büyümesiyle de basınç düşüşü azalmaktadır.



Şekil 7.18. Basınç düşüşü karşılığının faktörler ve seviyeleri bazında ortalama değerlerini gösteren Minitab programıyla elde edilen grafik

Dairesel çok bölmeli perdenin basınç düşüşünü etkileyen faktörlerin sinyal/gürültü oranları Şekil 7.19.'da verilmiştir. Basınç düşüşünü etkileyen en önemli faktörün perdenin bölme sayısı olduğu görülmektedir. Perdenin bölme sayısının artmasıyla birlikte, basınç düşüşü yüksek oranda azalmaktadır.



Şekil 7.19. Basınç düşüşü karşılığının faktörler ve seviyeleri bazında sinyal gürültü oranını gösteren Minitab programıyla elde edilen grafik

Grafikler, boyutsuz katsayıların basınç farkı üzerindeki etkisini daha açık şekilde göstermiştir. En önemli etkilerin sırasıyla, perdenin bölme sayısı, perde sayısı, perdenin z eksenine yaptığı açı, akışa kapalı bölge düzeyi ve perdeler arasındaki dönüş açısı olarak belirlenmiştir. Sıcaklık farkını etkileyen F, G, H, I ve J faktörlerinin regresyon analizi sonuçları Tablo 7.15.'de verilmiştir.

Tablo 7.15. Regresyon denklemi

Sıcaklık Farkı (K)	=	12,389 + 0,3677 F + 0,4010 G + 0,2983 H - 0,0257 I - 0,0606 J
--------------------	---	---

Tablo 7.16.'de verilen denklem, sıcaklık farkını boyutsuz sayılar cinsinden büyük oranda açıklamaktadır. Tablo 7.17.'de katsayılar ve etkili olma durumları verilmiştir.

Tablo 7.16. Sıcaklık farkı denkleminin katsayıları

Terimler	Katsayıları	SE Katsayısı	T-Değeri	P Değeri	VIF
Sabit	12,389	0,287	43,22	0,000	
F	-0,3677	0,0503	-7,31	0,000	1,00
G	0,4010	0,0503	7,97	0,000	1,00
H	0,2983	0,0503	5,93	0,000	1,00
I	-0,0257	0,0503	-0,51	0,620	1,00
J	-0,0606	0,0503	-1,20	0,256	1,00

Tablo 7.17. regresyon analizi sonucunun sıcaklık değişimini yüksek bir oranda açıkladığını göstermektedir.

Tablo 7.17. Model özeti

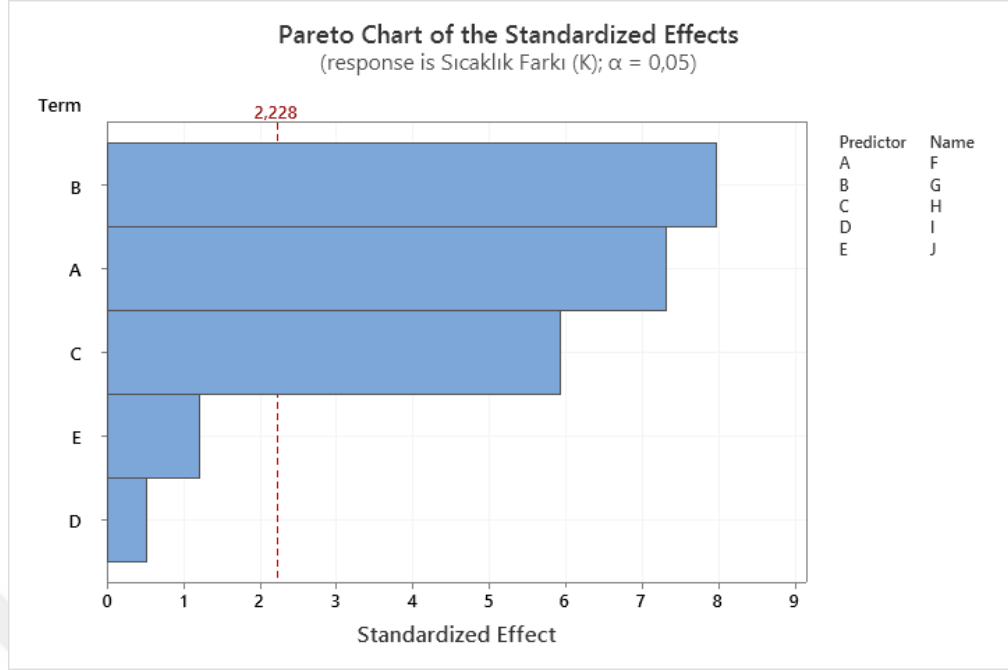
S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0,224861	%93,90	%90,85	%81,77

Sıcaklık farkı için varyans analizi sonuçları Tablo 7.18.'de verilmiştir.

Tablo 7.18. Sıcaklık farkı için varyans analizi

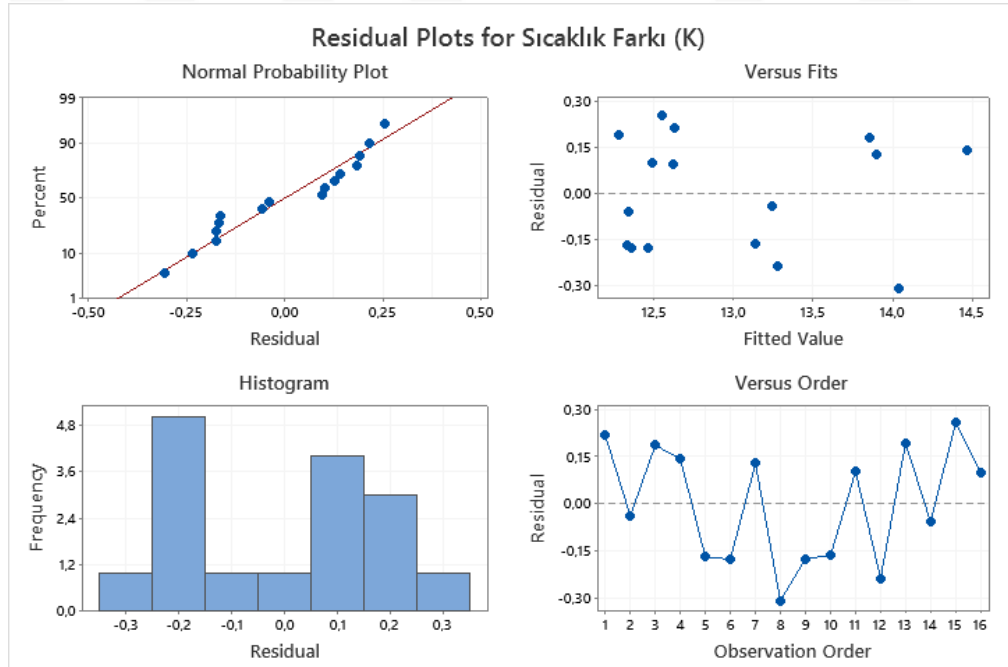
Kaynak	Serbestlik derecesi	Düzeltilmiş kareler toplamı	Düzeltilmiş kareler ortalaması	F Değeri	P Değeri
Regresyon	5	7,78663	1,55733	30,80	0,000
F	1	2,70443	2,70443	53,49	0,000
G	1	3,21562	3,21562	63,60	0,000
H	1	1,77996	1,77996	35,20	0,000
I	1	0,01324	0,01324	0,26	0,620
J	1	0,07339	0,07339	1,45	0,256
Hata	10	0,50563	0,50506		
Toplam	15	8,29226			

Sıcaklık farkı için standartlaştırılmış etkilerin pareto grafiği Şekil 7.20.'de verilmiştir. Bu grafikte perdenin dairesel bölme sayısı faktörünün sıcaklık farkı üzerinde en yüksek oranda etkiye sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 7.20. Sıcaklık farkı için standartlaştırılmış etkilerin pareto grafiği

Şekil 7.21.'de sıcaklık farkı için kalıntı grafikleri incelendiğinde, bulunan sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 7.21. Sıcaklık farkı kalıntı değerlerinin grafikleri

Basınç farkını etkileyen F, G, H, I ve J faktörlerinin regresyon analizi sonuçları Tablo 7.19.'da verilmiştir.

Tablo 7.19. Basınç düşüşü için regresyon denklemi

Basınç Farkı (K)	=	588,1 -138,03 F + 29,67 G + 42,52 H + 11,82 I - 14,02 J
------------------	---	---

Elde edilen basınç düşüşü denkleminin katsayıları Tablo 7.20.'de verilmiştir.

Tablo 7.20. Basınç düşüşü denkleminin katsayıları

Terimler	Katsayıları	SE Katsayısı	T-Değeri	P Değeri	VIF
Sabit	588,1	31,7	18,55	0,000	
F	-138,03	5,56	-24,81	0,000	1,00
G	29,67	5,56	5,33	0,000	1,00
H	42,52	5,56	7,64	0,000	1,00
I	11,82	5,56	2,13	0,059	1,00
J	-14,02	5,56	-2,52	0,030	1,00

Tablo 7.21. regresyon analizi sonucunun basınç farkını yüksek bir oranda açıkladığını göstermektedir.

Tablo 7.21. Model özeti

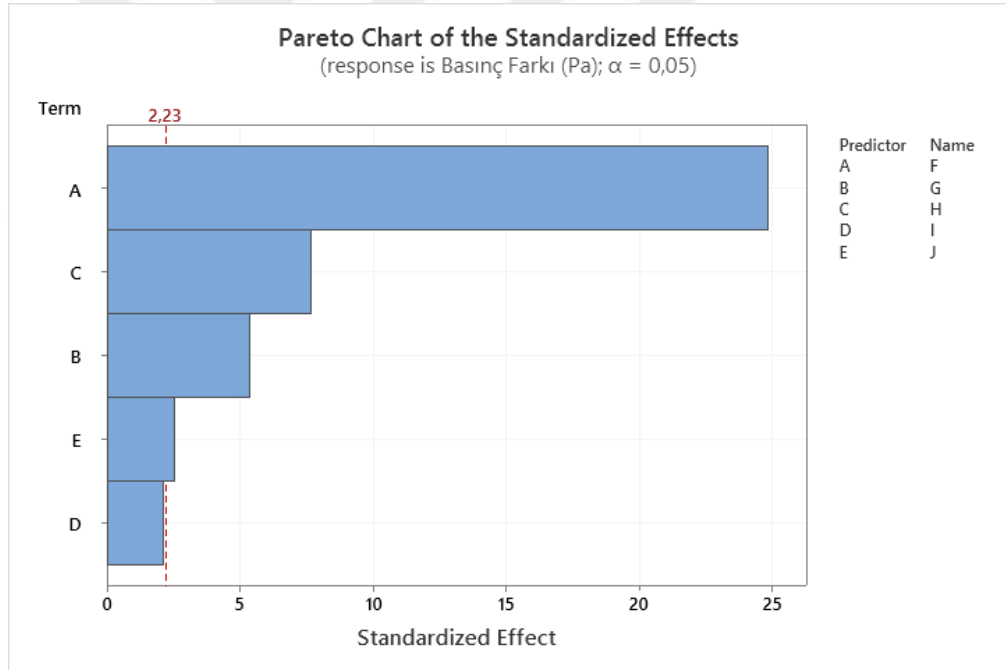
S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
24,8770	%98,62	%97,93	%96,78

Basınç farkı için varyans analizi sonuçları Tablo 7.22.'de verilmiştir. Sonuçlar tüm parametrelerin basınç düşüşü karşılığını etkilediğini göstermektedir.

Tablo 7.22. Varyans analizi

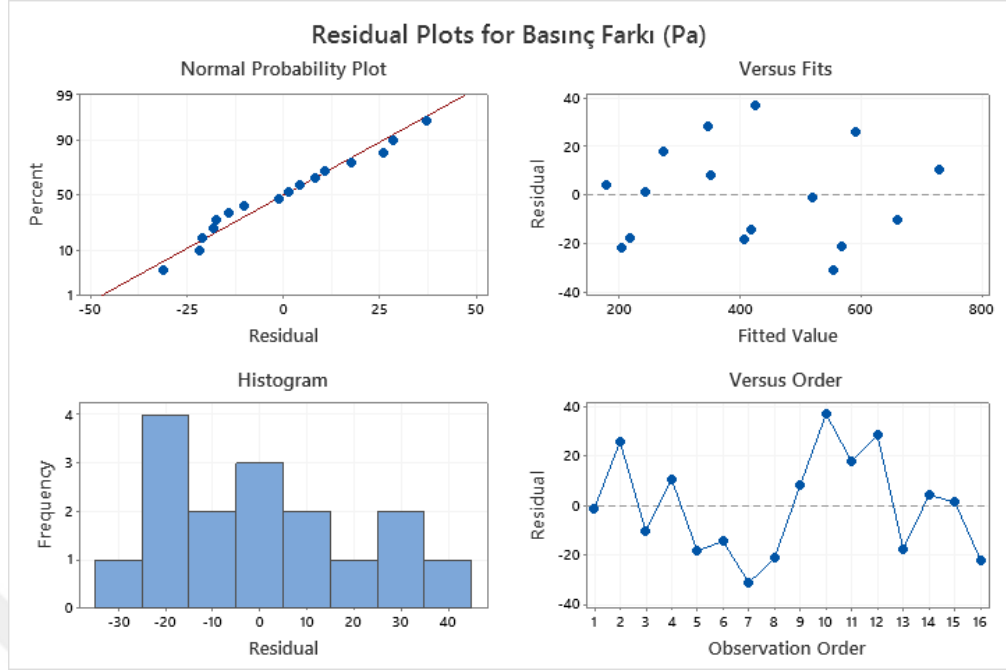
Kaynak	Serbestlik derecesi	Düzeltilmiş kareler toplamı	Düzeltilmiş kareler ortalaması	F Değeri	P Değeri
Regresyon	5	441528	88306	142,69	0,000
F	1	381018	381018	615,67	0,000
G	1	17612	17612	28,46	0,000
H	1	36168	36168	58,44	0,000
I	1	2797	2797	4,52	0,059
J	1	3934	3934	6,36	0,03
Hata	10	6189	619		
Toplam	15	44717			

Basınç düşüşünü etkileyen faktörlerin etkileme derecesini gösteren pareto grafiği Şekil 7.22.'de verilmiştir.



Şekil 7.22. Basınç düşüşü için standartlaştırılmış etkilerin pareto grafiği

Basınç farkı kalıntı değerlerinin grafikleri Şekil 7.23.'de gösterilmiştir.



Şekil 7.23. Basınç düşüşü kalıntı değerlerinin grafikleri

Sıcaklık farkını artırmak ve aynı zamanda basınç farkını büyük oranda azaltmak için optimizasyon yapılmıştır. Tablo 7.23.'de belirtilen parametrelere göre aynı anda hem sıcaklık farkı hem de basınç düşüşü için optimizasyon yapılmıştır.

Tablo 7.23. Parametreler

Yanıt	Hedef	Daha düşük	Hedef	Daha yüksek	Ağırlık	Önemi
Basınç Farkı (Pa)	En düşük		183	741	1	1
Sıcaklık Farkı (K)	En yüksek	12,17	14,62		1	1

Dairesel bölme sayısının 6, perdenin akışa kapalı alan katsayısının 48,3 perde sayısının 6, perdeler arasındaki dönüş açısının 60 derece ve gövde eksenine 75 derece açıldığı durumda Tablo 7.24.'de gösterildiği gibi sıcaklık farkı 13,6 K ve basınç düşüşü 322,6 Pa bulunmuştur.

Tablo 7.24. Çözüm

Çözüm	F	G	H	I	J	Uygun Basınç Farkı (Pa)	Uygun Sıcaklık Farkı (K)	En uygun karma
1	4	4	4	1	1	322,62	13,63	0,67

Tablo 7.25.'de değişken faktörler ve ayar parametreleri verilmiştir.

Tablo 7.25. Çoklu yanıt tahmini

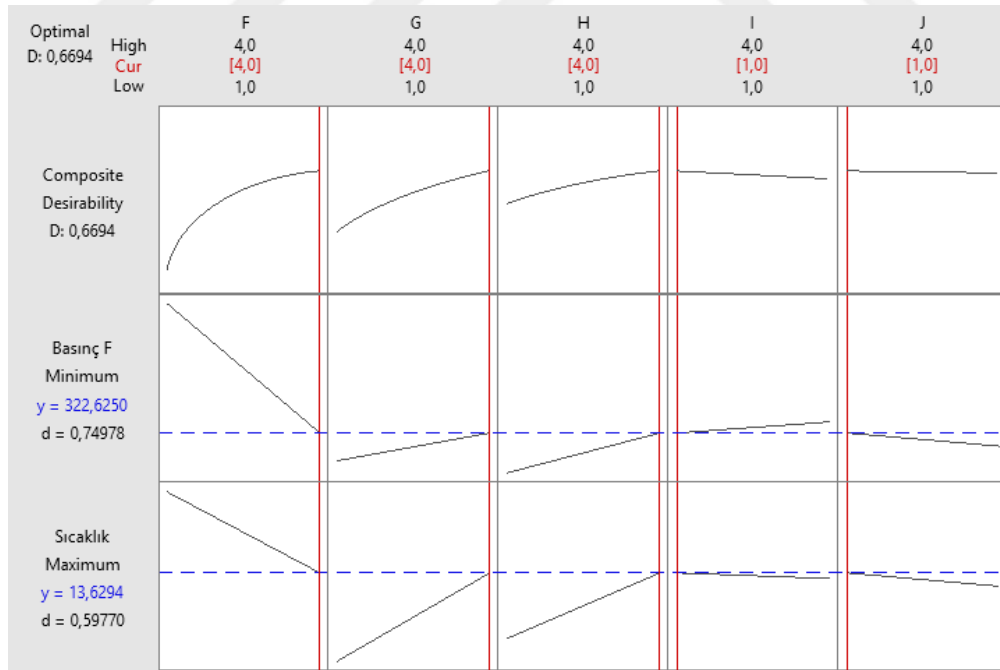
Değişken	Ayar
F	4
G	4
H	4
I	1
J	1

Optimizasyon için varyans analizi sonuçları Tablo 7.26.'de bulunmaktadır.

Tablo 7.26. Varyans analizi

Yanıt	En Uygun	SE Uygun	%95 CI	%95 PI
Basınç Farkı (Pa)	322,6	19,7	(278,8; 364,4)	(252,0;393,3)
Sıcaklık Farkı (K)	13,629	0,178	(13,233;14,025)	(12,991;14,268)

Şekil 7.24.'de en yüksek sıcaklığın ve en düşük basıncın elde edildiği optimizasyonun grafiksel sonuçları verilmiştir.



Şekil 7.24. En yüksek sıcaklık ve en düşük basınç değerleri için optimizasyon sonuçlarının grafiği

Tablo 6.5.'te verilen giriş koşullarına göre yapılan analizlere göre geleneksel perde sonuçlarıyla optimizasyon sonuçları karşılaştırılmalı olarak Tablo 7.27.'de verilmiştir.

Tablo 7.27. Aynı koşullarda yapılan karşılaştırmalı analiz sonuçları

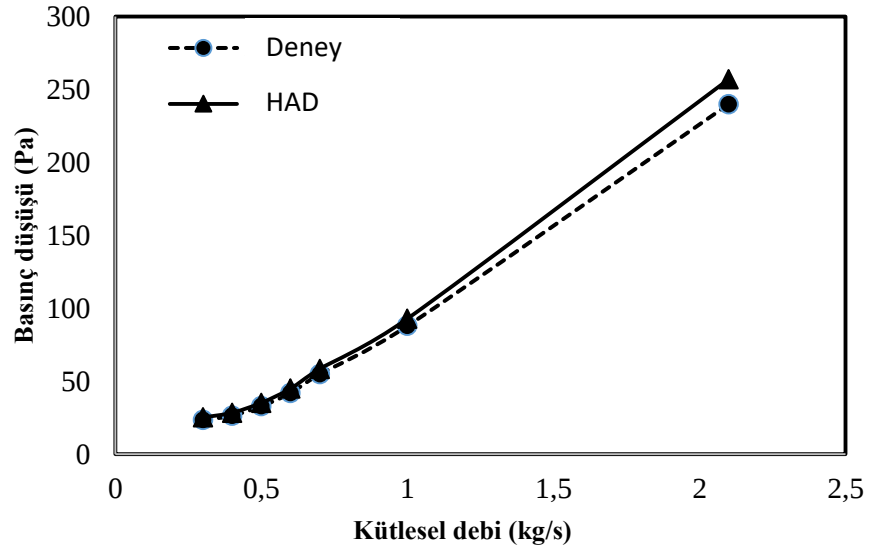
Yanıt	Geleneksel Perde	Optimizasyon Sonucu	İyileşme Oranı
Basınç Farkı (Pa)	478,52	322,6	%32,6
Sıcaklık Farkı (K)	11,57	13,63	%17,8

Gövde borulu ısı değiştiricinin verimliliğine etki eden parametreler boyutsuz sayılar yardımıyla çıkarılmıştır. Akış debilerinin artmasıyla birlikte, akışa kapalı bölge düzeyinin düşürülerek, dairesel bölme sayısının artırılması ısı geçişini %17,8 artırmakla birlikte basınç farkını %32 oranından fazla azaltmaktadır.

Geleneksel perdelerin ulaşamayacağı sıcaklık farkı ve basınç düşüşü değerlerine ulaşılmıştır. Bu sayede gövde borulu ısı değiştiricilerin verimlilikleri artırılarak boyutları küçültülebilir.

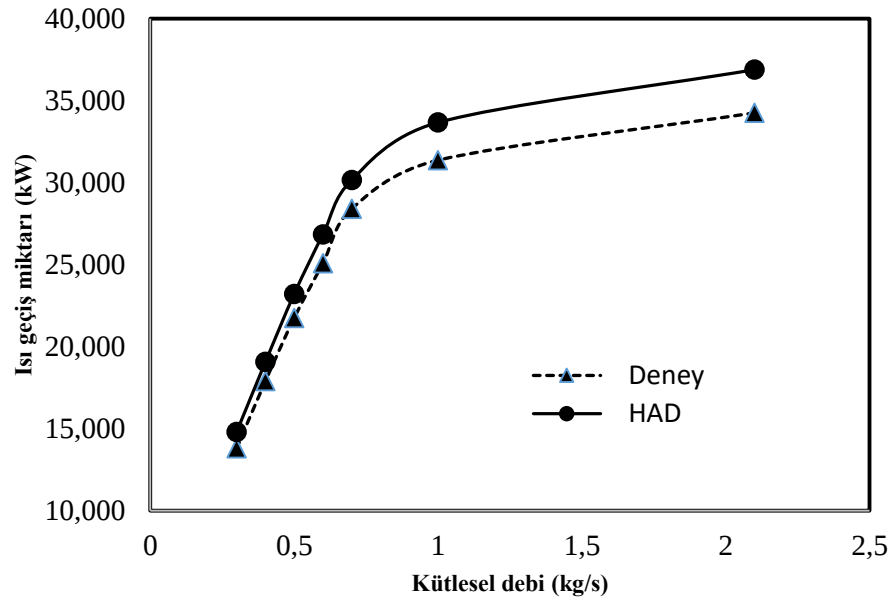
7.5. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Sonuçlarının Doğrulanması

Bu çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları deneysel verilerle doğrulanmıştır. Bu amaçla, geleneksel ve üç bölmeli perdeye sahip ısı değiştiricileri birbirini takip etmeyen yedi farklı kütle akış hızı için test edilmiştir. Sonuçlar aynı çalışma koşulları altında gerçekleştirilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz sonuçlarını doğrulamak için kullanılmıştır. Şekil 7.25. ve 7.26.'da bu doğrulama sırasıyla basınç düşüşü ve ısı geçiş oranı açısından gerçekleştirilmektedir. Sonuçlar HAD analiz sonuçları ile deneysel değerler arasında iyi bir uyum olduğunu göstermektedir. Boru tarafındaki deneysel basınç düşüşleri üç bölmeli perde için HAD analizlerine dayanarak hesaplanan basınç düşüşleriyle Şekil 7.25.'de, karşılaştırılmıştır. Şekilde görülebileceği gibi, borulardaki basınç düşüşü beklendiği gibi debinin artmasıyla artmaktadır. Deneysel basınç düşüşleri 23,5 ile 240 Pa aralığında hesaplanmıştır ve HAD analizlerine göre hesaplanan basınç düşüşleri ise, 25,3 ile 257,1 Pa aralığındadır. Deney değerleriyle HAD sonuçları arasında %7,6'ya kadar bir fark bulunmuştur.



Şekil 7.25. Isı değiştiricinin basınç düşüşü değerlerinin deneysel ve HAD analizi sonuçlarının karşılaştırılması

Deneysel ve HAD verileri kullanılarak hesaplanan ısı değiştiricilerinin ısı geçiş oranları Şekli 7.26.'da karşılaştırılmıştır. Şekildeki yatay eksen, deneylerin ve analizlerin yapıldığı ardışık olmayan yedi kütle akış hızı değerini göstermektedir. Şekilde gösterildiği gibi her iki perde için kütle akış hızı arttıkça ısı aktarım hızı artmaktadır. Deney değerleri ile HAD sonuçları arasında %7,3'e kadar bir fark oluşmuştur.



Şekil 7.26. Isı değiştiricinin ısı geçiş miktarı değerlerinin deneysel ve HAD analizi sonuçlarının karşılaştırılması

7.6. Sonuçlar ve Değerlendirme

Bu çalışmada, gövde borulu ısı değiştiricilerde kullanılmak üzere üç bölmeli yeni bir perde tasarlanmıştır. Daha sonra geleneksel ve üç bölmeli perdeye sahip gövde borulu ısı değiştiricilerin HAD analizleri yapılmış ve analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Yeni geliştirilen üç bölmeli perdeler sahip ısı değiştirici daha sonra Taguchi yöntemi kullanılarak optimize edilmiştir. Optimize edilmiş perdeler kullanılarak yapılan HAD analizlerinin sonuçları, aynı çalışma koşulları altında elde edilen deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır.

Üç bölmeli yeni bir perdenin tasarlanmasından sonra, dairesel bölmeli perde modeli ve bu modeli oluşturan boyutsuz sayılar geliştirilmiştir. Boyutsuz sayılarla yapılan Taguchi optimizasyon sonuçları çalışmayı daha ileri boyutlara taşımış ve yaygınlaştırmıştır. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

Dairesel bölmeli perdeler nispeten çok basittir, üretimi kolaydır ve gövde tarafındaki akışı kısmen engellemez. Böylece perdelerin arkasında durgun bölgeler yoktur. Bu kirlenme etkilerini önemli ölçüde azaltır ve uzun çalışma süreleri sağlar.

Yeni perde tasarımı aynı zamanda gövde tarafında daha yoğun ve etkili bir akışkan karışımı sağlayarak boru yüzeylerinde daha düzgün bir sıcaklık dağılımı oluşturur ve ısı geçiş verimliliğini artırır.

Üç bölmeli perdeler kullanılması durumunda, geleneksel perdeler oranla gövde tarafında daha düşük basınç düşüşleri meydana gelir. Üç bölmeli perdeler kullanılarak gövde tarafındaki basınç düşüşünün geleneksel bölgesel olarak karıştırılmış konfigürasyona oranla %49 oranında azaldığı gözlemlenmiştir. Böylece, daha düşük giriş gücüne sahip bir pompa kullanarak işletme maliyetlerini azaltmak mümkün olacaktır.

Üç bölmeli bir perdenin kullanılması, geleneksel perdelere kıyasla ısı değiştiricideki sıcaklık farklılıklarında önemli artışlara neden olmuştur. Isı değiştiricinin çalışma koşullarına bağlı olarak en yüksek artış %6,75 olarak elde edilmiştir. Bu üç bölmeli bir perdenin kullanılmasıyla ısı değiştiricinin ısı kapasitesinin artacağı ve aynı ısı performansın daha küçük bir ısı değiştirici ile elde edilebileceği anlamına gelir.

Dairesel bölmeli perde modeli boyutsuz sayılarla yapılan optimizasyon sonuçlarına göre, geleneksel bir perdeye oranla aynı anda sıcaklık farkı değeri %17,8 artarken basınç düşüşü de %32,6 azaltılmıştır.

Isı değiştiricinin gövde tarafındaki akış kaynaklı titreşimler, boru demeti boyunca çapraz akış yerine yoğun şekilde karıştırılmış nispeten paralel akış nedeniyle yeni üç bölmeli perdeler kullanılarak önemli ölçüde azaltılabilir.

Gelecek çalışmalarla, gövde borulu ısı değiştirici için yapılan yenilikçi tasarımların diğer ısı değiştirici türlerine de uygulanması gerçekleştirilebilir.

Çalışmayla önerilen, ürün geliştirme süreçlerinin, endüstride kullanılmaya başlanmasıyla, verimli ve maliyet açısından üstün ürünler geliştirilebilir.

Kalite ve verimlilik hedeflerinin tasarım sürecinin başında tanımlanmasıyla birlikte, ürün devreye alma süreçlerinde yaşanabilecek ve yüksek maliyete yol açabilecek hatalar engellenmiş olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Engin, T., Sıvıdan Sıvıya Gövde Borulu Bir Isı Değiştiricinin Bilgisayar Yardımı ile Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak, 1995.
- [2] Genceli, O.F, Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, 5-10, 1999.
- [3] Jardim, I., Air Recuperator Furnace, Grabcad, 2017.
- [4] Calavort, E., Induced cooling tower, Grabcad, 2020.
- [5] Hodzic, E., Plate heat exchanger, Grabcad, 2017.
- [6] Kahn, W., Condenser (Heat Exchanger), Grabcad, 2012.
- [7] Damas, P., Heat exchanger, Grabcad, 2017.
- [8] Brdy, S., Batterie chaude froide circulaire, Grabcad, 2015.
- [9] Selbaş, R., Kızılkın, ., Reppich, M., A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 45, 268-275, 2006.
- [10] Ximenes, P. C. C., Heat exchanger, Grabcad, 2018.
- [11] eteci, .M., Bilgisayar yardımıyla ısı değiştiricisi tasarımı. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 1999.
- [12] Soler, C., Marine Condenser, Grabcad, 2019.
- [13] Tinker, T., Shell side characteristics of shell and tube heat exchangers, Part I, II and III. General Discussion on Heat Transfer, IMechE, 89-116, 1951.
- [14] Thome, J.R., Engineering data book III. Wolverine, 2004.

- [15] Kızılkın, Ö., Gövde borulu bir ısı değıştiricisinde şaşırtma levhasının ısı taşınım katsayısına ve basınç düşümüne etkisinin incelenmesi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 246-251, 2007.
- [16] Seifeddine, Heat exchanger, Grabcad, 2017.
- [17] Kakac, S., Liu, H., Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, CRC Press, Washington D.C., 320-335, 2002.
- [18] Dağsöz, A.K., Isı Değıştiricileri, İTÜ Makina Fakültesi, 1985.
- [19] Taguchi, G., Studies on mathematical statistics for quality control, Koshu University, Doctoral thesis, 1962.
- [20] Taguchi, G., Quality engineering (Taguchi methods) for the development of electronic circuit technology, IEEE Transactions on Reliability, IEEE Reliability Society 44 (2), 225-229, 1995.
- [21] Petrik, M., Szepesi, G. L., Shell Side CFD Analysis of a Model Shell-and-tube Heat Exchanger. Chemical Engineering Transactions, 70, 313-318, 2018.
- [22] Mukherjee, R., Use double-segmental baffles in the shell-and-tube heat exchangers, Chem. Eng. Progr., 88, 47-52, 1992.
- [23] Yua, C., Chengb, T., Chenb, J., Renb, Z., and Zeng, M., Investigation on thermal-hydraulic performance of parallel-flow shell and tube heat exchanger with a new type of anti-vibration baffle and wire coil using RSM method. International Journal of Thermal Sciences, 138, 351–366, 2019.
- [24] Master, B.I., Chunangad, K.S., Boxma, A.J., Kral, D., Stehlík, P., Most Frequently Used Heat Exchangers from Pioneering Research to Worldwide Applications. Heat Transfer Engineering, 27, 4–11, 2006.
- [25] Liebenberg, L., Meyer, J.P., In-tube passive heat transfer enhancement in the process industry. Appl. Therm. Eng., 27, 2713–2726, 2007.
- [26] Yang, S., Chen Y., Wu, J., and Gu, H., Influence of baffle configurations on flow and heat transfer characteristics of unilateral type helical baffle heat exchangers. Applied Thermal Engineering, 133, 739–748, 2018.
- [27] Singh, S.K. and Stephan, D., <https://www.process-worldwide.com>, 2014.

- [28] Mahendran, J., Experimental analysis of shell and tube heat exchanger using flower baffle plate configuration, *Materials Today: Proceedings*, In press, corrected proof, Available online 19 July 2019.
- [29] Wang, K., Bai, C., Wang, Y., and Liu, M., Flow dead zone analysis and structure optimization for the trefoil-baffle heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 140, 127–134, 2019.
- [30] Ma, L., Wang, K., Liu, M., Wang, D., Liu, T., Wang, Y., and Liu, Z., Numerical study on performances of shell-side in trefoil-hole and quatrefoil-hole baffle heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 123, 1444–1455, 2017.
- [31] Donga, C., Zhou, X.F., Dong, R., Zheng, Y.Q., Chen, Y.P., Hua, G.L., Xue, Y.S., Zhang, Z.G., and Guo, W.W., An analysis of performance on trisection helical baffles heat exchangers with diverse inclination angles and baffle structures. *Chemical Engineering Research and Design*, 121, 421–430, 2017.
- [32] Wang, S., Weng, Y., Li, Y., An experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell and tube heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.*, 29 (11–12), 2433–2438, 2009.
- [33] Cao, X., Du, T., Liu, Z., Zhai, H., and Duan, Z., Experimental and numerical investigation on heat transfer and fluid flow performance of sextant helical baffle heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 142, 118437, 2019.
- [34] Chen, J., Lu, X., Wang, Q., and Zeng, M., Experimental investigation on thermal-hydraulic performance of a novel shell-and-tube heat exchanger with unilateral ladder type helical baffles. *Applied Thermal Engineering*, 161, 114099, 2019.
- [35] Shinde, S., and Chavan, U., Numerical and experimental analysis on shell side thermo-hydraulic performance of shell and tube heat exchanger with continuous helical FRP baffles. *Thermal Science and Engineering Progress*, 5, 158–171, 2018.
- [36] He, L., and Li, P., Numerical investigation on double tube-pass shell-and-tube heat exchangers with different baffle configurations. *Applied Thermal Engineering*, 143, 561–569, 2018.
- [37] Dua, T., Chen, Q., Dua, W., and Cheng, L., Performance of continuous helical baffled heat exchanger with varying elliptical tube layouts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133, 1165–1175, 2019.

- [38] Yang, S., Chen, Y., Wu, J., and Gu, H., Performance simulation on unilateral ladder type helical baffle heat exchanger in half cylindrical space. *Energy Conversion and Management*, 150, 134–147, 2017.
- [39] Dandgaval, B. O., Godase, P. D. R., and Dey, T., Study of Shell and Tube Heat Exchanger with the Effect of Types of Baffles. *Procedia Manufacturing*, 20, 195–200, 2018.
- [40] Yang, G., Ding, G., Chen, J., Yang, W., Hu, S., Experimental study on shell side heat transfer characteristics of two-phase propane flow condensation for vertical helically baffled shell-and-tube exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 107, 135–144, 2019.
- [41] Chen, Y., Tang, H., Wu, J., Gu, H., Yang, S., Performance comparison of heat exchangers using sextant/trisection helical baffles and segmental ones. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 2019.
- [42] El-Saida, E.M.S., and Al-Sood, M.M.A., Shell and tube heat exchanger with new segmental baffles configurations: A comparative experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*, 150, 803–810, 2019.
- [43] Wang, X., Zheng, N., Liu, Z., and Liu, W., Numerical analysis and optimization study on shell-side performances of a shell and tube heat exchanger with staggered baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124, 247–259, 2018.
- [44] Gu, X., Luo, Y., Xiong, X., Wang, K., and Wang, Y., Numerical and experimental investigation of the heat exchanger with trapezoidal baffle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 598–606, 2018.
- [45] Xiao, J., Wang, S., Ye, S., Wang, J., Wen, J., Tu, J., Experimental investigation on pre-heating technology of coal water slurry with different concentration in shell-and-tube heat exchangers with ladder-type fold baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 132, 1116–1125, 2019.
- [46] Yu, C., Ren, Z., and Zeng, M., Numerical investigation of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with two different clamping type anti-vibration baffles. *Applied Thermal Engineering*, 133, 125–136, 2018.
- [47] Yua, C., Chenb J., Zengb, M., and Gao, B., Numerical study on turbulent heat transfer performance of a new parallel flow shell and tube heat exchanger with sinusoidal wavy tapes using RSM analysis. *Applied Thermal Engineering*, 150, 875–887, 2019.

- [48] Wang, X., Liang, Y., Sun, Y., Liu, Z., and Liu, W., Experimental and numerical investigation on shell-side performance of a double shell-pass rod baffle heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 132, 631–642, 2019.
- [49] Lei, Y., Li, Y., Jing, S., Song, C., Lyu, Y., and Wang, F., Design and performance analysis of the novel shell-and-tube heat exchangers with louver baffles. *Applied Thermal Engineering*, 125, 870–879, 2017.
- [50] Leoni, G.B., Klein, T.S. and Medronho, R. A., Assessment with computational fluid dynamics of the effects of baffle clearances on the shell side flow in a shell and tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 112, 497–506, 2017.
- [51] Mellal, M., Benzeguir, R., Sahel, D., and Ameer, H., Hydro-thermal shell-side performance evaluation of a shell and tube heat exchanger under different baffle arrangement and orientation. *International Journal of Thermal Sciences*, 121, 138-149, 2017.
- [52] Arania, A. A. A., and Moradi, R., Shell and tube heat exchanger optimization using new baffle and tube configuration. *Applied Thermal Engineering*, 157, 113736, 2019.
- [53] Gunes, S., Manay, E., Senyigit, E., Ozceyhan, V., A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts. *Appl. Therm. Eng.* 31, 2568–2577, 2011.
- [54] Chamoli, S., A Taguchi approach for optimization of flow and geometrical parameters in a rectangular channel roughened with V down perforated baffles. *Case Stud. Therm. Eng.* 5, 59–69, 2015.
- [55] Tang, L. H., Tan, S.C., Gao, P.Z., Zeng, M., Parameters Optimization of Fin-and Tube Heat Exchanger with a Novel Vortex Generator Fin by Taguchi Method. *Heat Transfer Engineering*, 37, 369-381, 2016.
- [56] Zeng, M., Tang, L.H., Lin, M., Wang, Q.W., Optimization of heat exchangers with vortex-generator fin by Taguchi method. *Appl. Therm. Eng.* 30, 1775–1783, 2010.
- [57] Aghaie, A.Z., Rahimi, A.B., Akbarzadeh, A., A general optimized geometry of angled ribs for enhancing the thermo-hydraulic behavior of a solar air heater channel – a Taguchi approach, *Renew. Energy*, 83, 47–54, 2015.

- [58] Tingting, D., Wenjing, D., Kai, C., Lin, C., Parametric optimization of overlapped helical baffled heat exchangers by Taguchi method, *Applied Thermal Engineering*, 85, 334–339, 2015.
- [59] Sivasakthivel, T., Murugesan, K., Thoma, H.R., Optimization of operating parameters of ground source heat pump system for space heating and cooling by Taguchi method and utility concept. *Appl. Energy*, 116, 76-85, 2014.
- [60] Etghani, M.M., Baboli, S. A. H., Numerical investigation and optimization of heat transfer and exergy loss in shell and helical tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 121, 294–301, 2017.
- [61] Zhang, J.N., Cheng, M., Ding, Y.D., Fu, Q., and Chen, Z.Y., Influence of geometric parameters on the gas-side heat transfer and pressure drop characteristics of three-dimensional finned tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133, 192–202, 2019.
- [62] Chamoli, S., Yu, P., Kumar, A., Multi-response optimization of geometric and flow parameters in a heat exchanger tube with perforated disk inserts by Taguchi grey relational analysis, *Applied Thermal Engineering*, 103, 1339–1350, 2016.
- [63] Webb, R.L., *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley, New York, 1994.
- [64] Li, H.D., Kottke, V., Effect of the leakage on pressure drop and local heat transfer in shell-and tube heat exchangers for staggered tube arrangement, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41 (2), 425-433, 1998.
- [65] Stehlik, P., Nemcansky, J., Kral, D., Comparison of correction factors for shell-and-tube heat exchangers with segmental or helical baffles, *Heat Transfer Eng.*, 15 (1), 55-56, 1994.
- [66] Wang, Q.W., Chen, Q.Y., Chen, G.D., Zeng, M., Numerical investigation on combined multiple shell-pass-shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52 (5-6), 1214-1222, 2009.
- [67] Li, H.D., Kottke, V., Analysis of local shell side heat and mass transfer in the shell-and-tube heat exchanger with disc-and-doughnut, *Int. J. Heat Mass Transf.* 42, 3509-3521, 1999.
- [68] Gentry, C.C., Rod-baffle heat exchanger technology, *Chem. Eng. Prog.*, 86, 48-56, 1990.
- [69] Gentry, C.C., Rod-baffle heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.*, VII-VIII, 1998.

- [70] Dong, Q. W., Wang, Y.Q., Liu, M.S., Numerical and experimental investigation of shell side characteristic for Rod baffle heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.*, 28, 651-660, 2008.
- [71] You, Y., Zhang, F. A., Fan, F., Dai, X., Luo, W., Liu, A., numerical study on the turbulent heat transfer enhancement of Rod baffle heat exchanger with staggered tubes supported by round rods with arc cuts, *Appl. Therm. Eng.*, 76, 220-232, 2015.
- [72] Kline, S.J., McClintock, F.A., Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mech. Eng.*, 75(1), 3–8, 1953.
- [73] Wang, Y.S., Liu, Z.C., Huang, S.Y., Liu, W., Li, W.W., Experimental investigation of shell-and-tube heat exchanger with a new type of baffles, *Heat Mass Transf.*, 47, 833-839, 2011.
- [74] You, Y.H., Fan, A.W., Huang S.Y., Liu W., Numerical modeling and experimental validation of heat transfer and flow resistance on the shell side of a shell-and-tube heat exchanger with flower baffles, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 55, 7561-7569, 2012.
- [75] Yang, J., Liu, W., Numerical investigation on a novel shell-and-tube heat exchanger with plate baffles and experimental validation, *Energy Convers. Manage.*, 101, 689-696, 2015.
- [76] Lutchka, J., and Nemcansky, J., Performance improvement of tubular heat exchangers by helical baffles, *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 68, 263-270, 1990.
- [77] Bashir, I.M., Krishnan, S.C., Venkateswaran, P., Fouling mitigation using helixchanger heat exchangers. ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications, Santa Fe, New Mexico, USA, 2003.
- [78] Butterworth, D., Developments in shell-and-tube exchangers. *Inst. Chem. Eng. Symp. Ser.*, 1 (129), 409-415, 1992.
- [79] Kral, D., Stelik, P., Van Der Ploeg, H.J., Masster, B.I., Helical baffles in shell-and-tube heat exchangers, part one: experimental verification. *Heat Transfer Eng.* 17 (1), 93-101, 1996.
- [80] Wang, S., Xiao, J., Wang, J., Jian, G., Wen, J., Zhang, Z., Configuration optimization of shell-and-tube heat exchangers with helical baffles using multi-objective genetic algorithm based on fluid-structure interaction. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 85, 62-69, 2017.

- [81] Fax, D. H. and Mills, R. R, Generalised Optimal Heat Exchanger Design. ASME Trans., 79, 653-661, 1957.
- [82] Rao, K. R., Shrinivasa, U., and Srinivasan, J., Synthesis of Cost Optimal Shell-and-Tube Heat Exchangers. Heat Transfer Engineering, 12/3, 47-55, 1991.
- [83] Mc Adams, W. H., Heat Transmission. McGraw-Hill, New York, 1954.
- [84] Jenssen, S. K., Heat Exchange Optimization. Chemical Engineering Progress, 59-66, 1969.
- [85] Steinmeyer, D., Understanding ΔP and ΔT in Turbulent Flow Heat Exchangers. Chem. Eng. Prog., 49-55, 1996.
- [86] Jegede, F. O. and Polley, G. T., Optimum Heat Exchanger Design. Trans. IChemE, 133-141, 1992.
- [87] Shah, R. K., Afimiwala, K. A. and Mayne, R. W., Heat Exchanger Optimization, 6th Int. Heat Transfer Conf., 4, 185-191, Toronto, 1978.
- [88] Purohit, G. P., Estimating Costs of Shell-and-Tube Heat Exchangers. Chemical Engineering, 22, 56-57, 1993.
- [89] Lacunza M., Vaschetti G., Campana H., Optimizing exchanger design early. U.S. Department of Energy Office of Scientific and Technical Information, 1987-08-01, 66,8, 1987.
- [90] Kovarik, M., Optimal Heat Exchangers. Journal of Heat Transfer, 1989, 111, 99, 287-293, 1989.
- [91] Palen, J. W., Cham, T. P., and Taborek, J., Optimizastion of Shell and Tube Heat Exchangers By Case Study Method. Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., 70, 138, 185-191, 1978.
- [92] Engin, T. ve Güngör, K. E., Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirgeçlerinin Tasarım ve Maliyet Parametrelerine Göre Optimizasyonu. Türk Mühendislik ve Çevre Bilimleri Dergisi, TÜBİTAK Yayını. 1995.
- [93] Taborek, J., Calculation of Shell-Side Heat Tranfer Coefficient and Pressure Drop, Heat Exchanger Design Handbook. Hemishere Publishing Corporation, New York. 1983.
- [94] Reppich, M. and Kohoutek, J., Optimal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers. Computers Chemical Engineering, 18, S295- S299, 1994.

- [95] Si-Ying, S., Ya-Dong, L., and Cal-Qiu, Y., Optimization in Calculation of Shell-and-Tube Heat Exchangers. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 20, 675-685, 1993.
- [96] Bilgin, M., Isı Esanjörlerinde Optimizasyon. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 1984.
- [97] Mahmutoglu, C., Computer Aided Design and Optimizastion of The Shell-and-Tube Type Liquid to Liquid Heat Exchangers. Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 1986.
- [98] Pandey, N., Murugesan, K., Thomas, H.R., Optimization of ground heat exchangers for space heating and cooling applications using Taguchi method and utility concept. *Appl. Energy*, 190, 421-438, 2017.
- [99] Turgut, E., Çakmak, G., Yıldız, C., Optimization of the concentric heat exchanger with injector turbulators by Taguchi method. *Energy Conversion and Management*, 53, 268-275, 2012.
- [100] Biçer, N., Engin, T., Yaşar, H., Büyükkaya, E., Aydın, A., Topuz, A., Design optimization of a shell-and-tube heat exchanger with novel three-zonal baffle using CFD and Taguchi method. *International Journal of Thermal Sciences*, 155, 106417, 2020.
- [101] AlManzalawy, M. A., Heat exchanger. *Grabcad*, 2017.
- [102] Kern, D. Q., *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill, Nex York, 1950.
- [103] Sieder E. N., Tate E. C., Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Ind. Eng. Chem.*, 28, 1429-1436, 1936.
- [104] Fisher R. A., On the mathematical foundations of theoretical statistics. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series, A* 222:309-368, 1922.
- [105] Roy, R. K., *Design of experiments using the Taguchi approach:16 steps to product and process improvement*. John Wiley&Sons, Inc., 8-23, 2001.
- [106] Aydın, A., Gövde borulu tip ısı değiştiricilerin optimizasyonu ve CFD analizi. Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2014.
- [107] Moffat, R.J., Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal Fluid Science*, 1, 3–17, 1988.

EKLER

EK 1: Gövde Borulu Isı Değiştirici Tipleri ve Standartları



şekil EK 1.1. I-tipi gövde borulu ısı değiştiricinin kesit görüntüsü

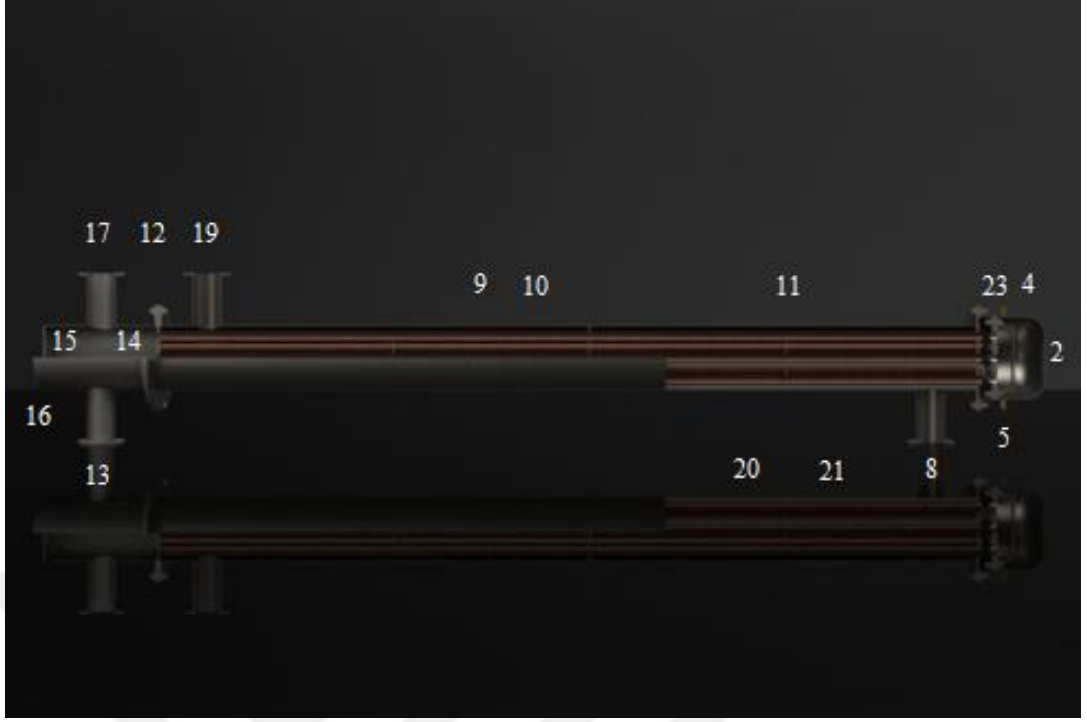


Şekil EK 1.2. Sabit boru sacı – çıkarılamayan boru demeti dış görüntüsü

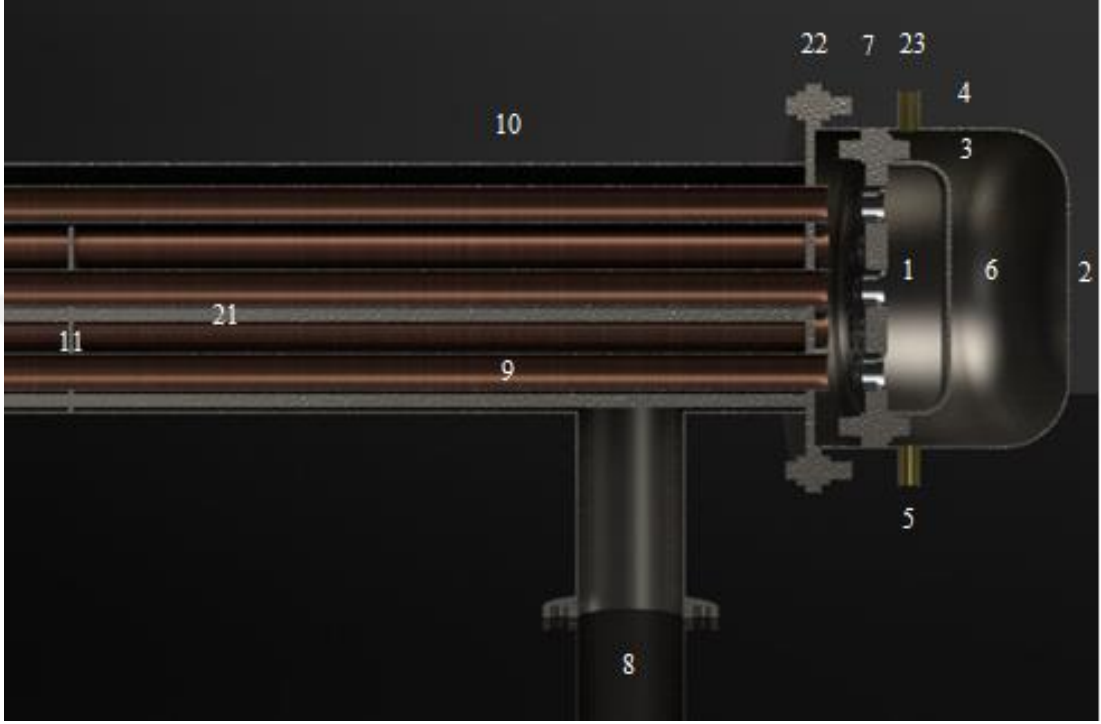


Şekil EK 1.3. Sabit boru sacı – çıkarılamayan boru demeti kesit görüntüsü

- 1) Boru tarafı çıkışı, 2) Conta, 3) Kovan girişi, 4) Borular, 5) Kovan, 6) Perdeler ve boru mesnetleri, 7) Havalandırma, 8) Genleşme diyagramı, 9) Sabit boru sacı 10) Conta, 11) Boru tarafı girişi, 12) Başlık, 13) Kovan çıkışı, 14) Boşaltma, 15) Gergi çubuğu, 16) Sabit boru sacı 17) Başlık

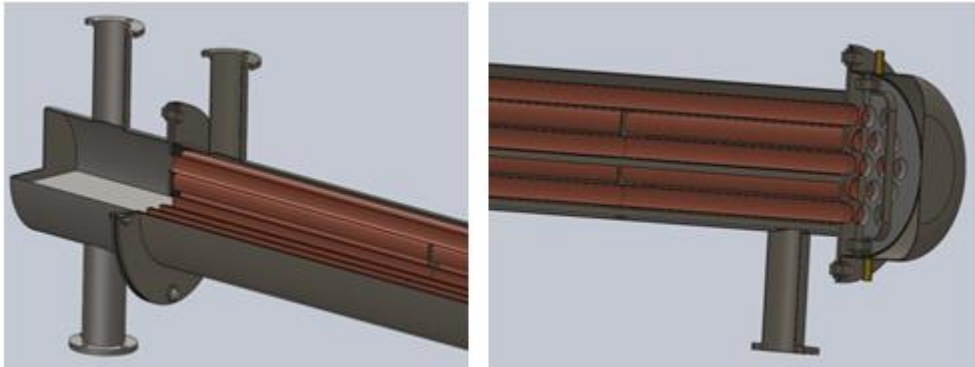


Şekil EK 1.4. İç gezer kafa çıkarılabilir boru demeti dış görüntüsü



Şekil EK 1.5. İç gezer kafa çıkarılabilir boru demeti kesit görüntüsü

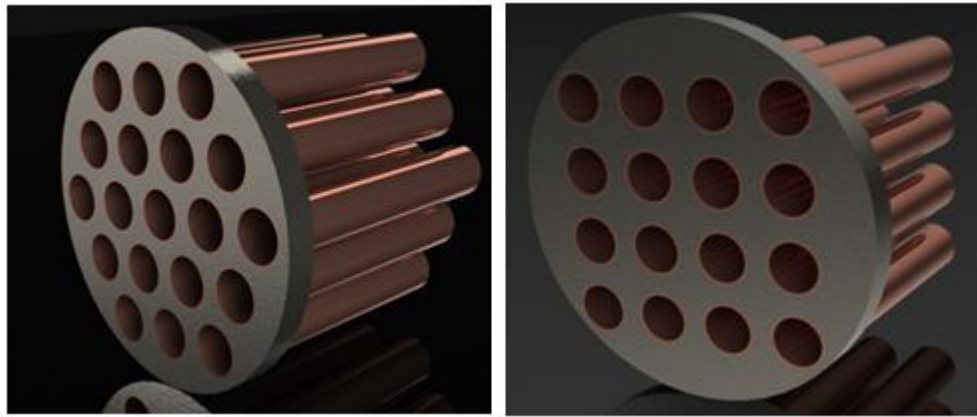
1) Gezer boru sacı, 2) Kovan kapağı, 3) Conta, 4) Gezer başlık, 5) Havalandırma, 6) Tespit bileziği, 7) Conta, 8) Kovan çıkışı, 9) Borular, 10) Kovan, 11) Perdeler ve boru mesnetleri, 12) Sabit boru sacı, 13) Boru tarafı girişi, 14) Conta, 15) Geçiş kuşağı, 16) Başlık, 17) Çıkış, 18) Conta, 19) Kovan girişi, 20) Ara parçaları, 21) Gergi çubuğu, 22) Dayanma bileziği, 23) Boşaltma



Şekil EK 1.6. İç gezer kafa çıkarılabilir boru demeti çizim görüntüsü

Tablo EK 1.1. Gövde çapları ve et kalınlıkları

Gövde Anma apı (mm)	Gövde Dış apı (mm)	Gövde Et Kalınlıkları (mm)		
		Dökme Demir	Kütle ve Kalite eliği	Paslanmaz elik
150	168	10	5	3
200	219	“	6	“
250	273	“	“	“
300	324	13	“	“
350	355	“	“	“
400	406	“	“	“
500	508	“	8	“
600	600	16	“	5
700	700	“	10	“
800	800	“	“	6
900	900	19	“	“
1000	1000	“	“	“
1100	1100	22	11	“
1200	1200	“	“	“



şekil EK 1.7. Boruların aynaya yerleştirilme şekilleri, eşkenar üçgen ve kare yerleşimi

Tablo EK 1.2. Bakır boru çapları ve et kalınlıkları

Boru Dış Çapı (mm)	10	12;14;15;16;18;19;20	23	25;28	32	40
Min. Et Kalınlığı	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0

Tablo EK 1.3. Boru eksenleri arasındaki mesafeler

Boru Dış Çapı (mm)	Boruların Aynaya Bağlantı Şekilleri					
	A, B, C	A, B, C, D, F, G			D, E	
Min. Et Kalınlığı	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0

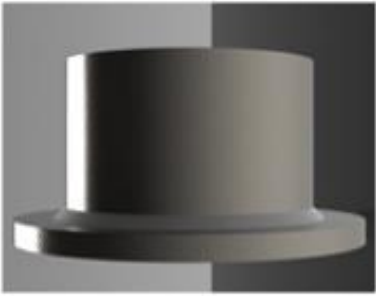
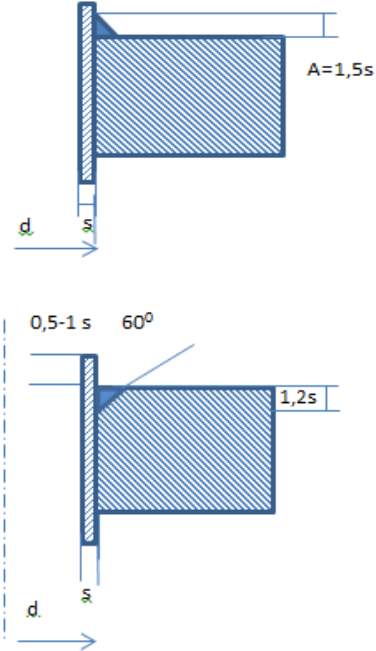
Tablo EK 1.4. Boru eksenleri arasındaki mesafeler

Boru Dış Çapı d (mm)	Boruların Aynaya Bağlantı Şekilleri		
	A, B, C	A, B, C, D, F, G	D, E
10	13,5	13,5	-
12	15,5	15,5	20
14	18	19	23
16	20	21	25
18	23	24	27
20	25	26	29
22	27	29	32
25	30	32	35
30	36	38	40
38	45	47	48
44,5	53	55	54,5
57	68	71	69

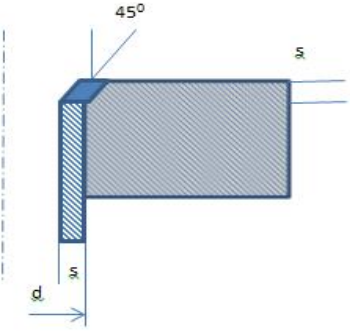
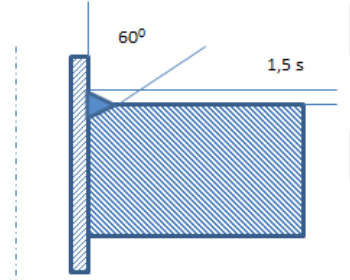
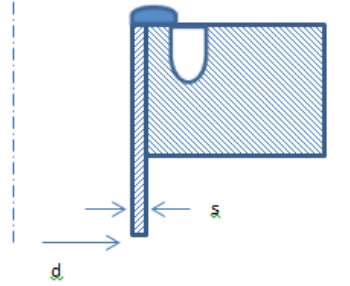
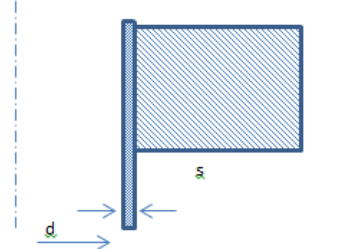
Tablo EK 1.5. Çelik ve bakır borular için ayna kalınlıkları

Boru Dış Çapı d (mm)	Minimum ayna kalınlığı (mm)
10	10
12; 14; 15	12
16	13
18;19;22;23	15
25;28;30	19
32	23
38;40	26
44,5;57	30

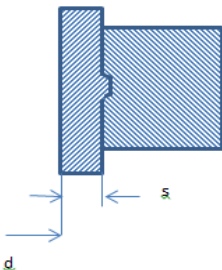
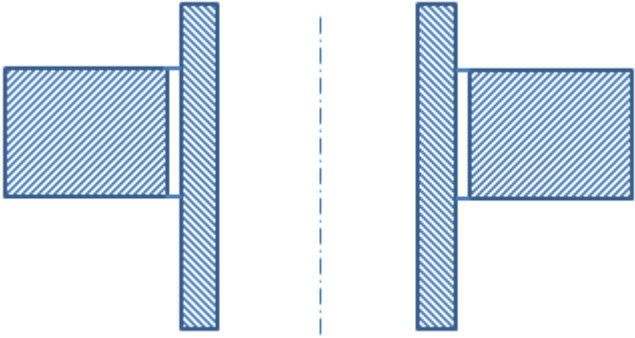
Tablo EK 1.6. Boruların kaynak ile bağlantısı ve uygulama durumları

Bağlantı Şekli	Kaynak ile bağlantı	Uygulama
A		Normal durumlarda
B		Normal durumlarda

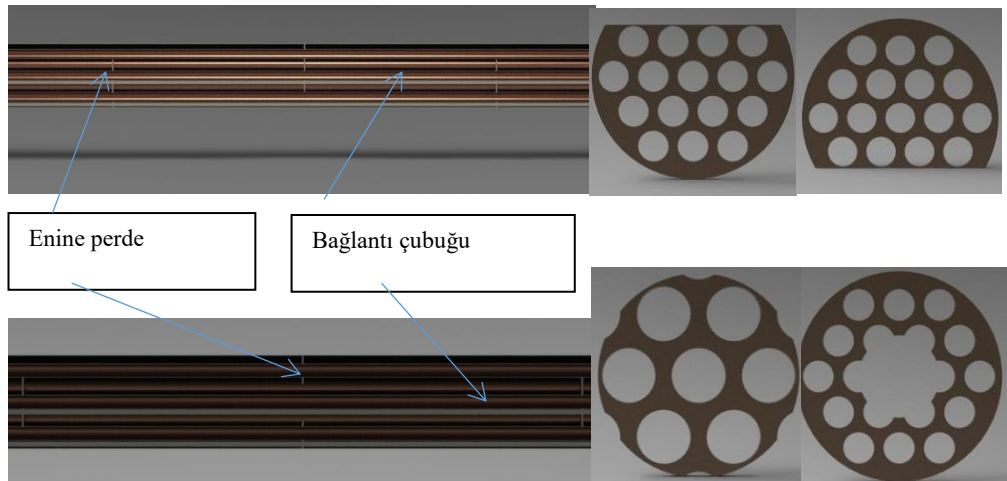
Tablo EK 1.6. (Devam)

Bağlantı Şekli	Kaynak ile bağlantı	Uygulama
C		Normal durumlarda
D		Boruların büyük kuvvetler ilettiği durumlarda
E		Özel durumlarda
F		Normal durumlarda

Tablo EK 1.6. (Devam)

Bağlantı Şekli	Kaynak ile bağlantı	Uygulama
G		Özel durumlarda
		

Şekil Ek 1.8. Boruların aynaya bağlantı şekilleri



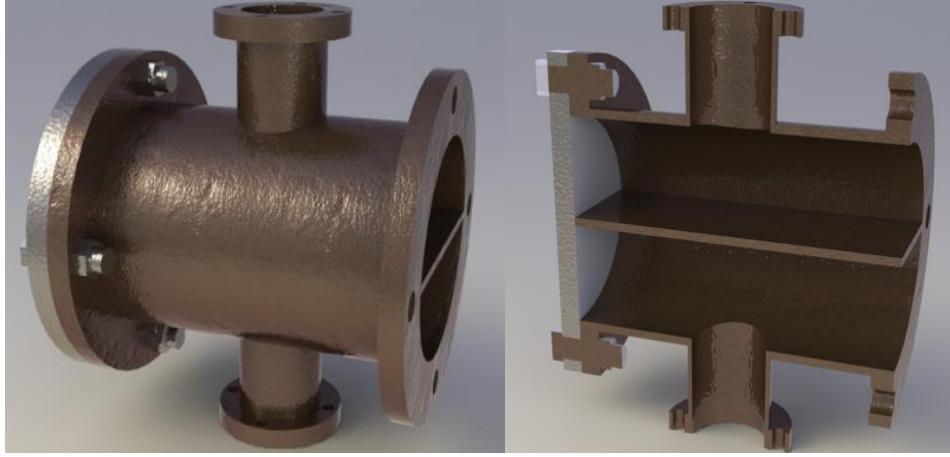
Şekil EK 1.10. Enine perde çeşitleri

Tablo EK 1.7. Enine perdelerle gövde arasına bırakılacak boşluk miktarları

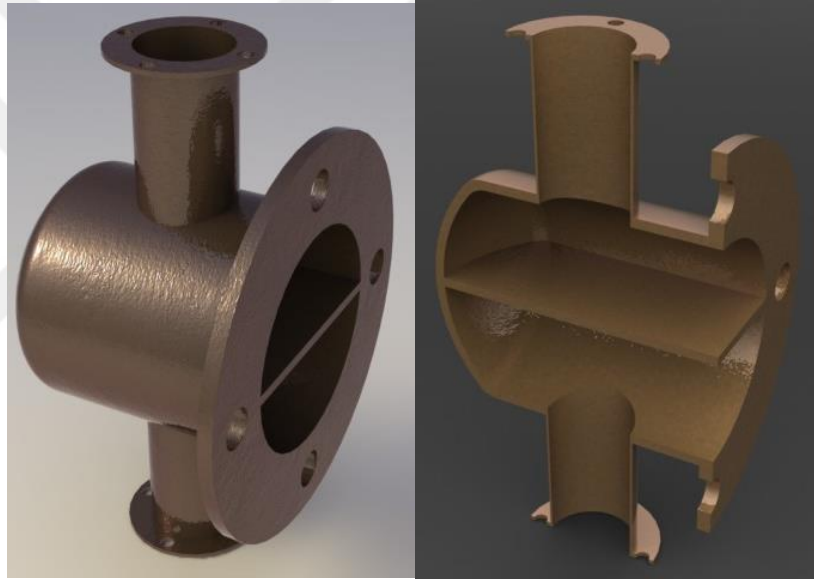
Gövde Anma Çapı (mm)	Boşluk (mm) (Sıvılar için)
150, 200, 250, 300, 350, 400	2
500	3
600	4
700, 800, 900, 1000	5
1100, 1200	6

Tablo EK 1.8. Isı değıştirci yapımında kullanılan malzeme ve ilgili standartlar

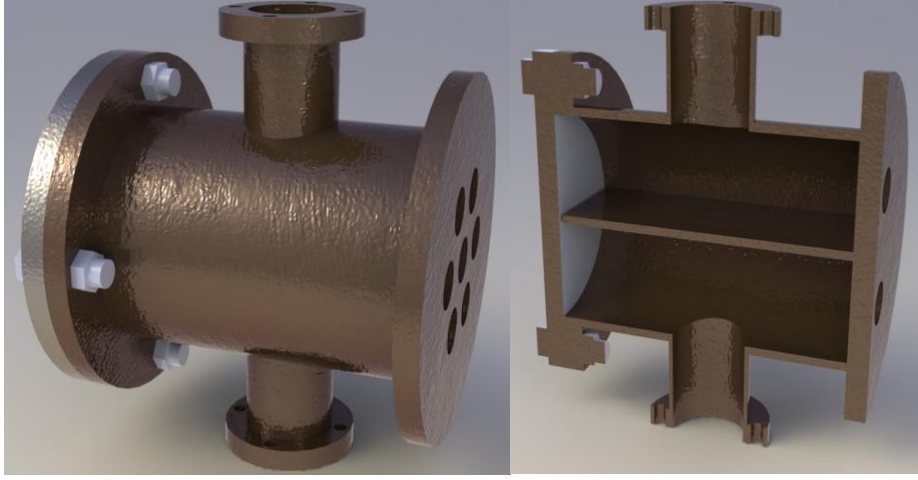
Parçanın Adı	Yapıldığı malzeme ve ilgili standart
Ayna, gövde, ön kafa, arka kafa, yüzer kafa, ayaklar	Çelik levha: Çekme dayanımı en az 370 N/mm ² Dökme demir: TS 519, TS 526, TS 551, TS 552
Gövde, Borular, Ön kafa, arka kafa, bağlantı ağızları	TS 302, TS 436, TS 381, TS 416, TS 380, TS 443, TS 417
Perdeler, Boru destekleri, bağlantı ağızları	Çelik levha: Çekme dayanımı en az 370 N/mm ²
Flanşlar	TS 810, TS 811, TS 812, TS 813, TS 814, TS 815, TS 816, TS 817, TS 818
Cıvatalar	TS 1021
Bağlantı çubukları	Çelik çubuk: Çekme dayanımı en az 370 N/mm ²



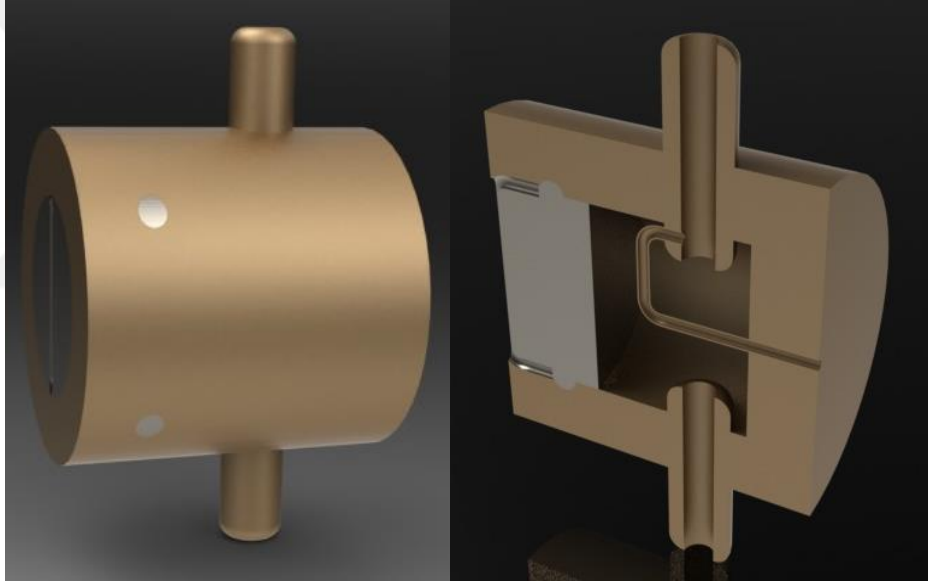
Şekil EK 1.11. Ön kafa ve flanşı cıvatalı



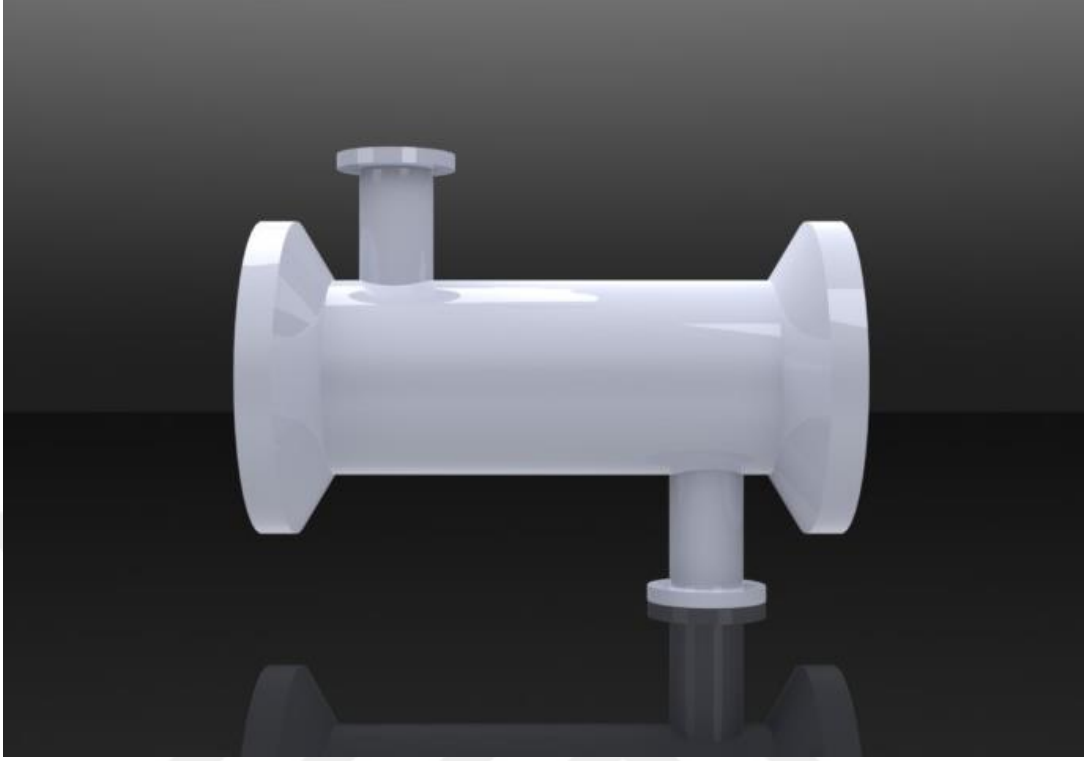
Şekil EK 1.12. Ön kafa flanşı cıvatalı ve kapağı kaynaklı



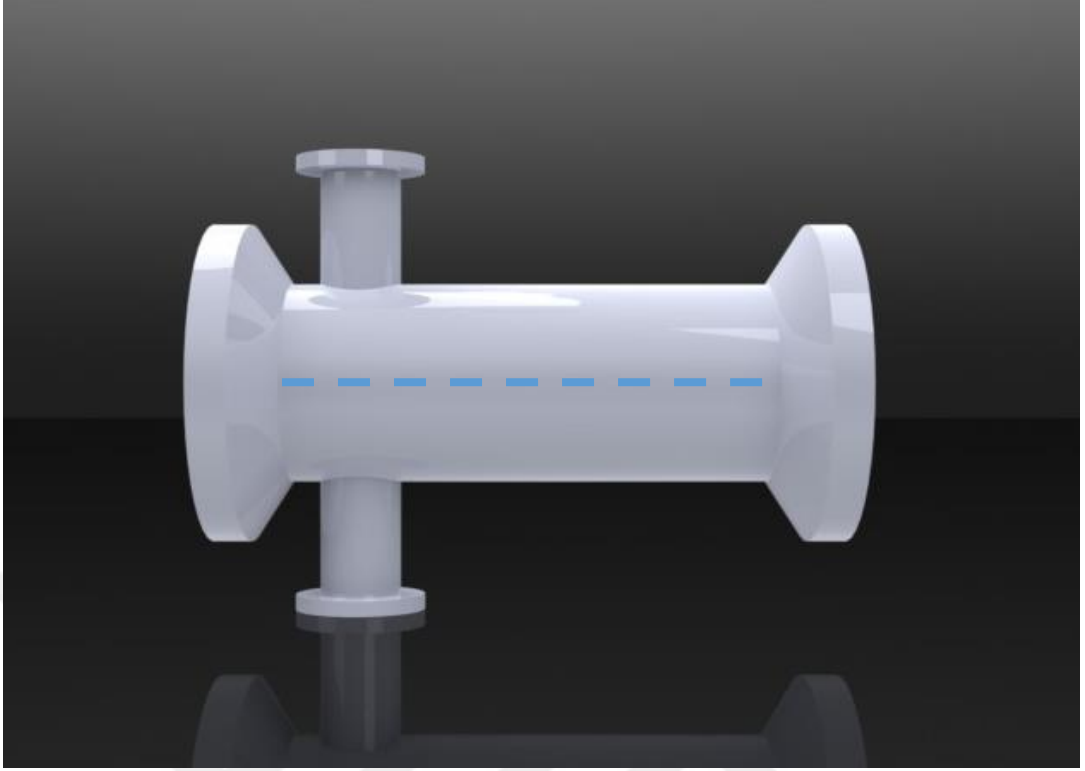
Şekil EK 1.13. Ön kafa flanşı kaynaklı ve kapağı cıvatalı



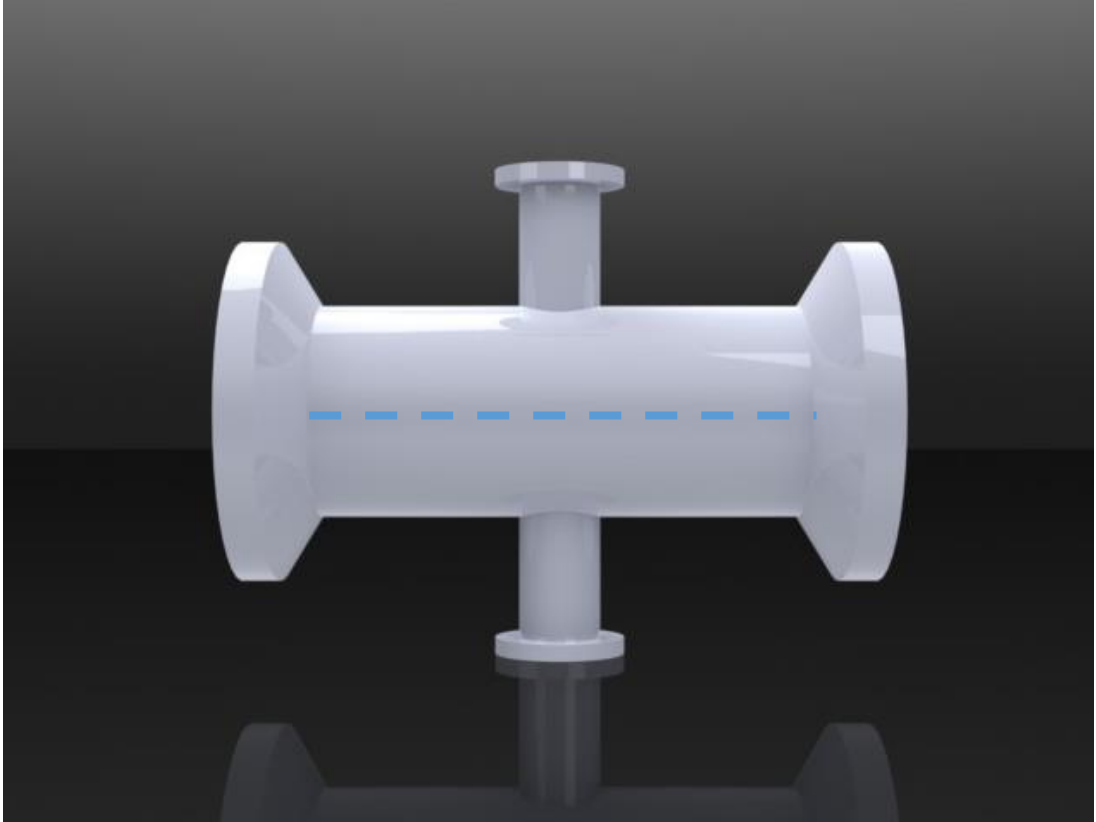
Şekil EK 1.14. Yüksek basınlar için özel ön kafa



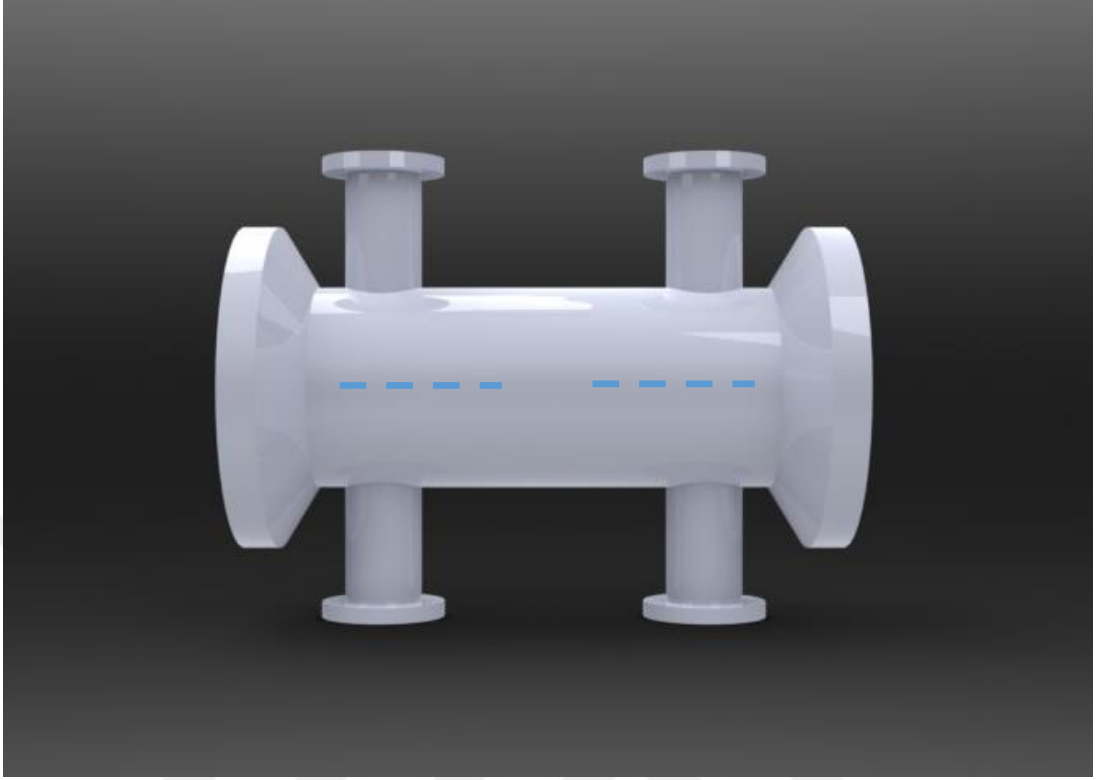
Şekil EK 1.15. Tek geçişli gövde



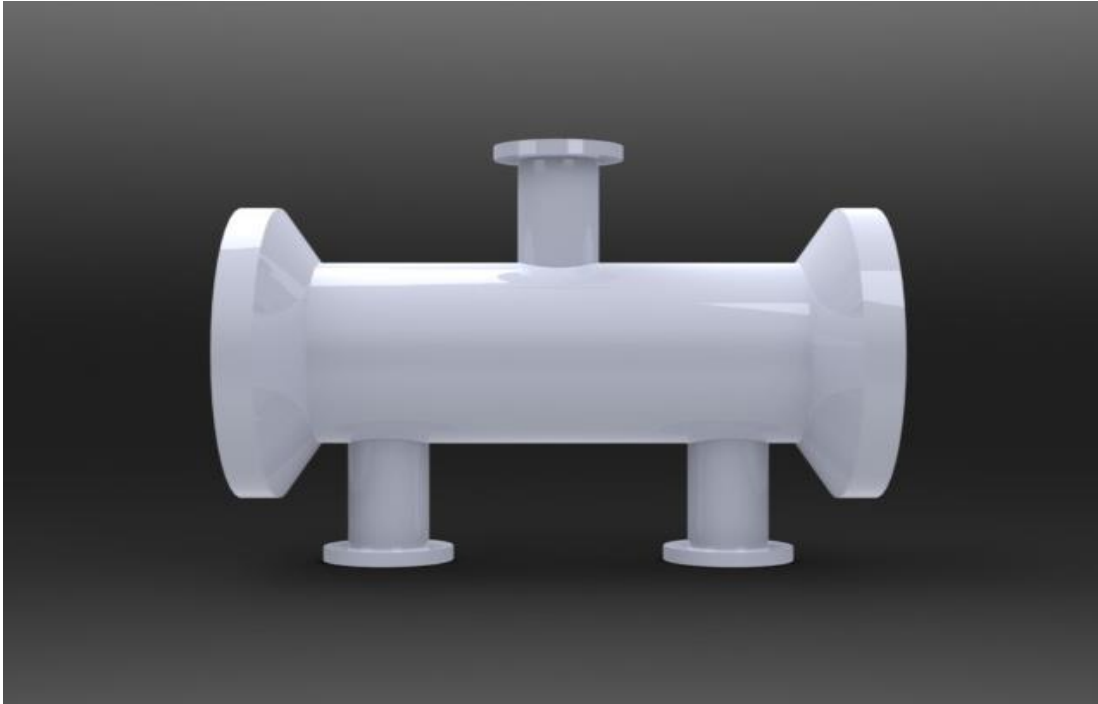
Şekil EK 1.16. İki geçişli gövde (boyuna perdeli)



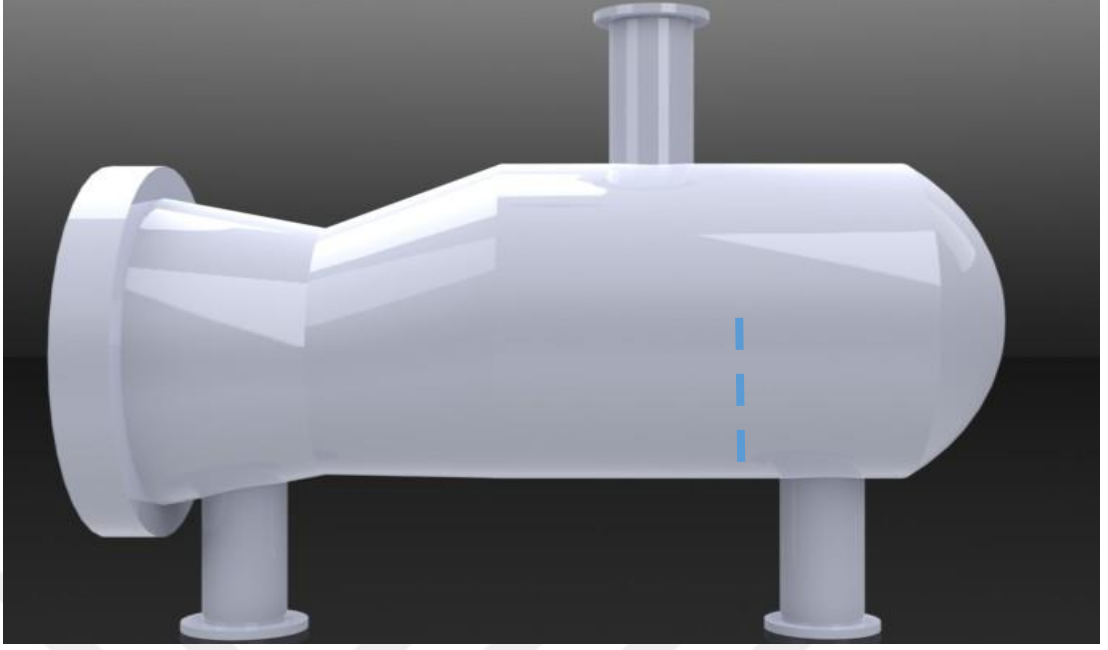
Şekil EK 1.17. Tek perdeli bölünmüş akımlı gövde



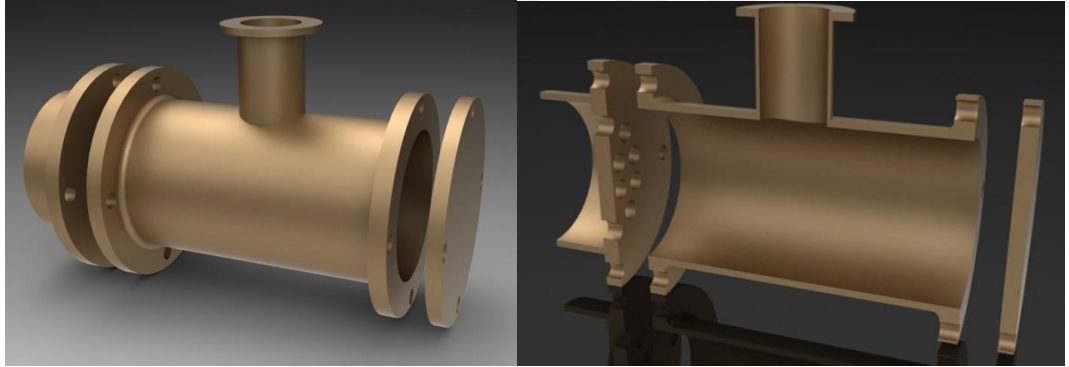
Şekil EK 1.18. Çift perdeli, bölünmüş akımlı gövde



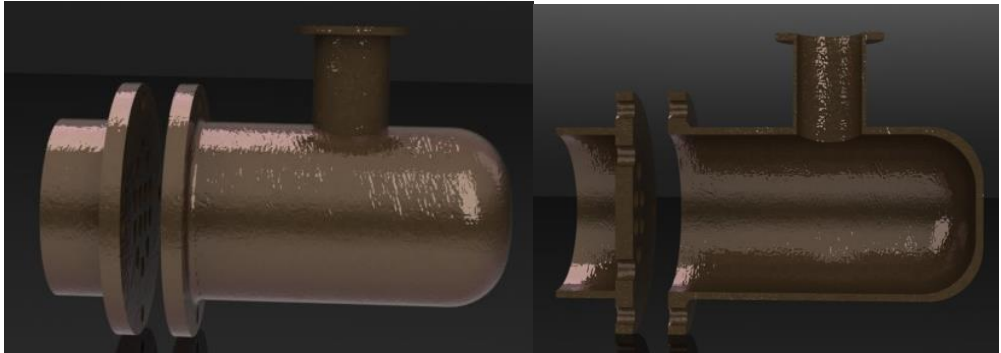
Şekil EK 1.19. Perdesiz bölünmüş akımlı gövde



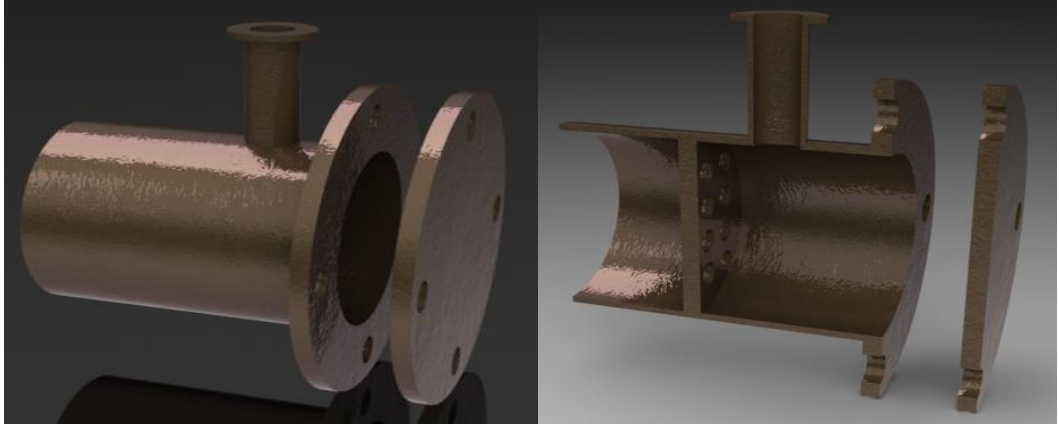
Şekil EK 1.20. Geniş gövde



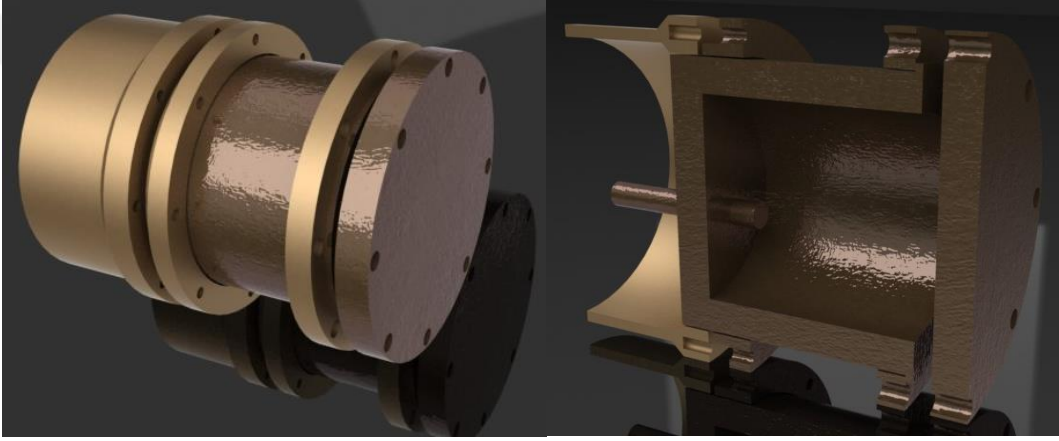
Şekil EK 1.21. Sabit aynalı arka kafa flanşı ve kapağı cıvatalı



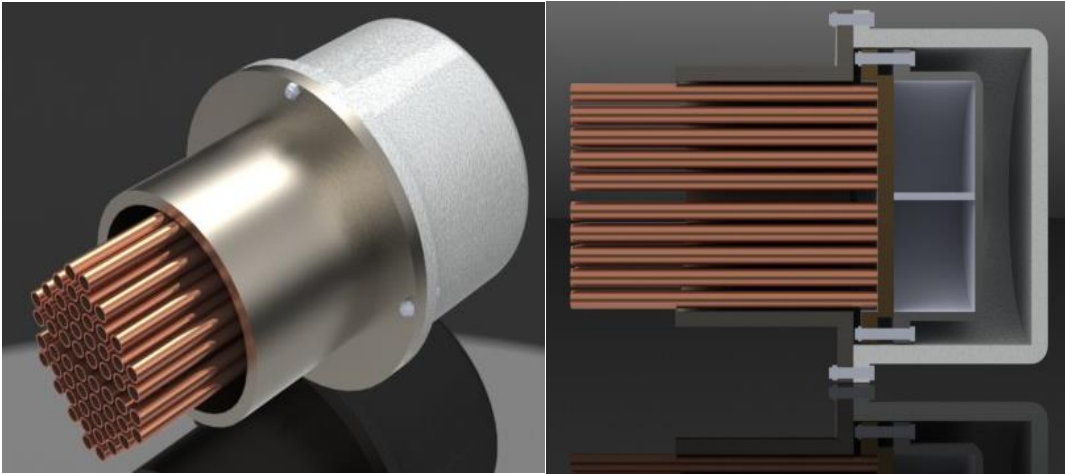
Şekil EK 1.22. Sabit aynalı arka kafa flanşı cıvatalı ve kapağı kaynaklı



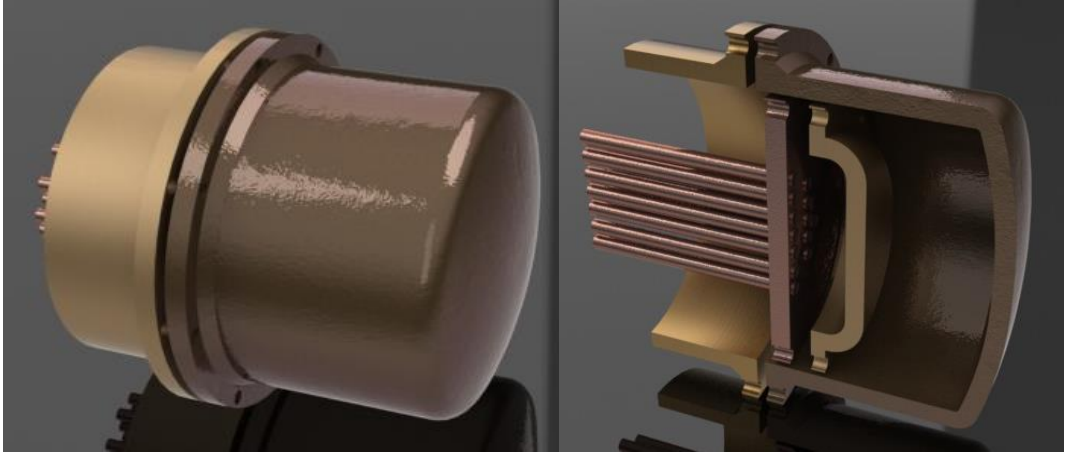
Şekil EK 1.23. Sabit aynalı arka kafa flanşı kaynaklı ve kapağı cıvatalı



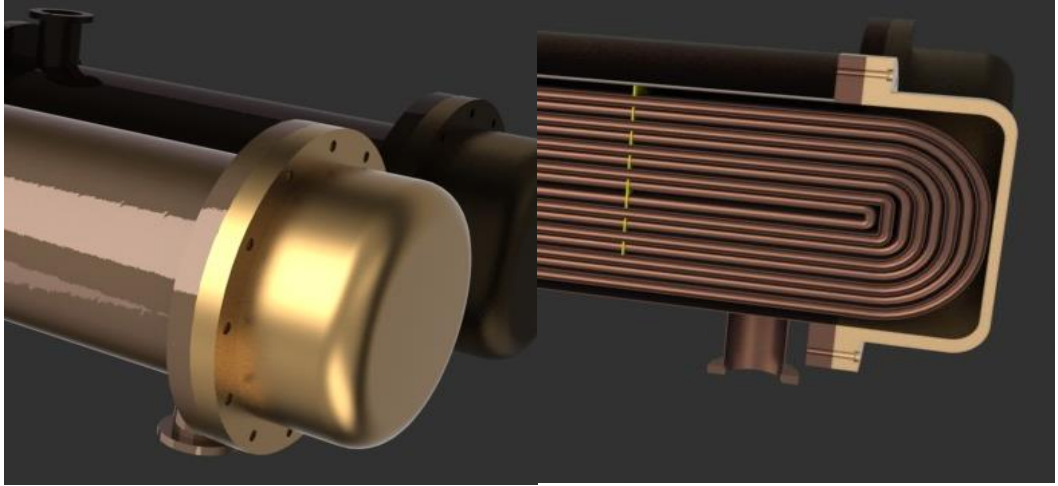
Şekil EK 1.24. Dıştan yüzler kafalı



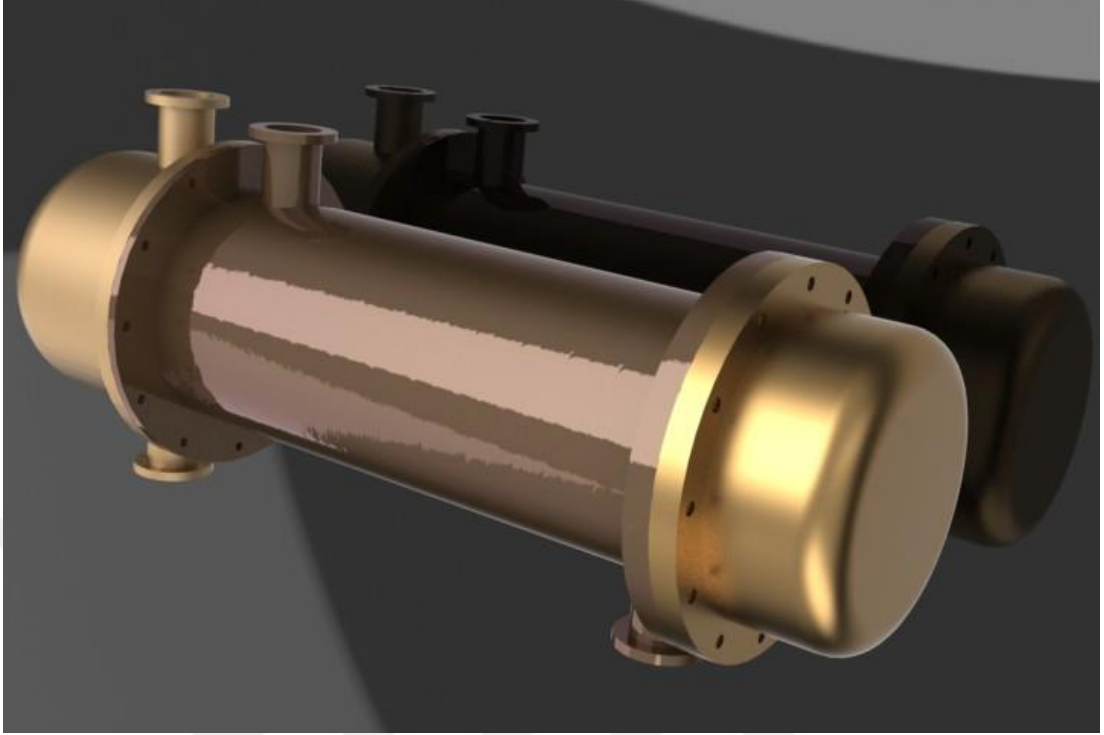
Şekil EK 1.25. İçten yüzler kafalı (çıkarılamaz)



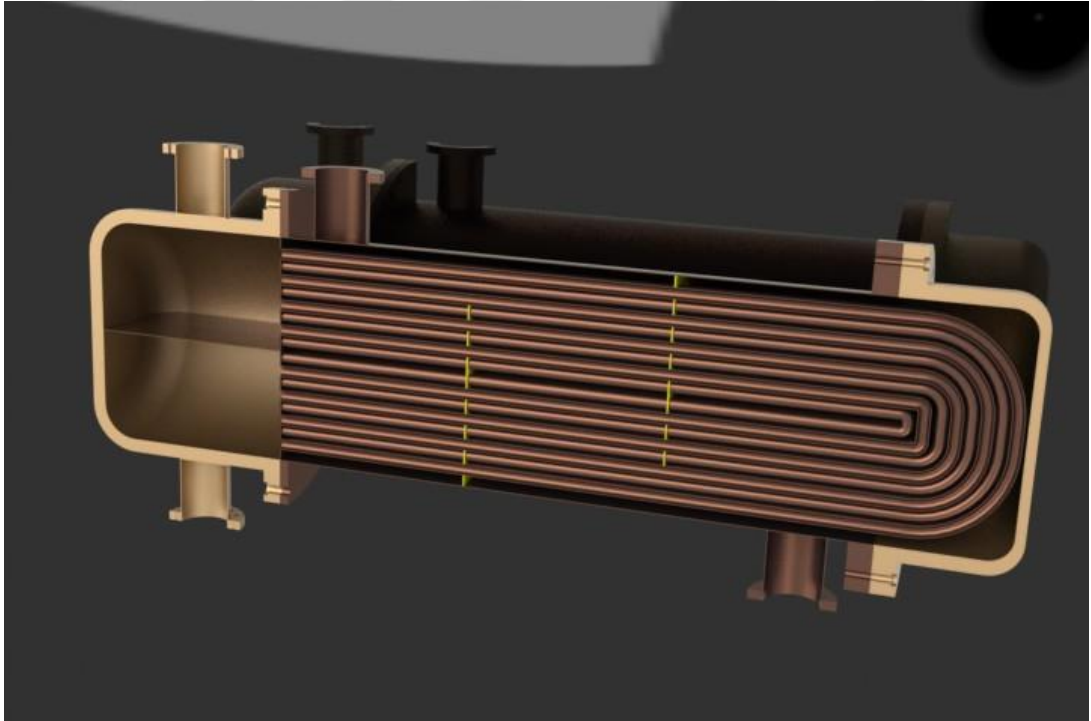
Şekil EK 1.26. İçten yüzer kafalı (çıkarılabilir)



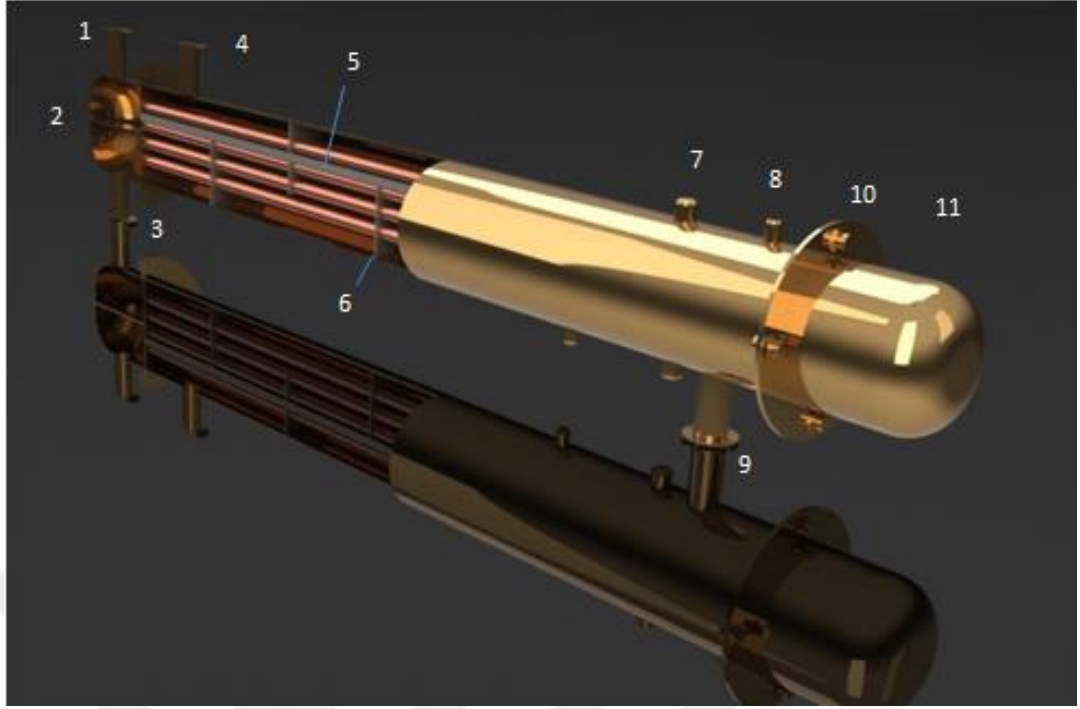
Şekil EK 1.27. U borulu ısı değıştirici



Şekil EK 1.28. BEU tipi, değişebilir U boru demetli (enine perdeli ısı değiştirici) dış görüntüsü

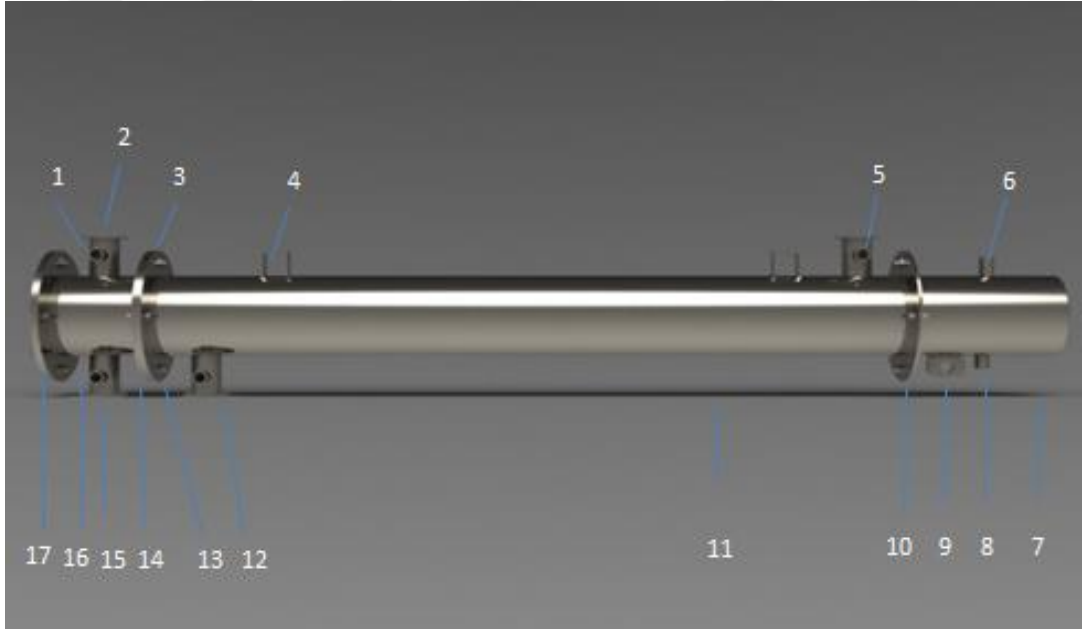


Şekil EK 1.29. BEU tipi, değişebilir U boru demetli (enine perdeli ısı değiştirici) kesiti



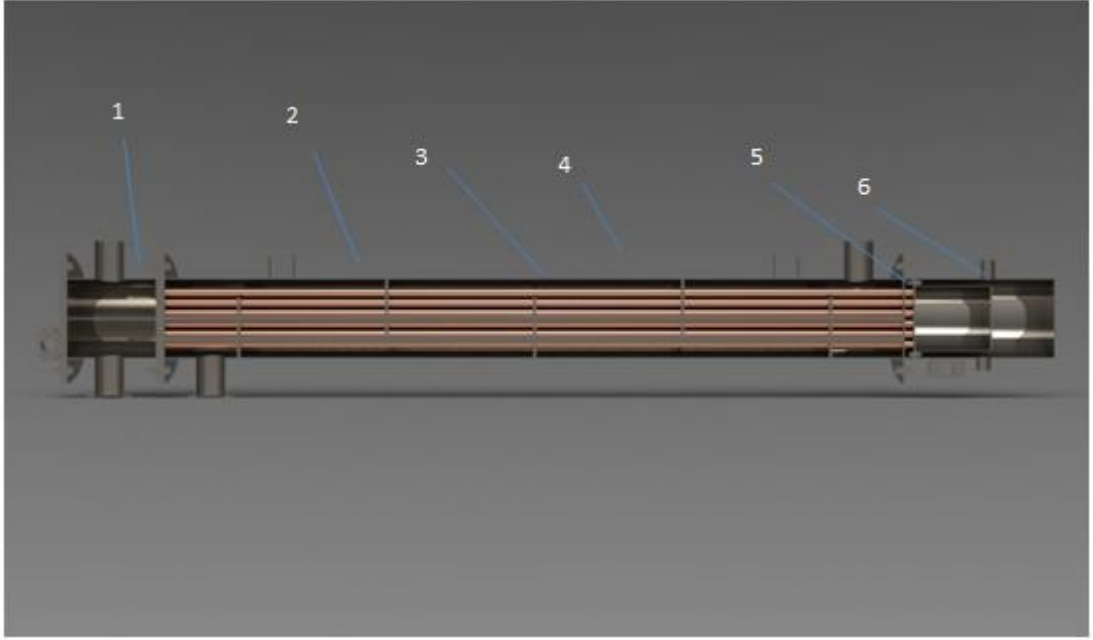
Şekil EK 1.30. BEM tipi, sabit I boru demetli çift boru geçişli ısı değiştirici

- 1) Ön kafa bağlantı ağzı, 2) Bölücü perde, 3) Ön kafa flanşı, 4) Gövde bağlantı ağzı, 5) Bağlantı çubuğu, 6) Enine perde, 7) Genleşme parçası, 8) Boşaltma bağlantısı, 9) Gövde bağlantı ağzı, 10) Sabit ayna, 11) Gövde kapağı



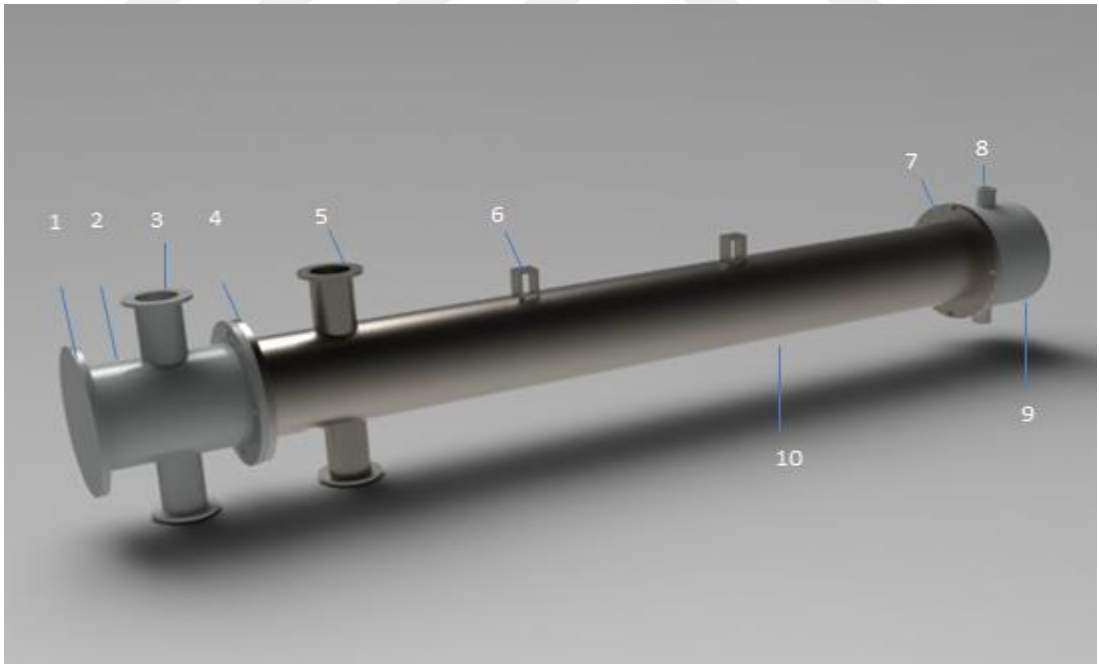
Şekil EK 1.31. AET tipi, içten yüzer kafalı, çıkarılabilen boru demetli ısı değiştirici

- 1) Ölçü aleti bağlantısı, 2) Ön kafa bağlantı ağzı, 3) Gövde flanşı, (ön kafa tarafı), 4) Ayak, 5) Gövde bağlantı ağzı, 6) Boşaltma bağlantısı, 7) Gövde kapağı, 8) Havalık bağlantısı, 9) Ayak, 10) Gövde flanşı (arka kafa tarafı), 11) Gövde, 12) Gövde bağlantı ağzı, 13) Boru aynası, 14) Ön kafa flanşı, 15) Ön kafa bağlantı ağzı, 16) Ön kafa, 17) Ön kafa kapağı



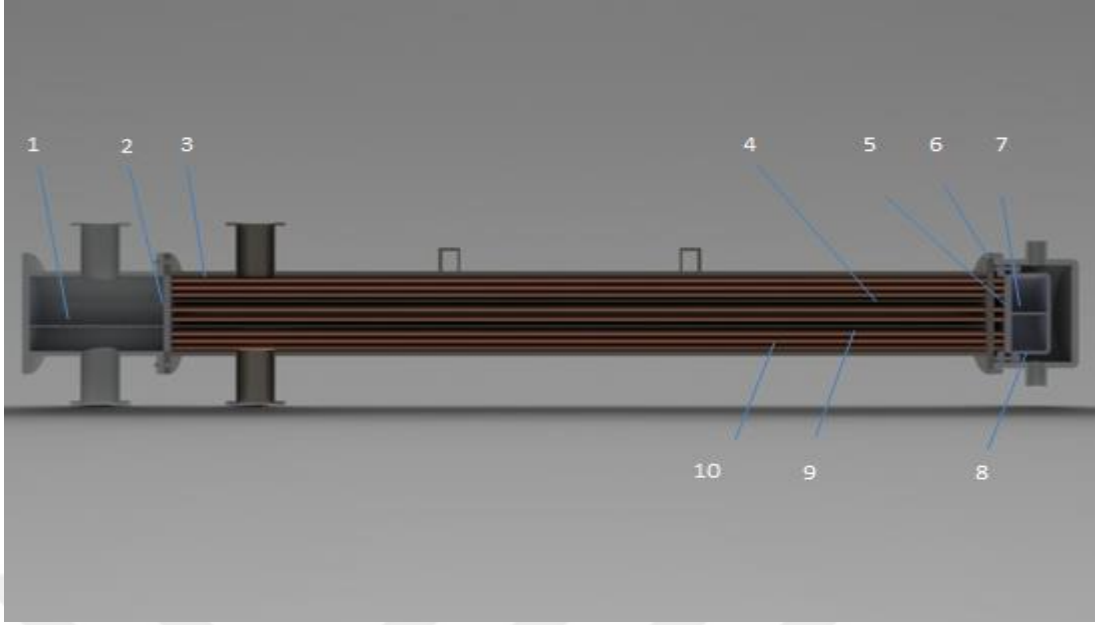
Şekil EK 1.32. AET tipi, içten yüzer kafalı, çıkarılabilen boru demetli ısı değiştirici kesiti

1) Bölücü perde, 2) Bağlantı çubuğu, 3) Enine perde, 4) Boru I-Tipi, 5) Yüzer kafa aynası, 6) Yüzer kafa kapağı



Şekil EK 1.33. AFS tipi, içten yüzer kafalı, çıkarılamayan boru demetli ısı değiştirici dış görünümü

1) Ön kafa kapağı, 2) Ön kafa, 3) Ön kafa bağlantı ağzı, 4) Gövde flanşı (ön kafa tarafı), 5) Gövde bağlantı ağzı, 6) Ayak, 7) Gövde flanşı (Arka kafa tarafı), 8) Boşaltma bağlantısı, 9) Gövde kapağı, 10) Gövde



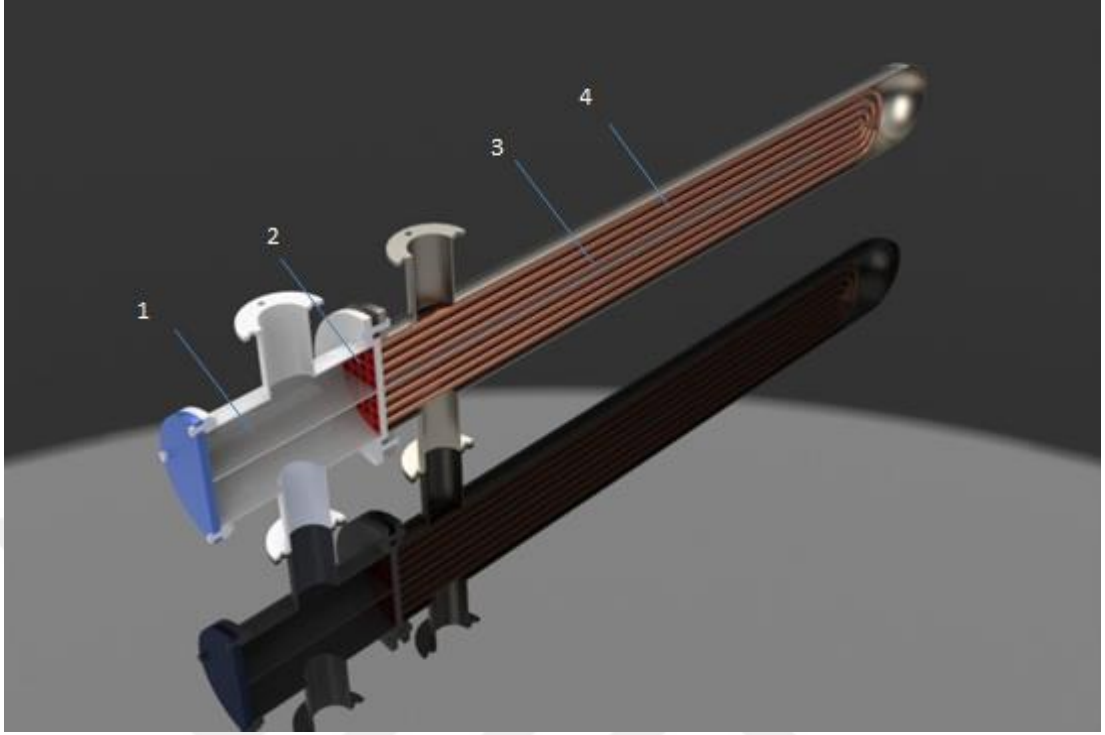
Şekil EK 1.34. AFS tipi, içten yüzer kafa, çıkarılamayan boru demetli ısı değiştirici kesiti

- 1) Bölücü perde, 2) Boru aynası, 3) Boru I tipi, 4) Boyuna perde, 5) Yüzer kafa aynası, 6) Yüzer kafa flanşı, 7) Bölücü perde, 8) Yüzer kafa kapağı, 9) Boyuna perde, 10) Boru I tipi



Şekil EK 1.35. AFU tipi, değişebilir boru demetli (boyuna perdeli) ısı değiştirici dış görünümü

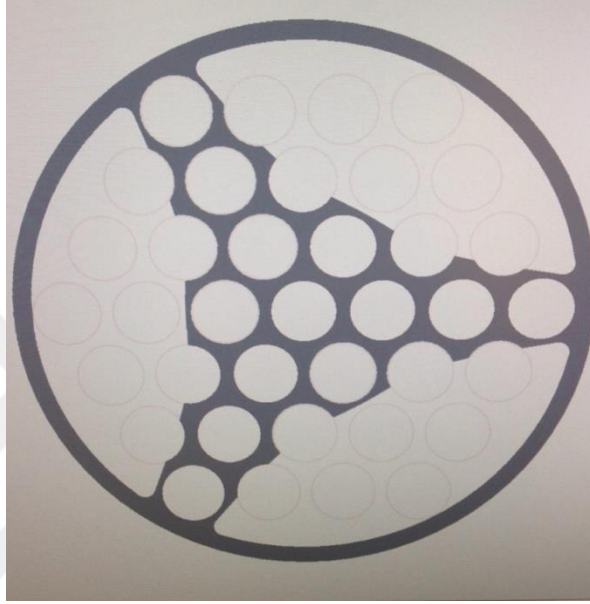
- 1) Ön kafa kapağı, 2) Ön kafa, 3) Ön kafa bağlantı ağzı, 4) Gövde flanşı (ön kafa tarafı), 5) Gövde bağlantı ağzı, 6) Gövde flanşı



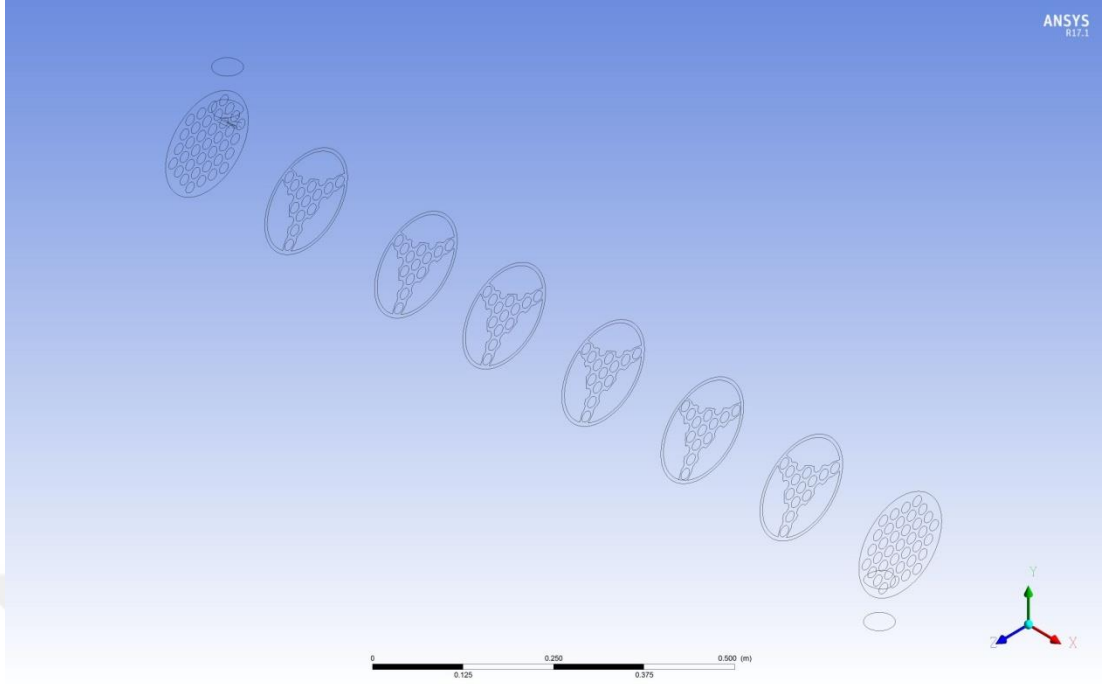
Şekil EK 1.36. AFU tipi, değişebilir boru demetli (boyuna perdeli) ısı değiştirici kesiti

1) Bölücü perde, 2) Boru aynası, 3) Boyuna perde, 4) Boru (U-tipi)

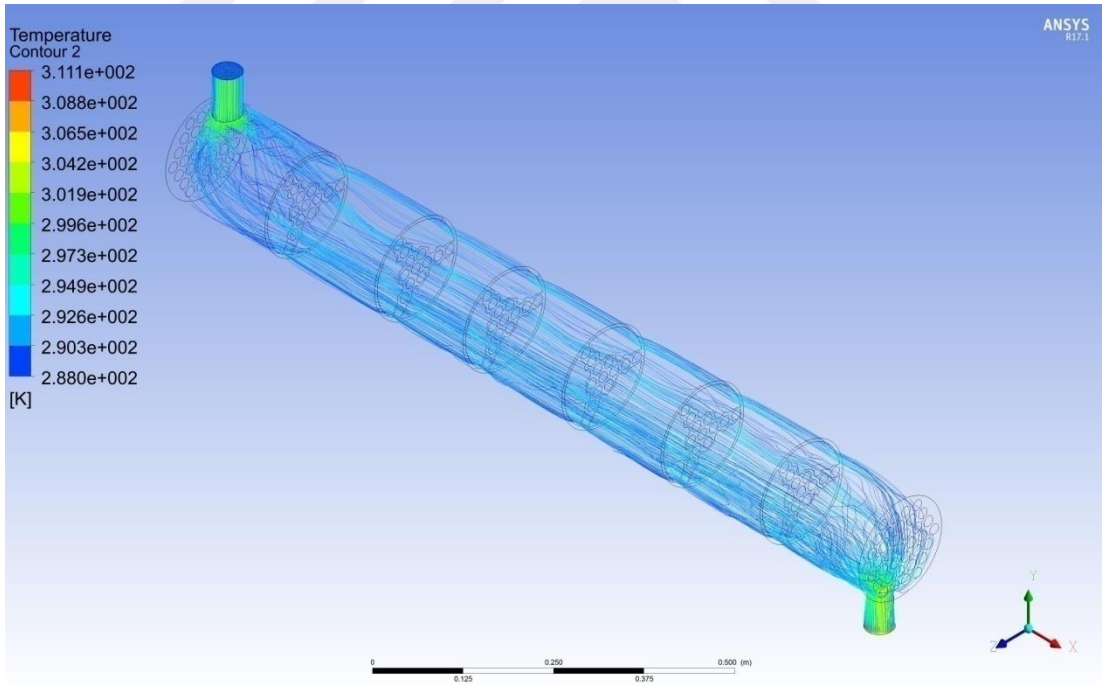
EK 2: Farklı Perdelerin ANSYS Analiz Raporları



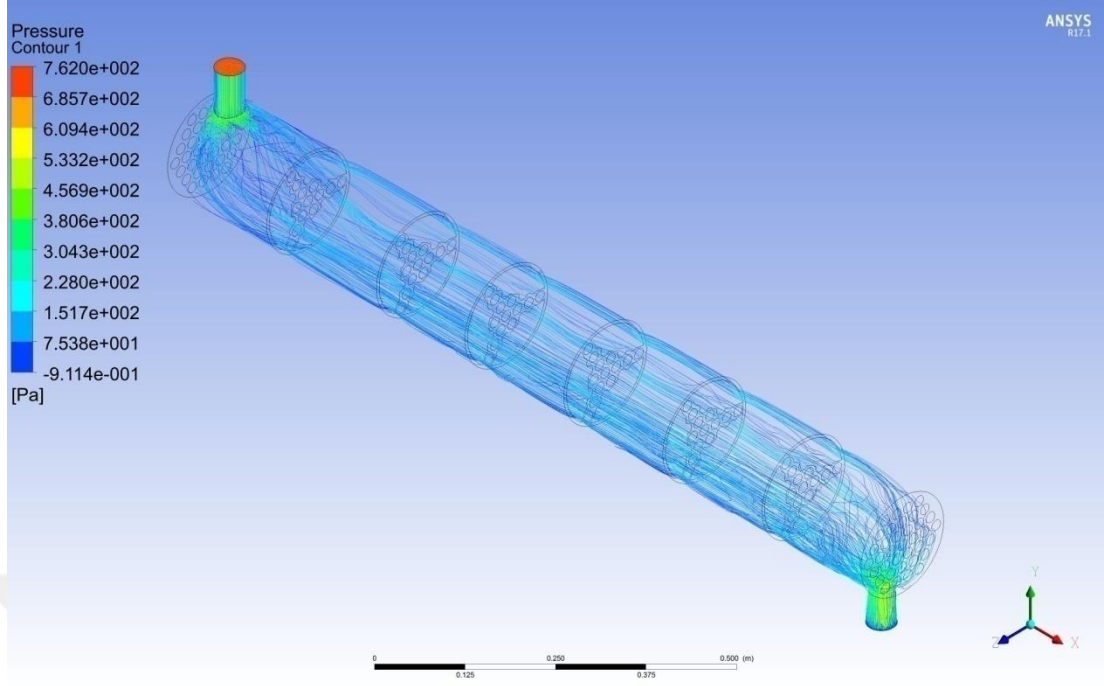
Şekil EK 2.1. Üç bölmeli perde



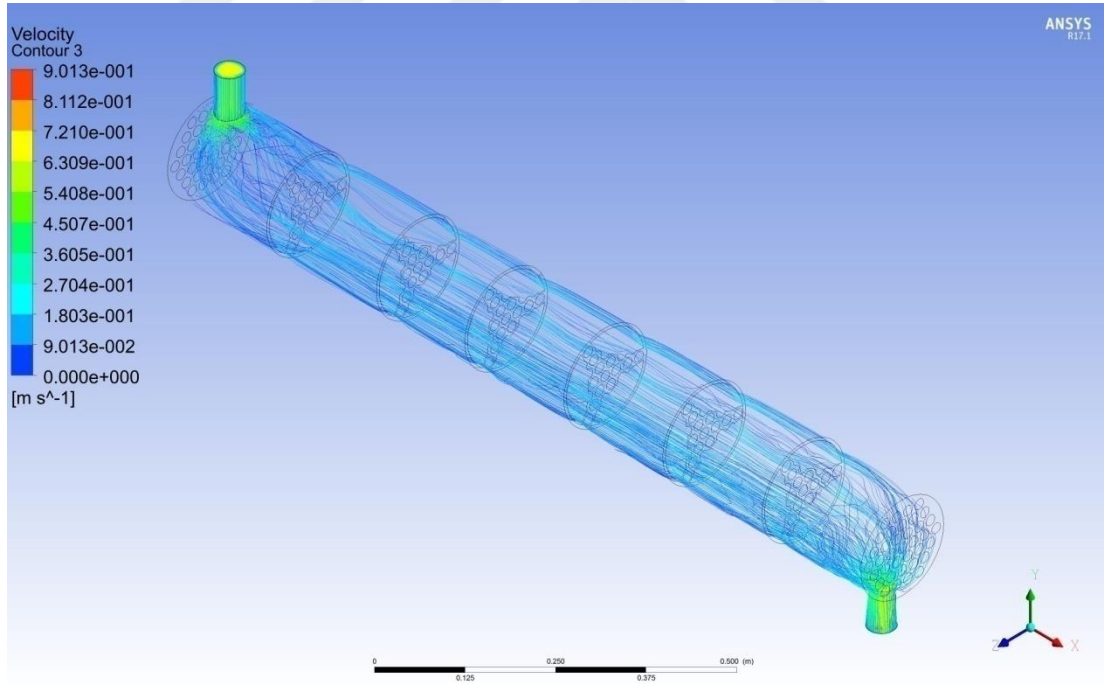
Şekil EK 2.2. Üç bölmeli perdelerin dizilimi



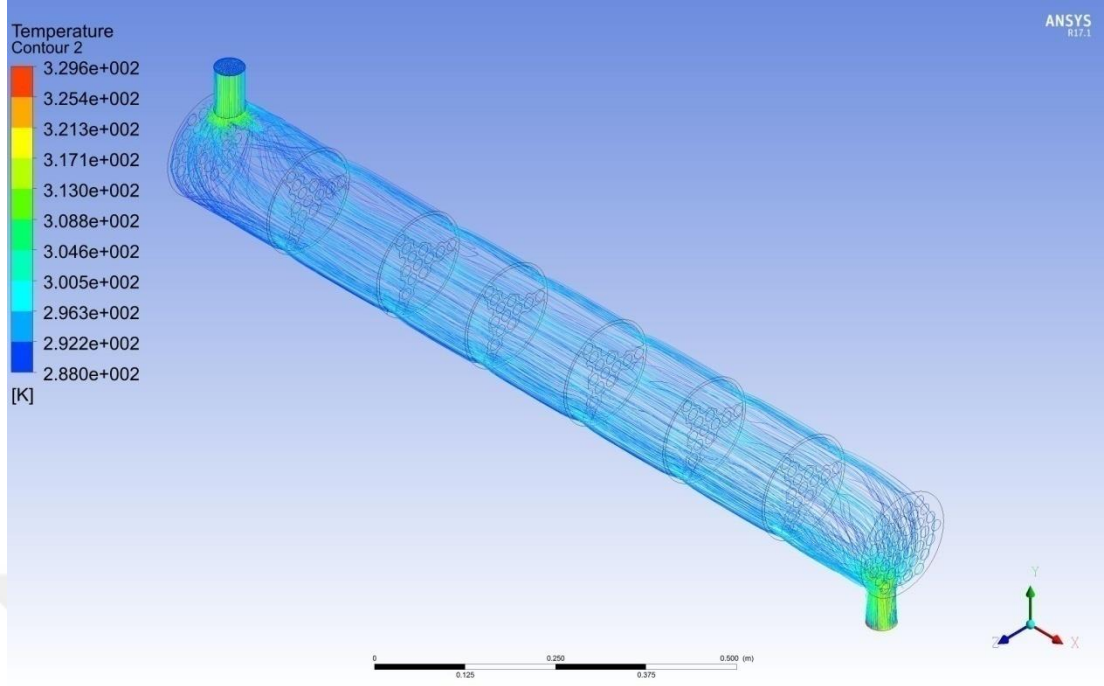
Şekil EK 2.3. Üç bölmelinin 2,88 kg/s debideki akışkanın sıcaklık değerleri ve dağılımı



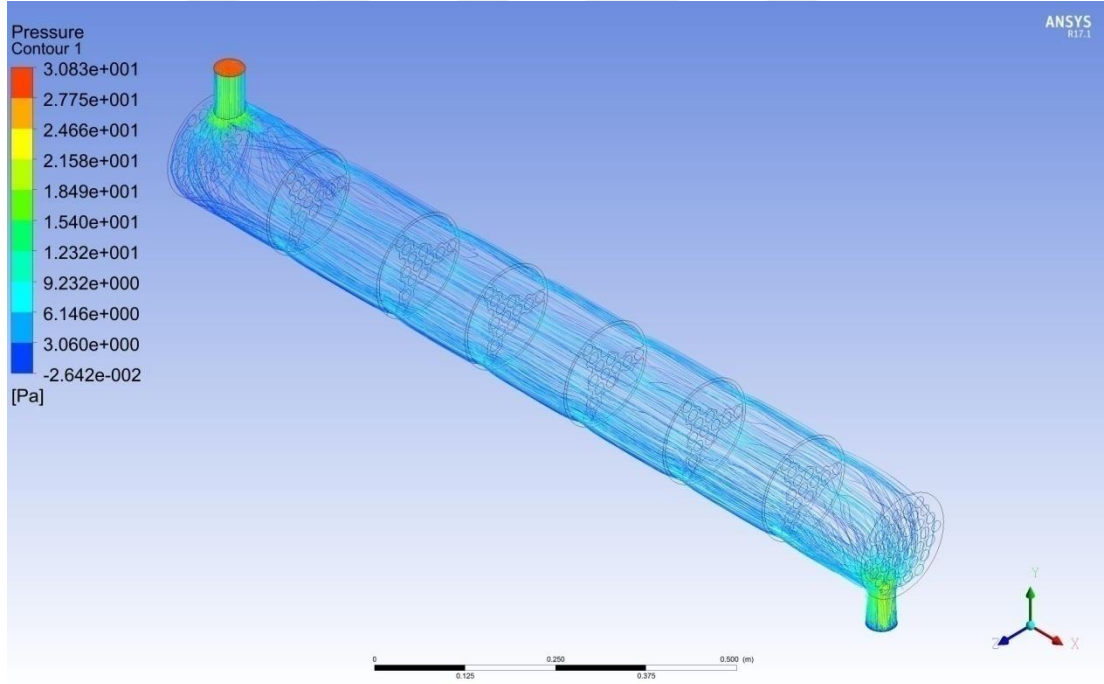
Şekil EK 2.4. Üç bölmenin 2,88 kg/s debideki akışkanın basınç değerleri ve dağılımı



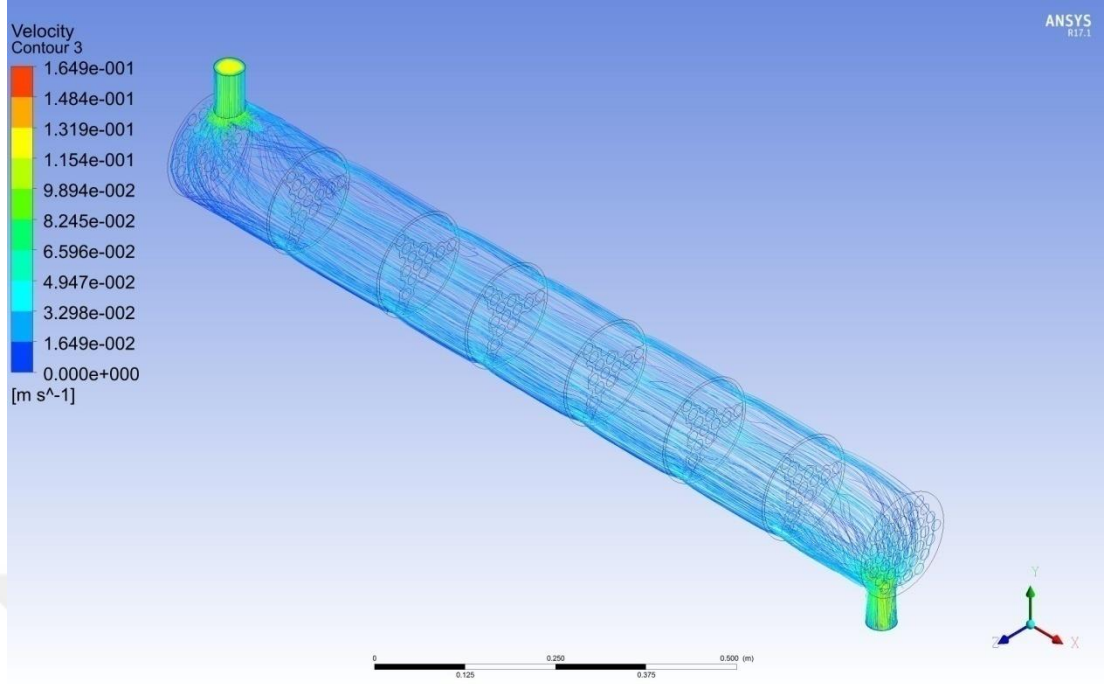
Şekil EK 2.5. Üç bölmenin 2.88 kg/s debideki akışkanın hız değerleri ve akış çizgileri



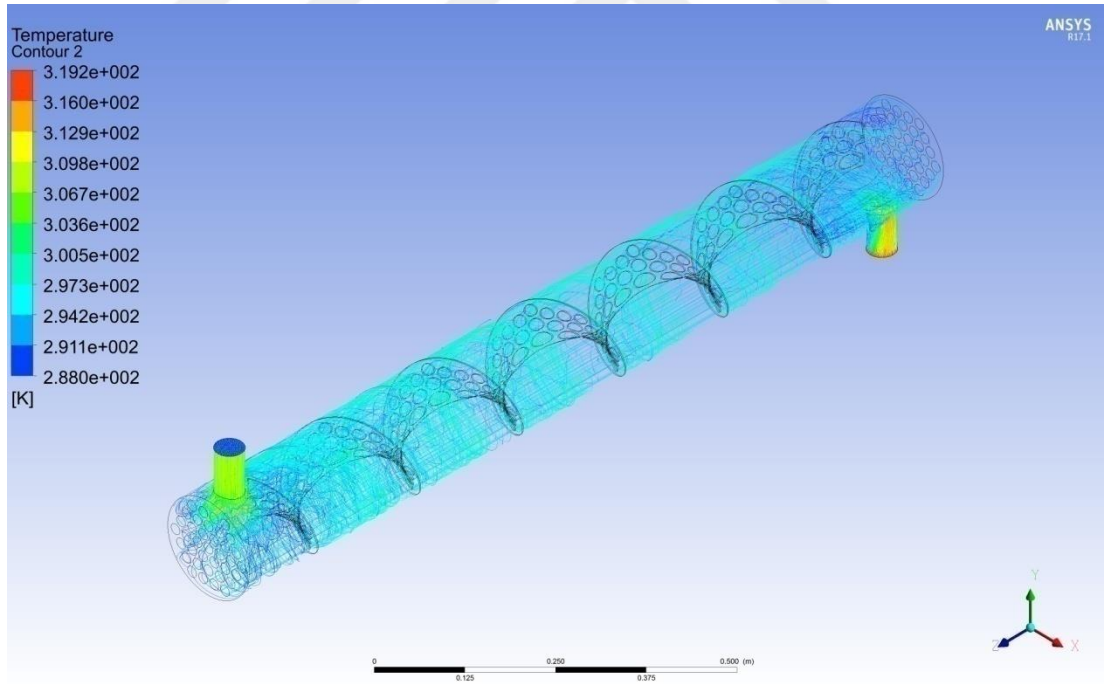
Şekil EK 2.6. Üç bölmenin 0,5 kg/s debideki akışkanın sıcaklık değerleri ve dağılımı



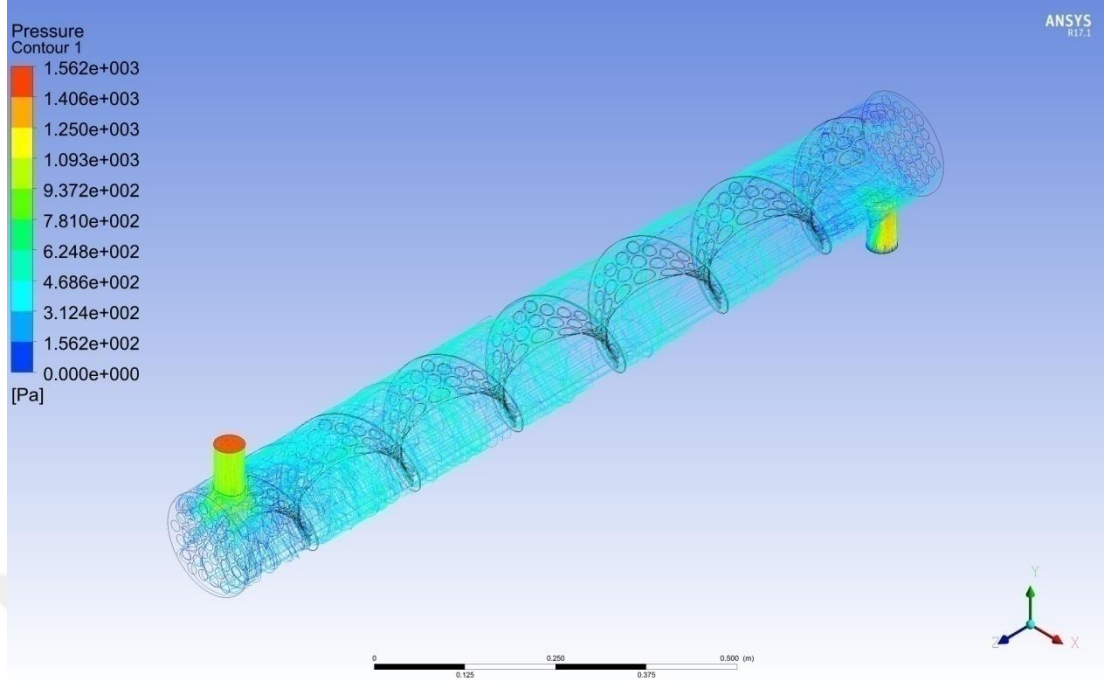
Şekil EK 2.7. Üç bölmenin 0,5 kg/s debideki akışkanın basınç değerleri ve dağılımı



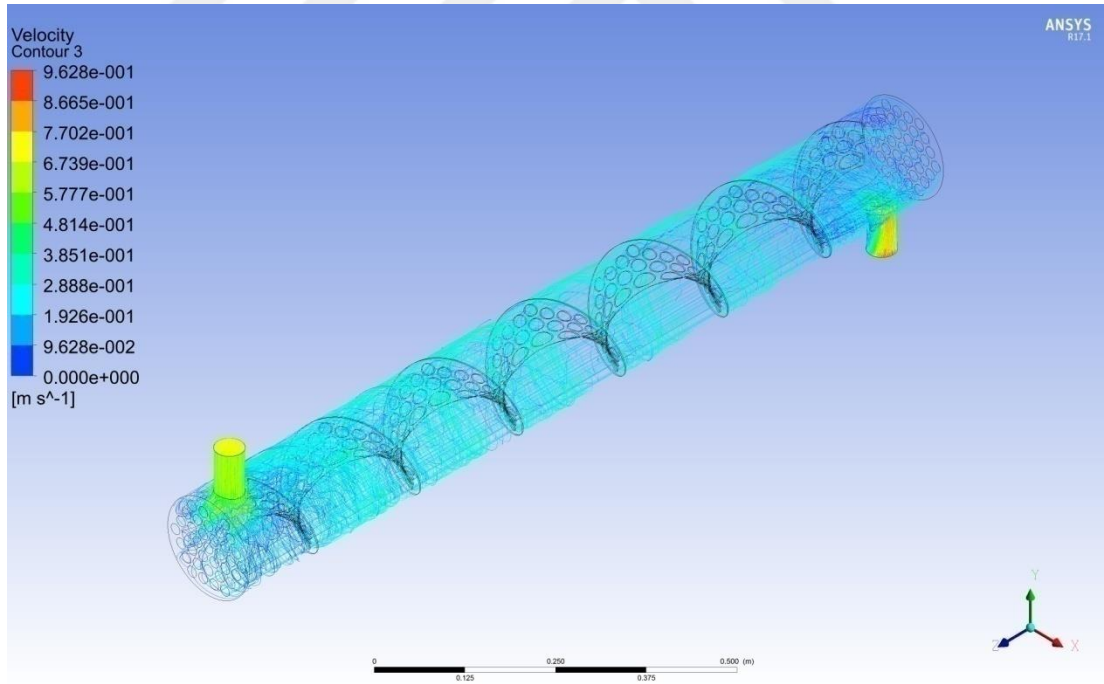
Şekil EK 2.8. Üç bölmelinin 0,5 kg/s debideki akışkanın hız değerleri ve dağılımı



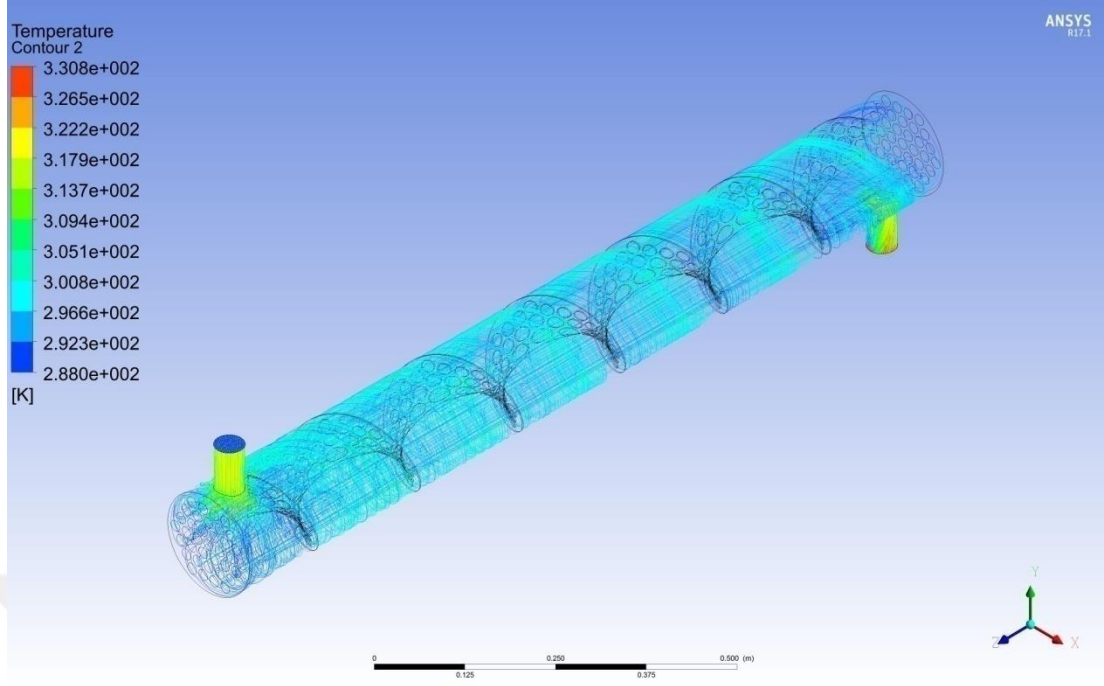
Şekil EK 2.9. Helisel perdede 2,88 kg/s debideki akışkanın sıcaklık değerleri ve dağılımı



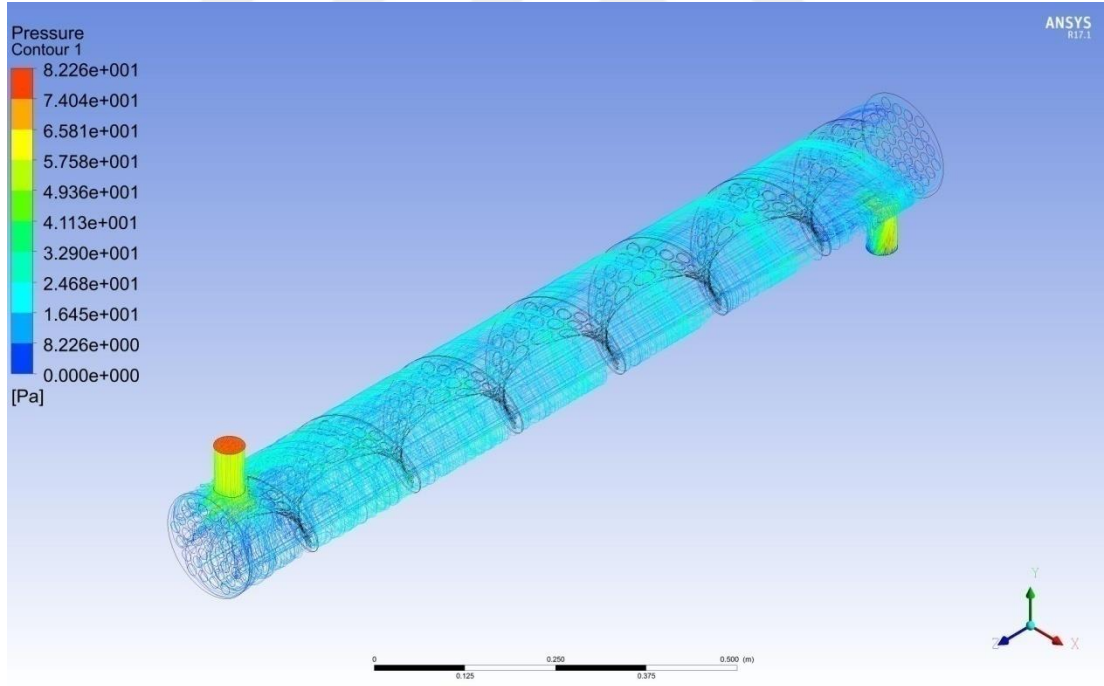
Şekil EK 2.10. Helisel perdede 2,88 kg/s debideki akışkanın basınç değerleri ve dağılımı



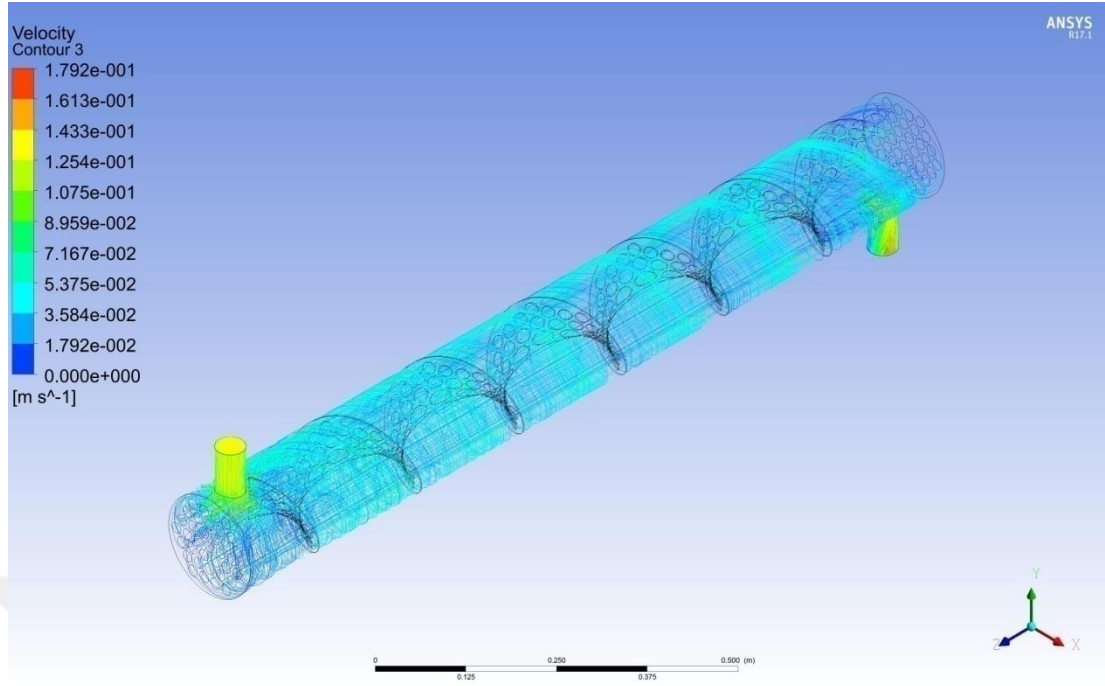
Şekil EK 2.11. Helisel perdede 2,88 kg/s debideki akışkanın hız değerleri ve dağılımı



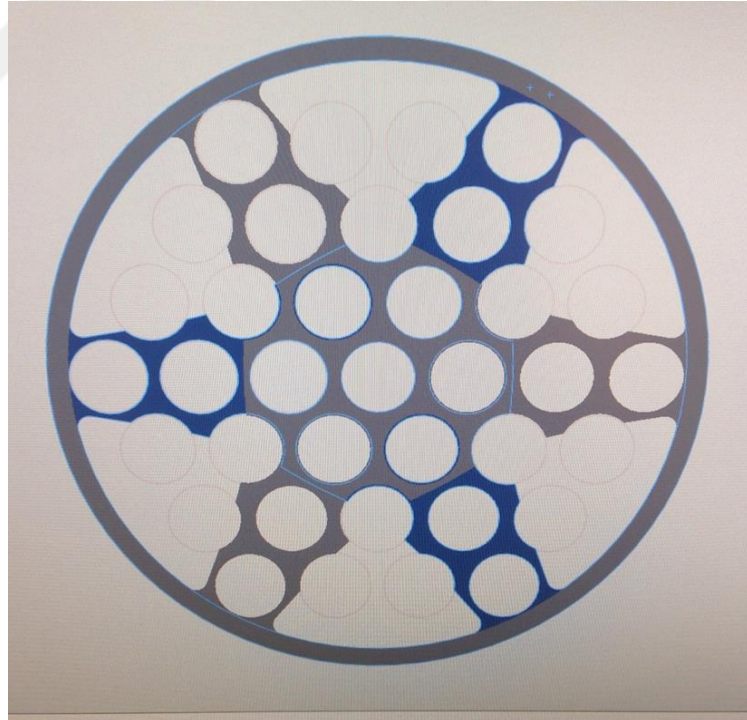
Şekil EK 2.12. Helisel perdede 0,5 kg/s debideki akışkanın sıcaklık değerleri ve dağılımı



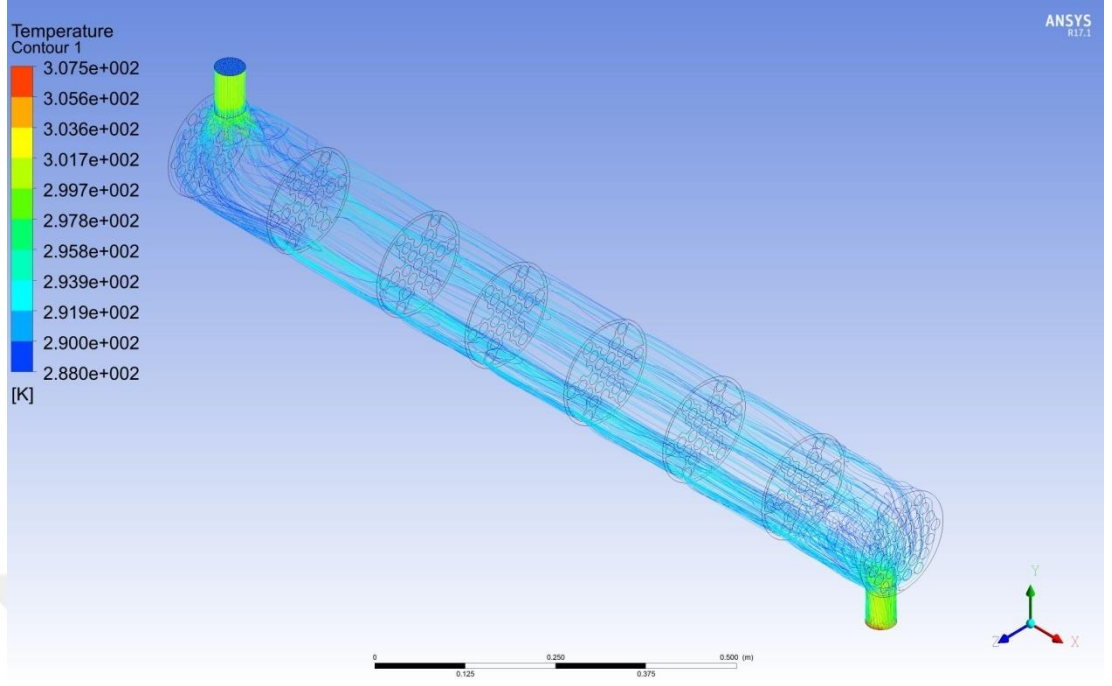
Şekil EK 2.13. Helisel perdede 0,5 kg/s debideki akışkanın basınç değerleri ve dağılımı



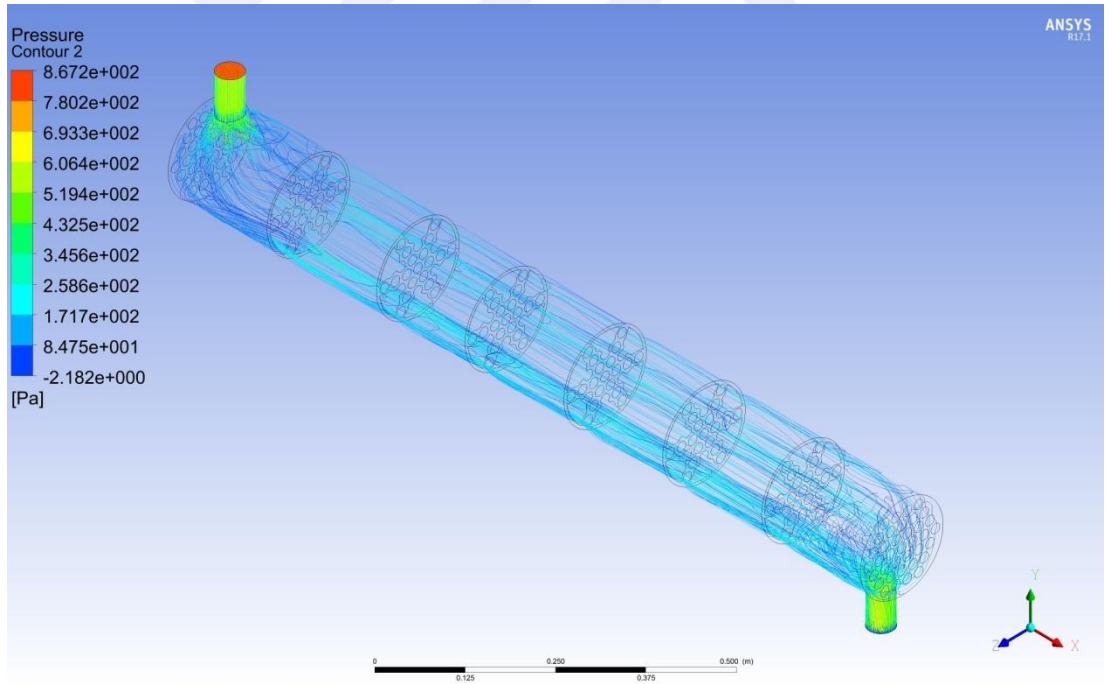
Şekil EK 2.14. Helisel perdede 0,5 kg/s debideki akışkanın hız değerleri ve dağılımı



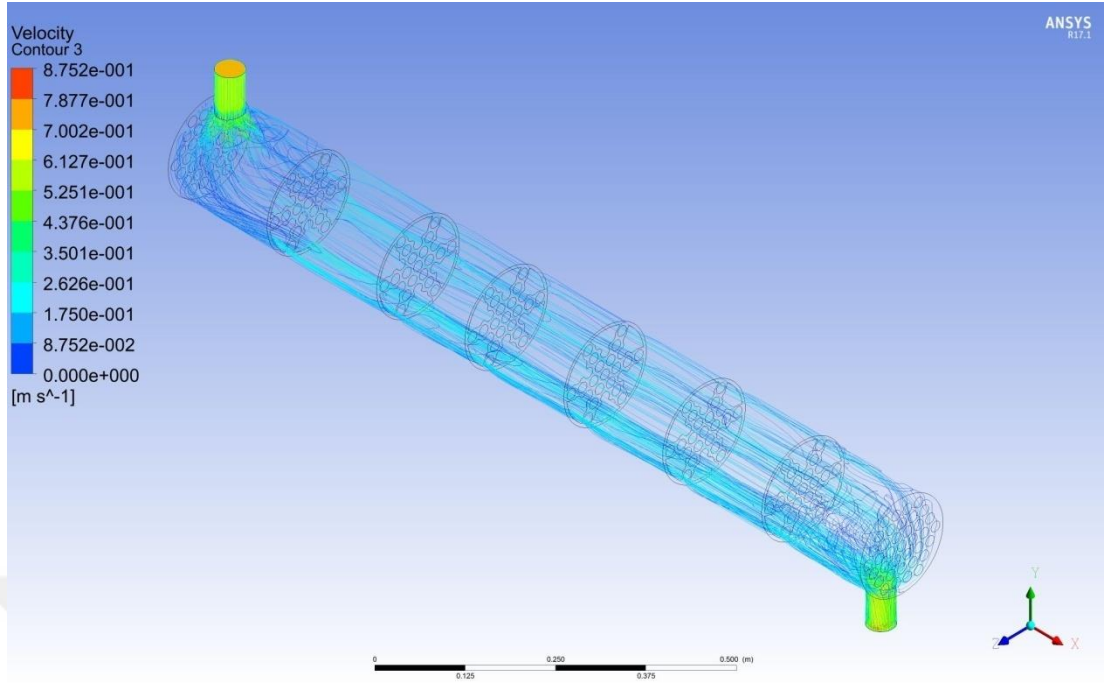
Şekil EK 2.15. Altı bölmeli perde



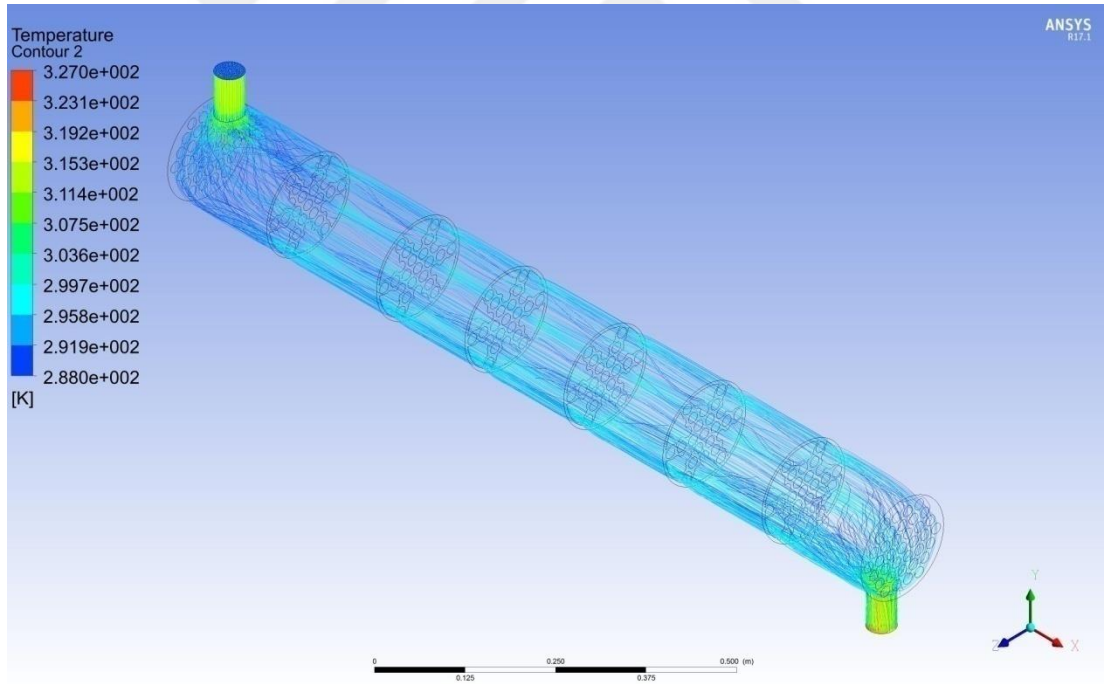
Şekil EK 2.16. Altı bölmenin 2,88 kg/s debideki akışkanın sıcaklık değerleri ve dağılımı



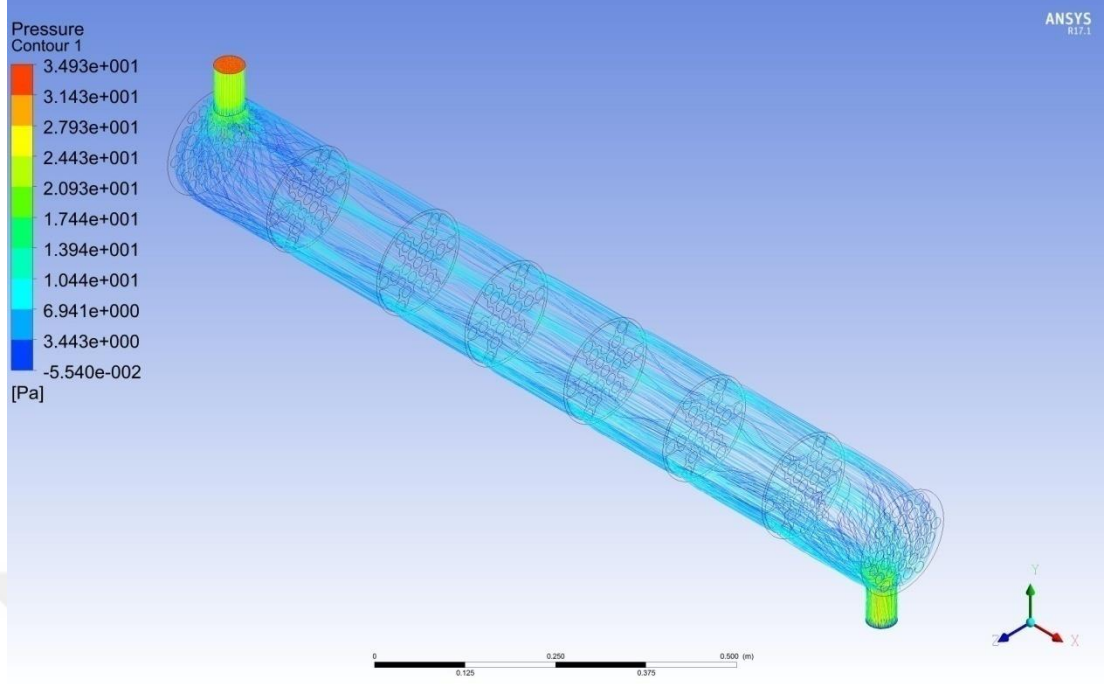
Şekil EK 2.17. Altı bölmenin 2,88 kg/s debideki akışkanın basınç değerleri ve dağılımı



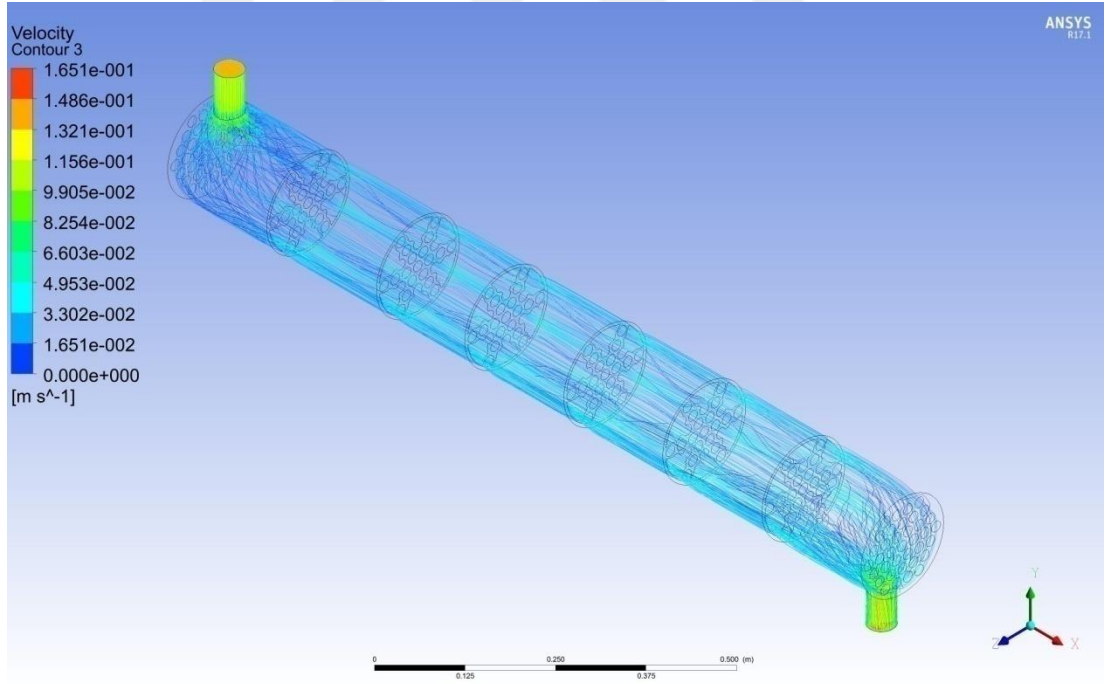
Şekil EK 2.18. Altı bölmelinin 2,88 kg/s debideki akışkanın hız değerleri ve dağılımı



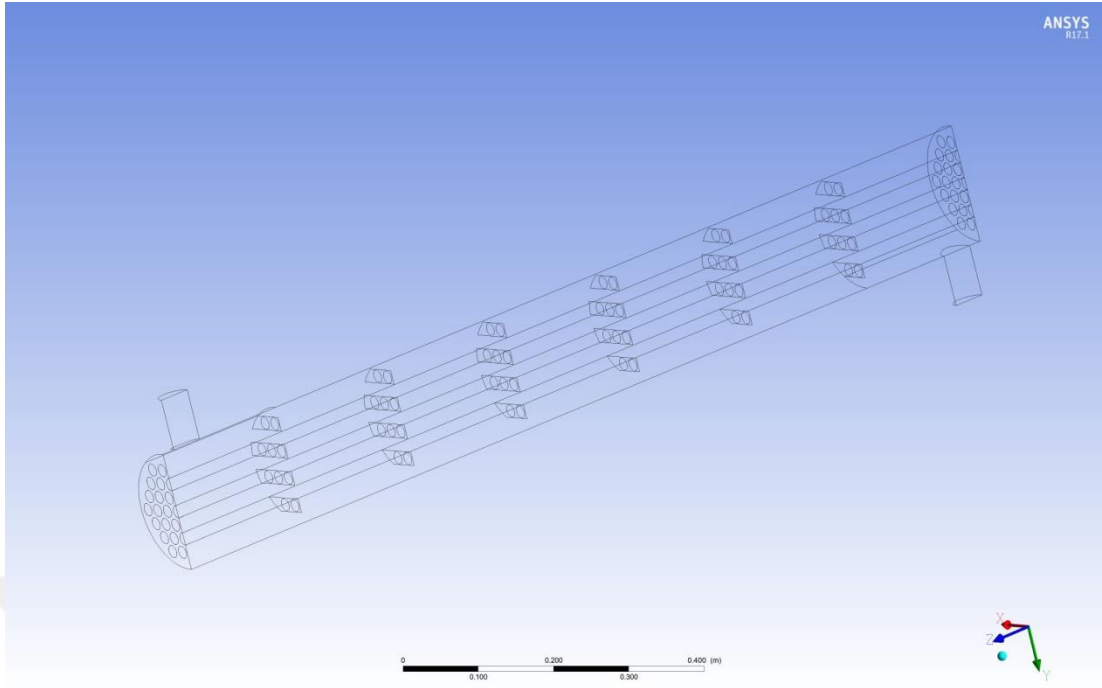
Şekil EK 2.19. Altı bölmelinin 0,5 kg/s debideki akışkanın sıcaklık değerleri ve dağılımı



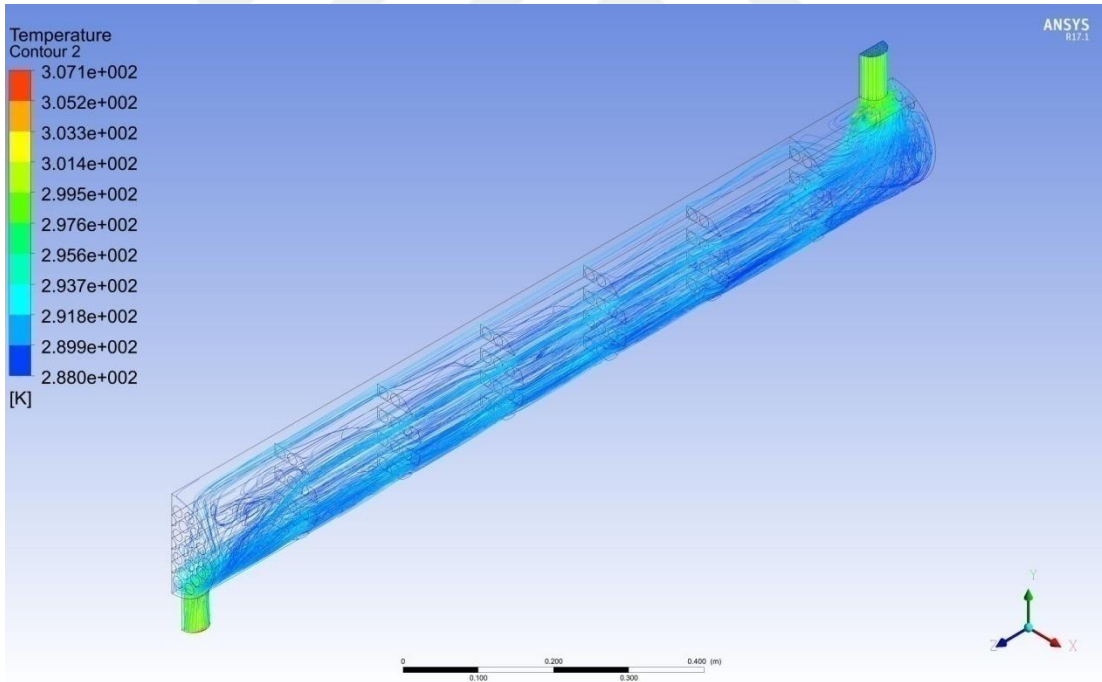
Şekil EK 2.20. Altı bölmelinin 0,5 kg/s debideki akışkanın basınç değerleri ve dağılımı



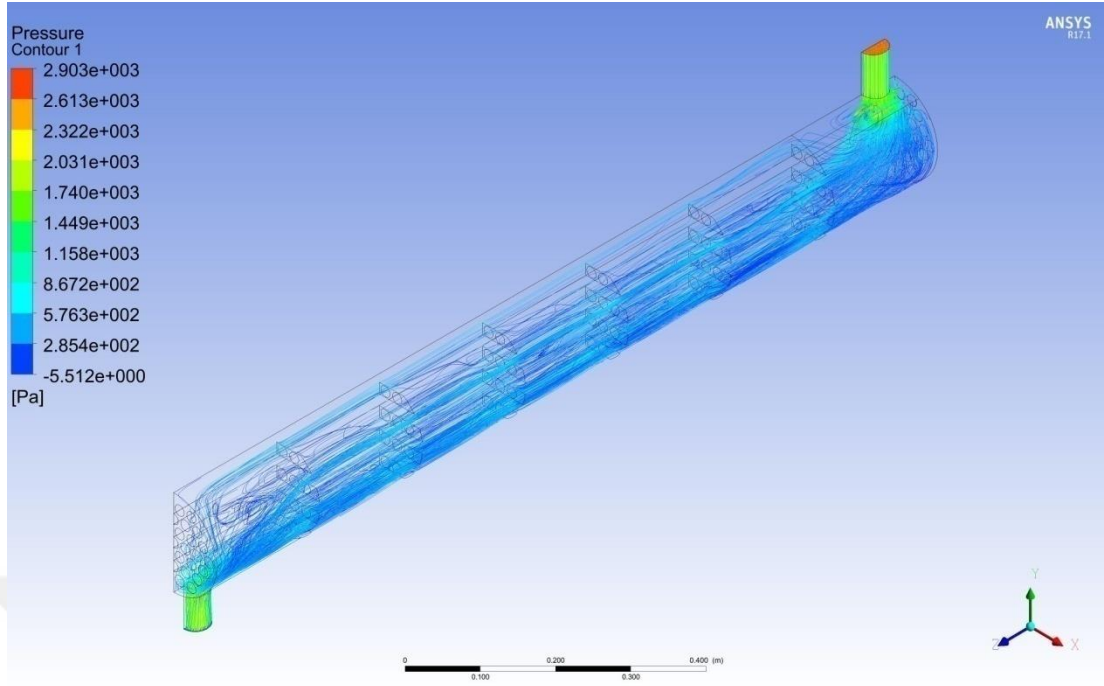
Şekil EK 2.21. Altı bölmelinin 0,5 kg/s debideki akışkanın hız değerleri ve dağılımı



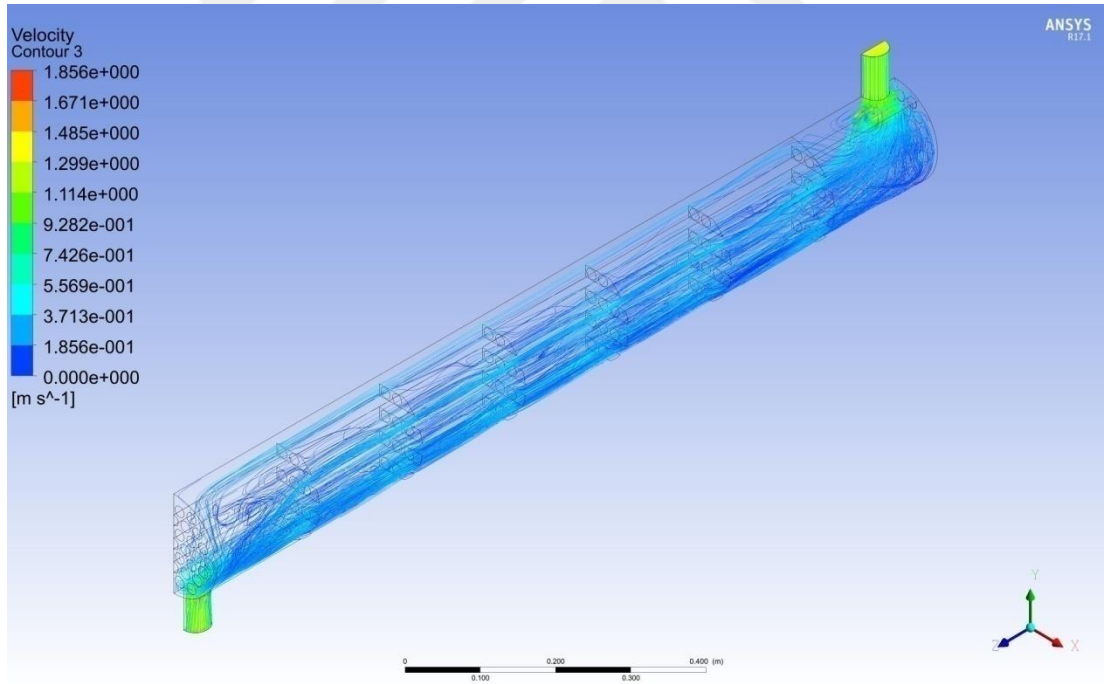
Şekil EK 2.22. Perdeli desenli



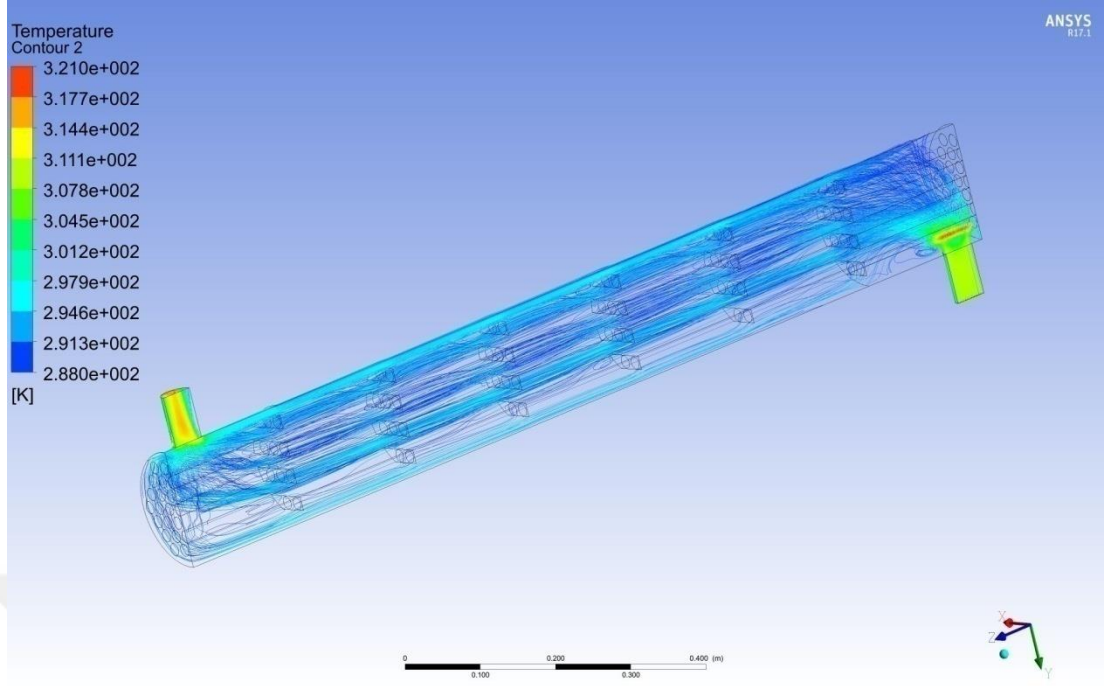
Şekil EK 2.23. Perde desenlide 2,88 kg/s debideki akışkanın sıcaklık değerleri ve dağılımı



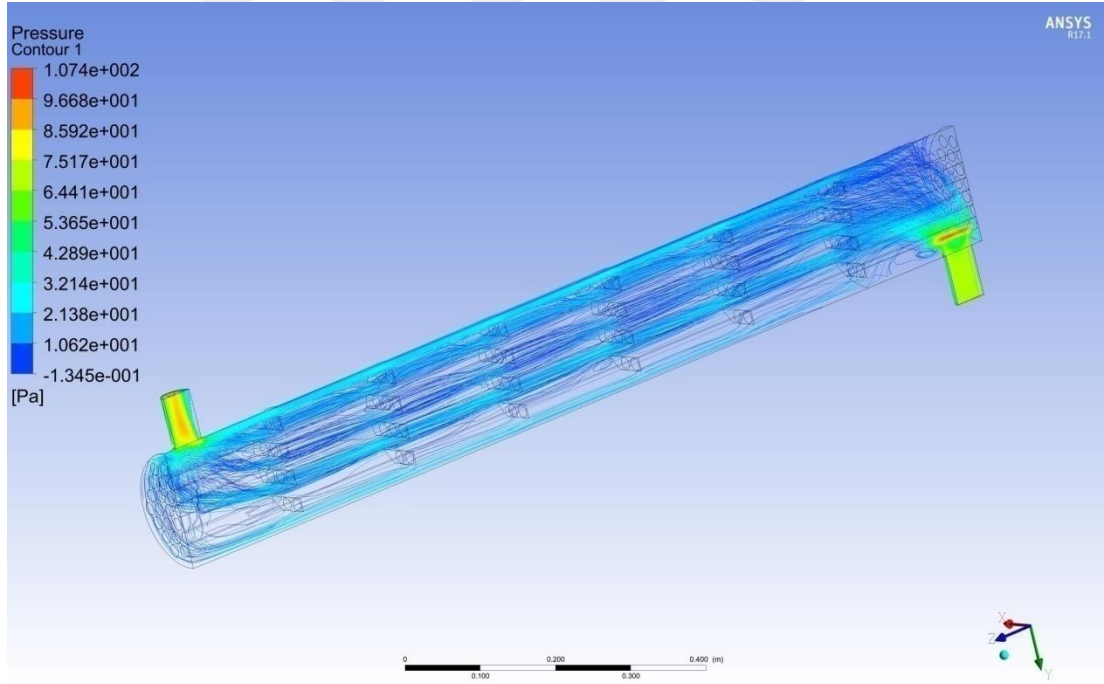
Şekil EK 2.24. Perde desenlide 2,88 kg/s debideki akışkanın basınç değerleri ve dağılımı



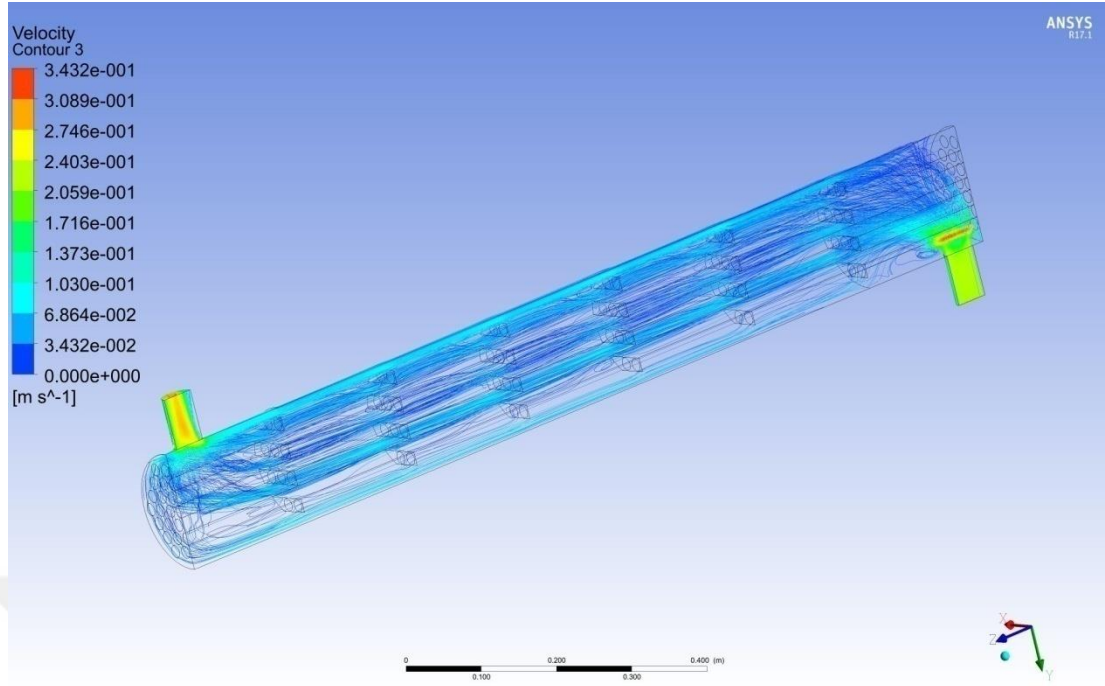
Şekil EK 2.25. Perde desenlide 2,88 kg/s debideki akışkanın hız değerleri ve dağılımı



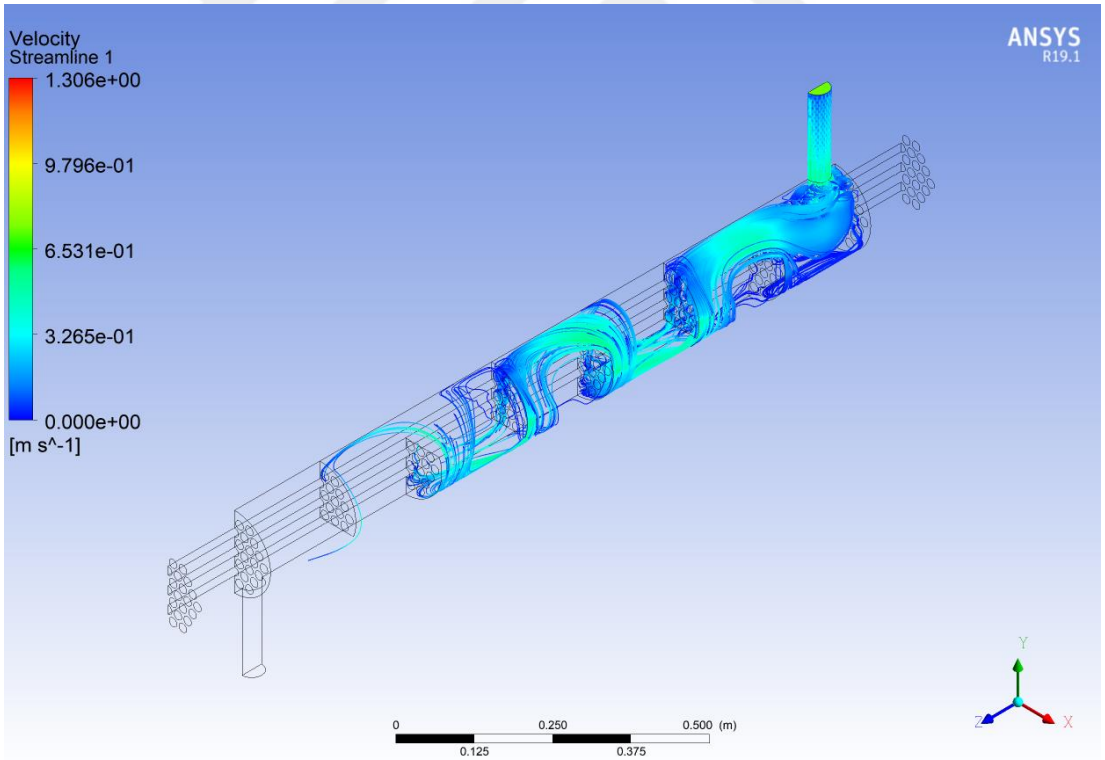
Şekil EK 2.26. Perde desenlide 0,5 kg/s debideki akışkanın sıcaklık değerleri ve dağılımı



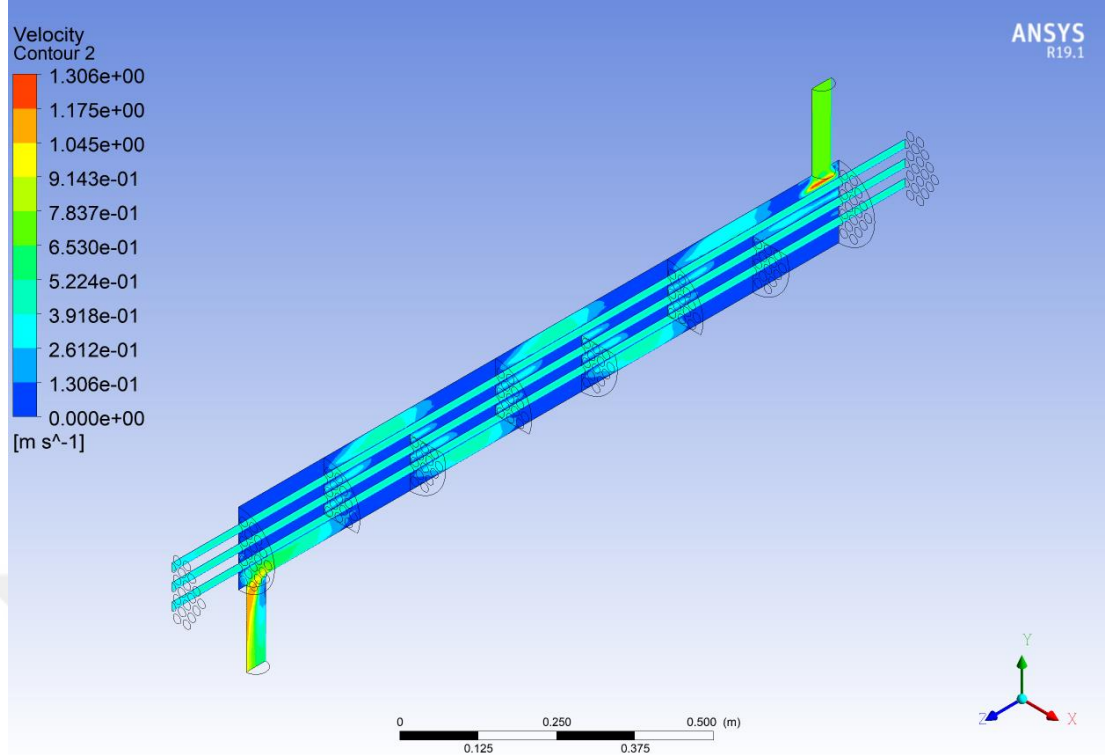
Şekil EK 2.27. Perde desenlide 0,5 kg/s debideki akışkanın basınç değerleri ve dağılımı



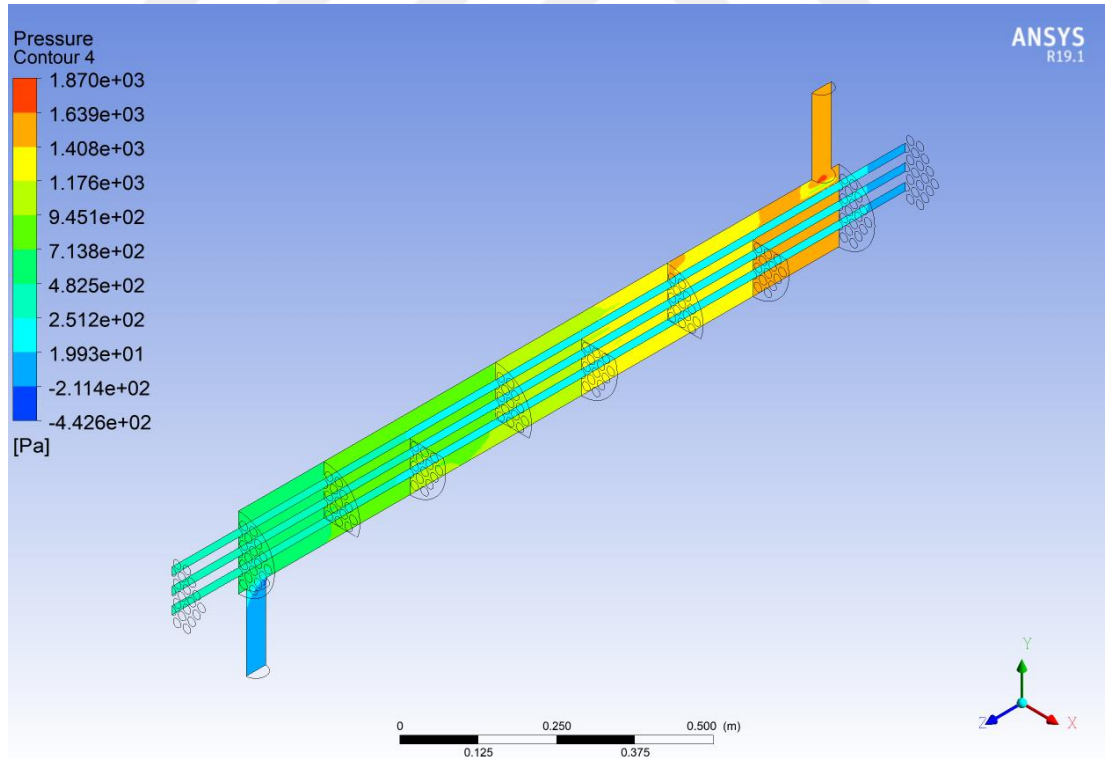
Şekil EK 2.28. Perde desenlide 0,5 kg/s debideki akışkanın hız değerleri ve dağılımı



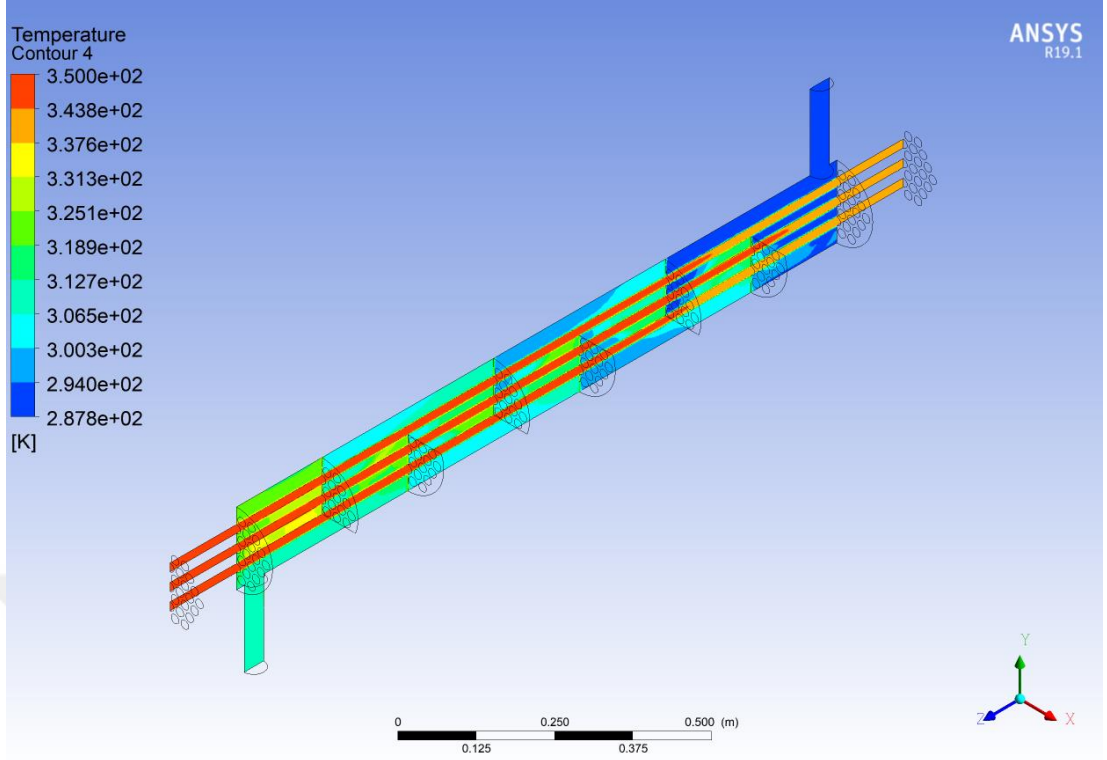
Şekil EK 2.29. Geleneksel perdede 2,88 kg/s debideki akışkanın hız değerleri ve dağılımı



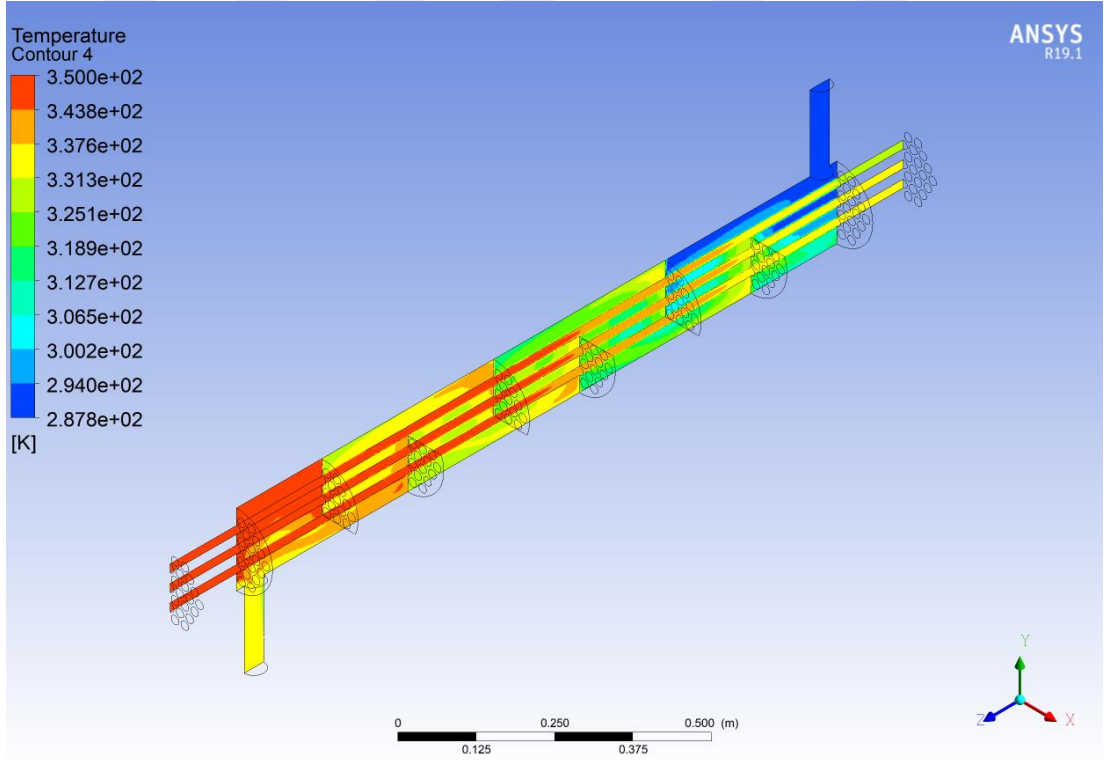
Şekil EK 2.30. Geleneksel perdede 2,88 kg/s debideki akışkanın hız değerleri ve dağılımı



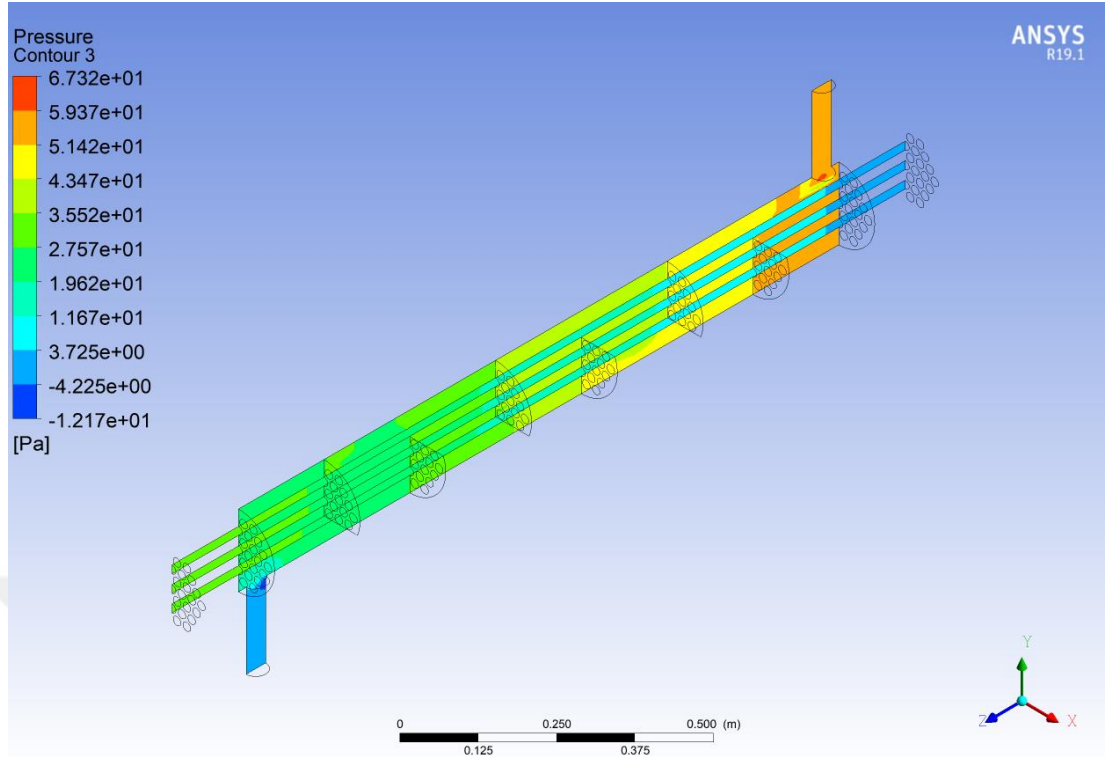
Şekil EK 2.31. Geleneksel perdede 2,88 kg/s debideki akışkanın basınç değerleri ve dağılımı



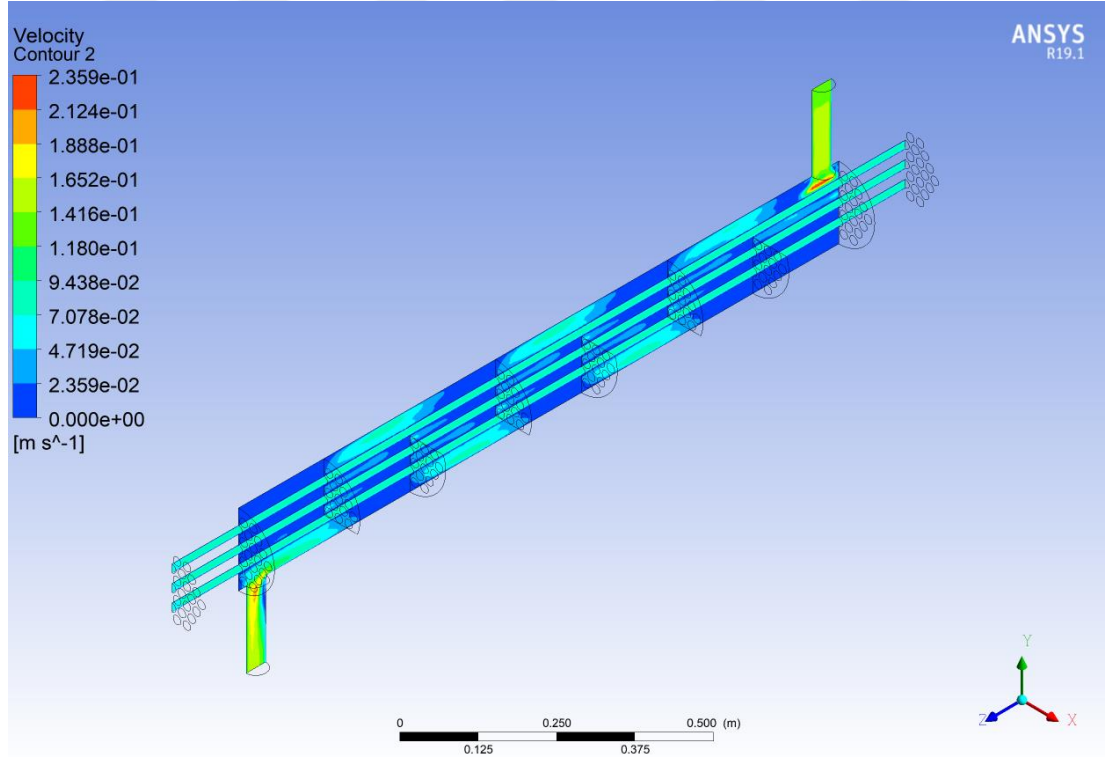
Şekil EK 2.32. Geleneksel perdede 2,88 kg/s debideki akışkanın sıcaklık değerleri ve dağılımı



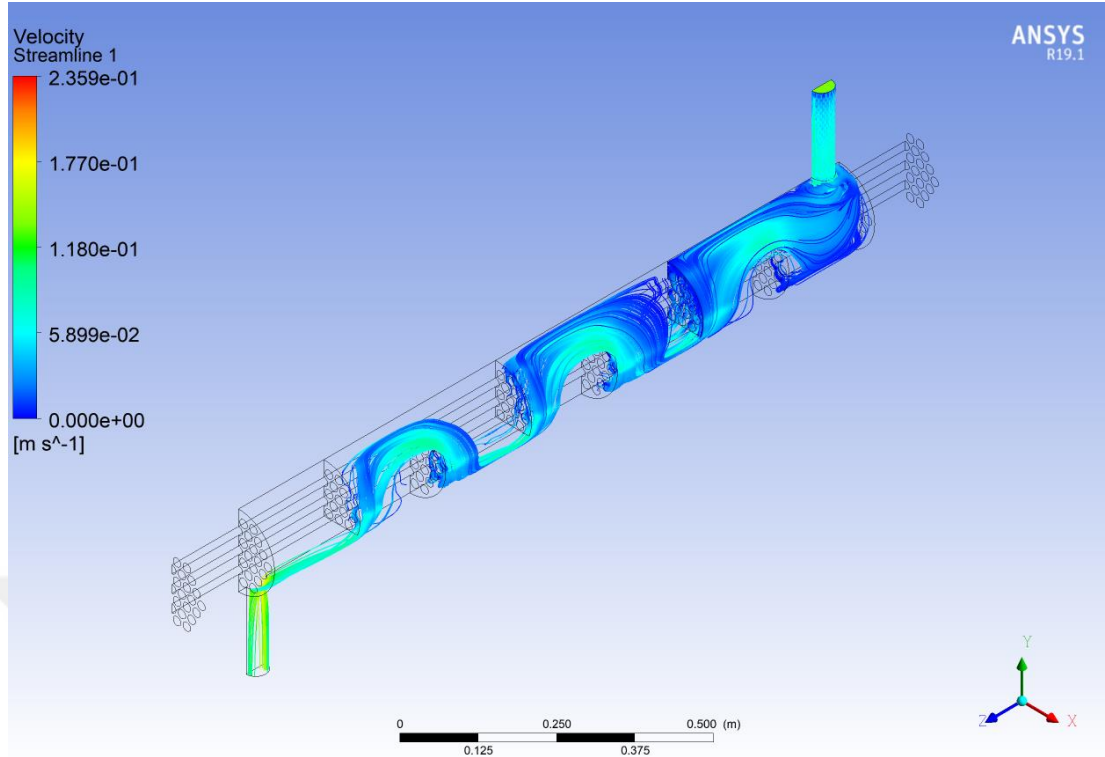
Şekil EK 2.33. Geleneksel perdede 0,5 kg/s debideki akışkanın sıcaklık değerleri ve dağılımı



Şekil EK 2.34. Geleneksel perdede 0,5 kg/s debideki akışkanın basınç değerleri ve dağılımı

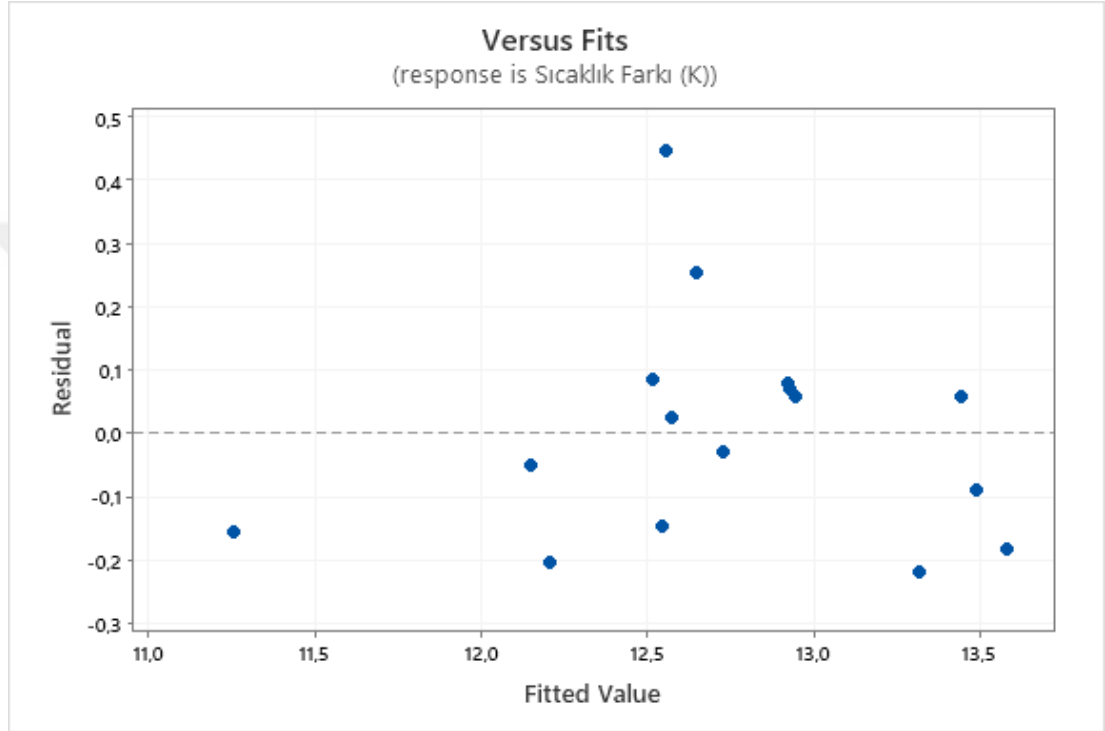


Şekil EK 2.35. Geleneksel perdede 0,5 kg/s debideki akışkanın hız değerleri ve dağılımı

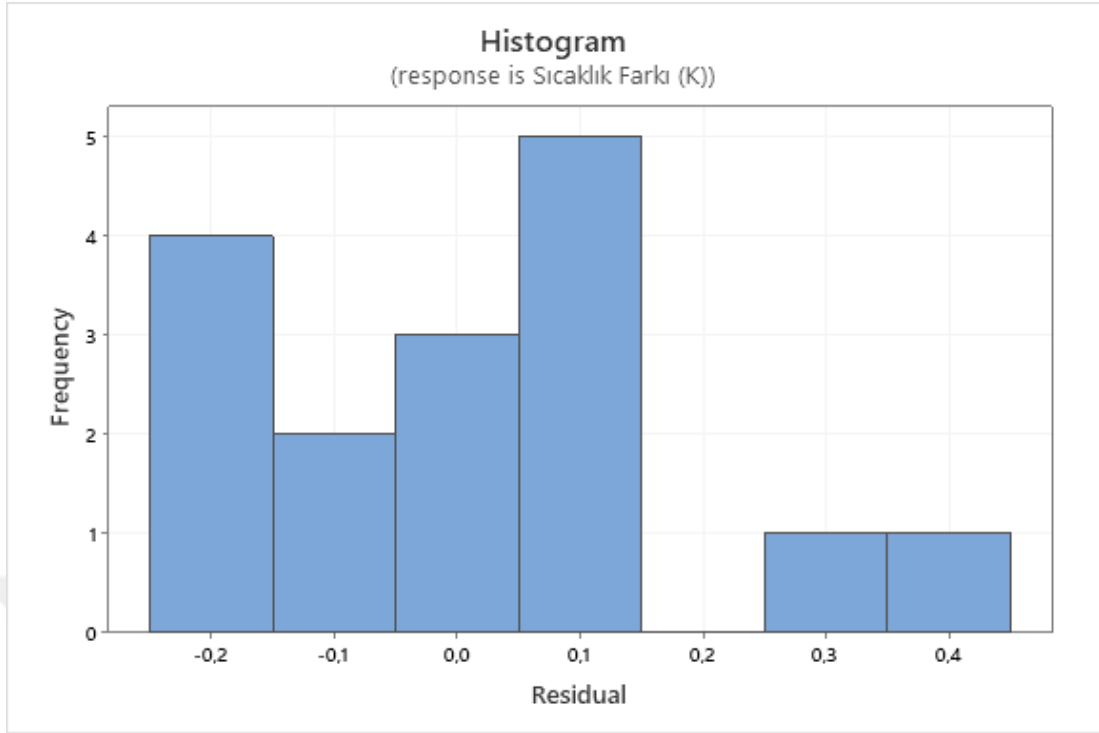


Şekil EK 2.36. Geleneksel perdede 0,5 kg/s debideki akışkanın hız akım çizgileri dağılımı

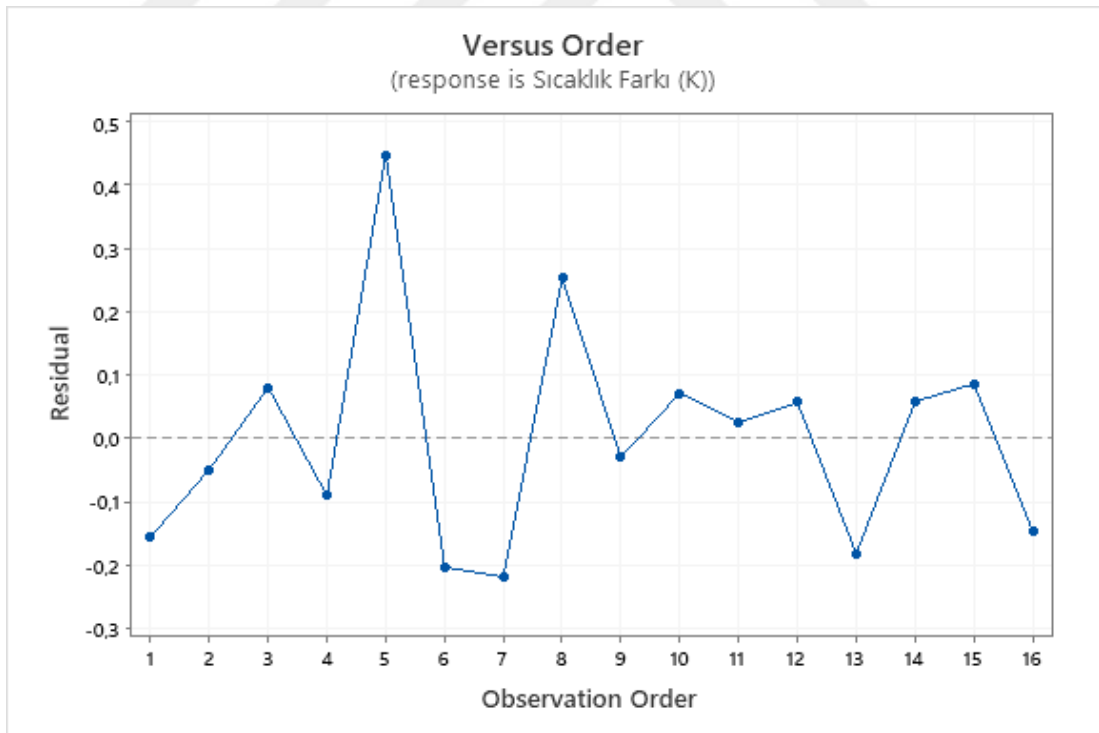
EK 3: Taguchi Analiz Sonuçları



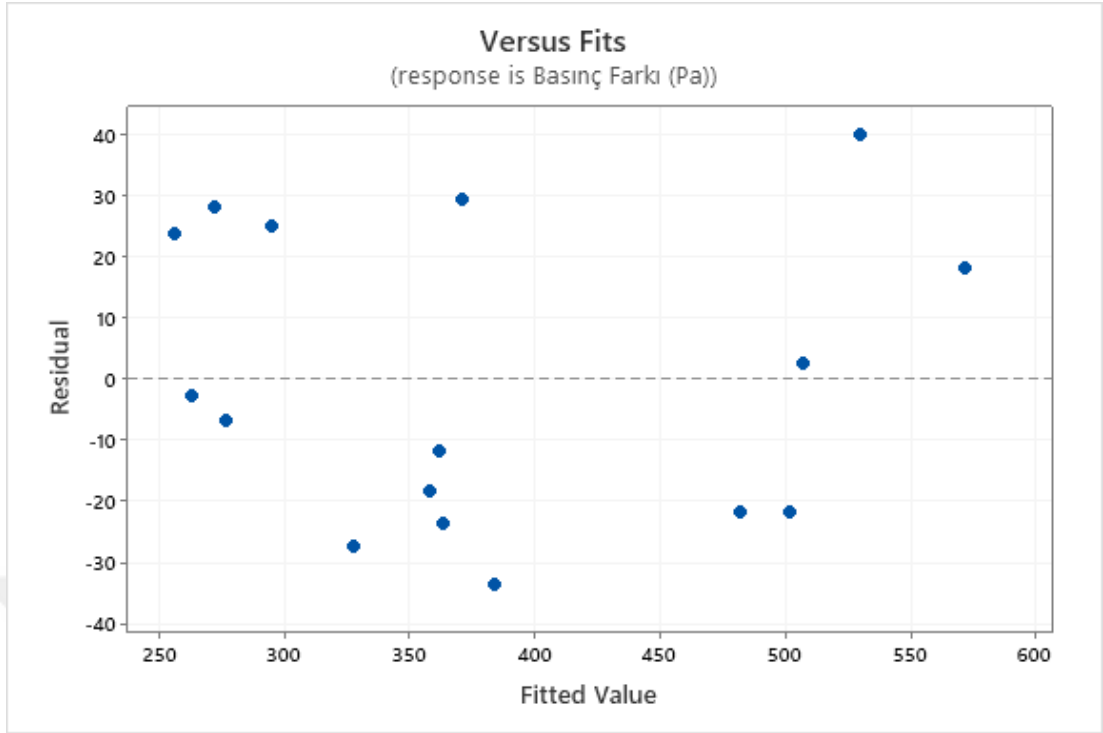
Şekil EK 3.1. Sıcaklık farkı çıktısına göre artık değerle ile uyum arasındaki ilişki



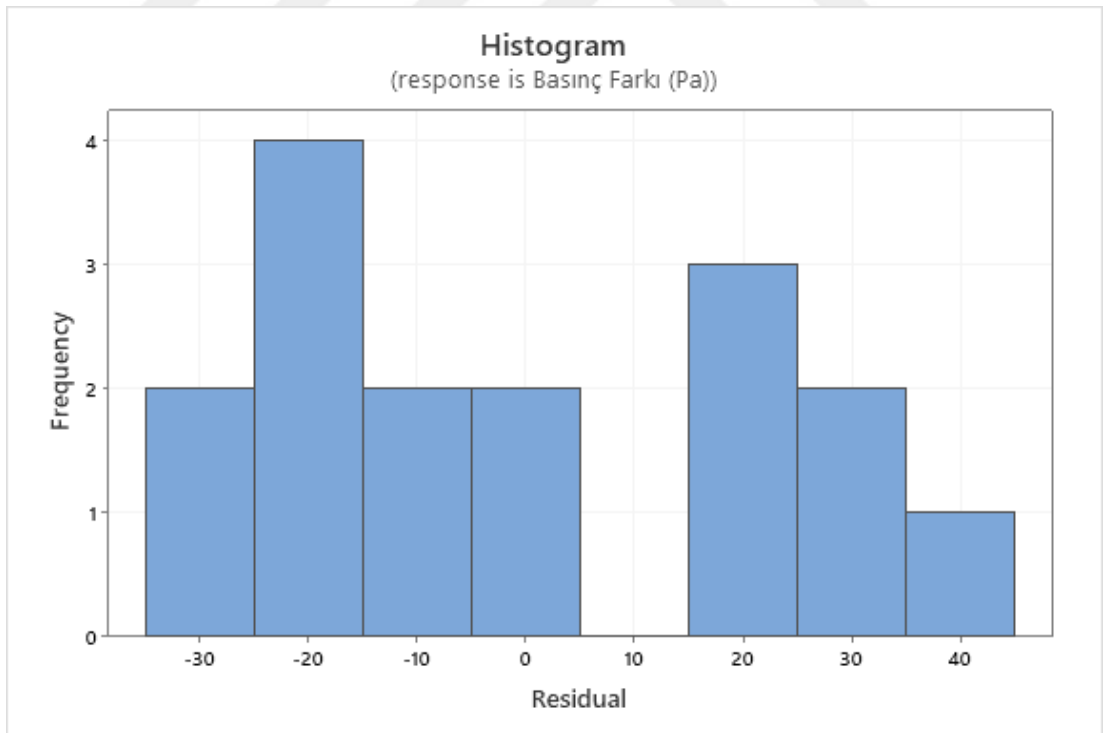
Şekil EK 3.2. Sıcaklık farkı çıktısına göre artık değerlerin frekans diyagramı



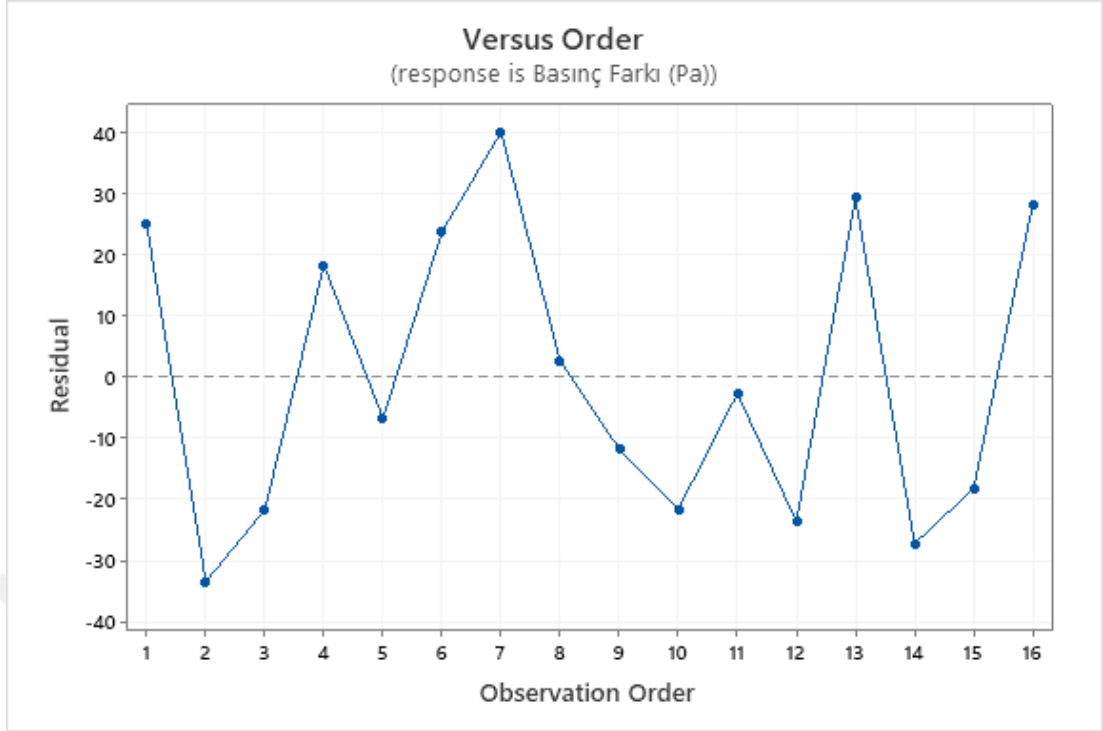
Şekil EK 3.3. Sıcaklık farkı çıktısına göre gözlem aralığında artık değerlerin grafiği



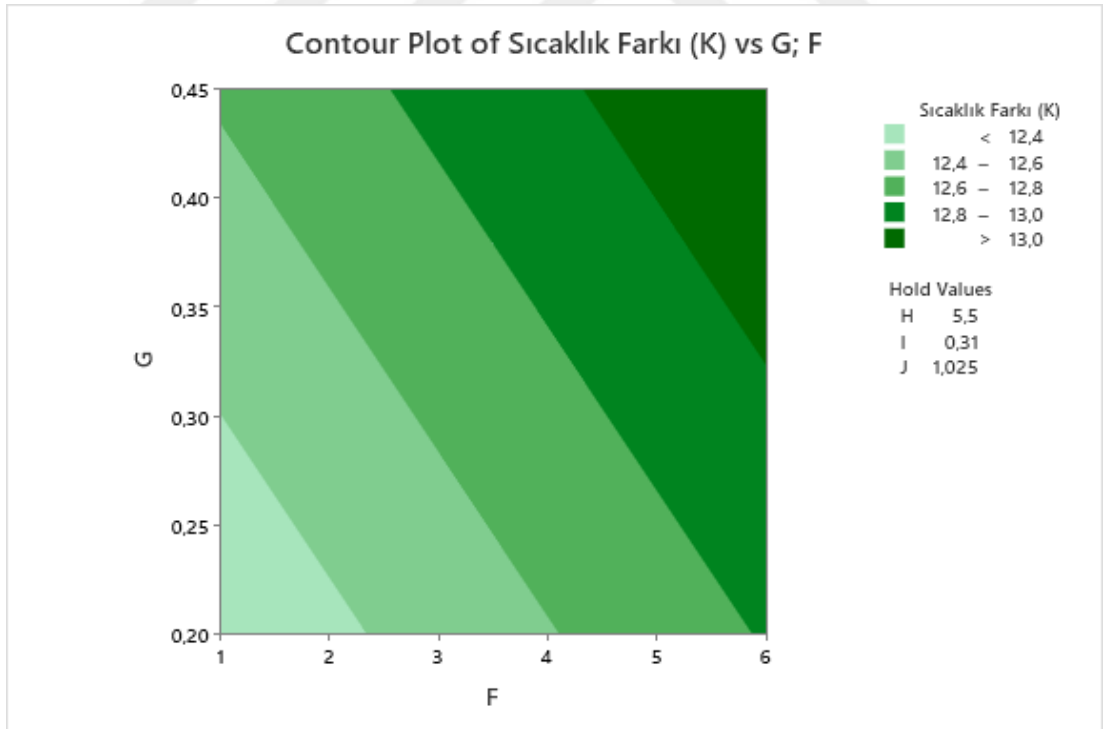
Şekil EK 3.4. Basınç farkı çıktısına göre artık değerle ile uyum arasındaki ilişki



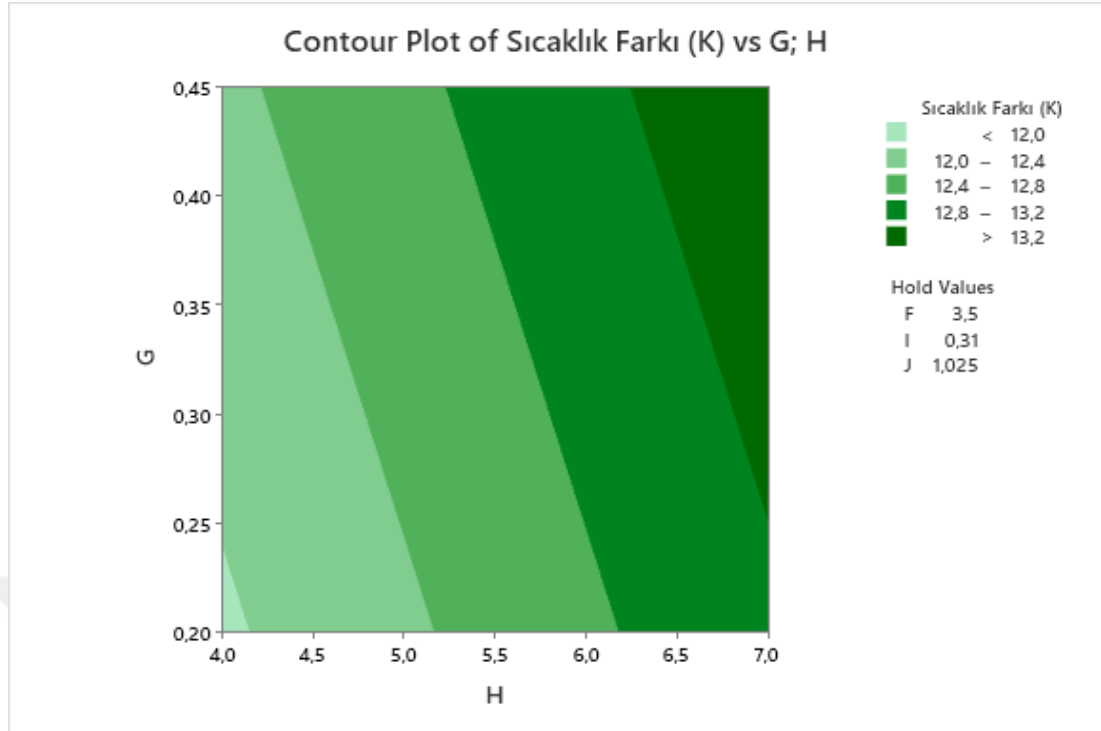
Şekil EK 3.5. Basınç farkı çıktısına göre artık değerlerin frekans diyagramı



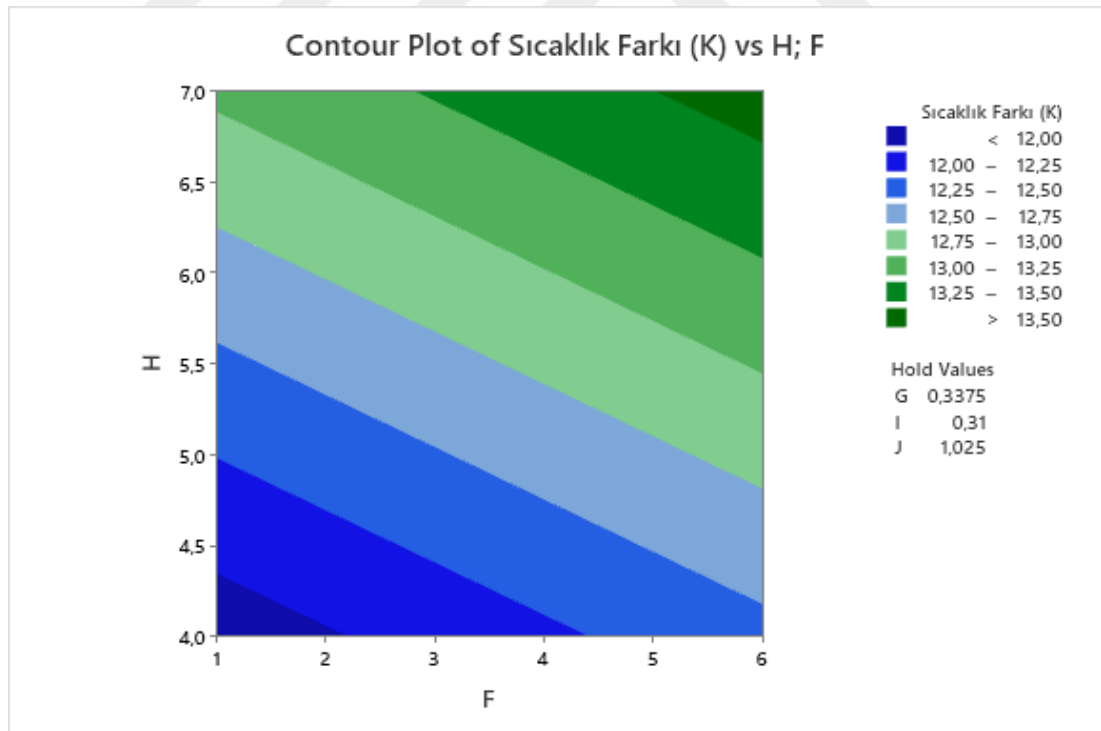
Şekil EK 3.6. Basınç farkı çıktısına göre gözlem aralığında artık değerlerin grafiği



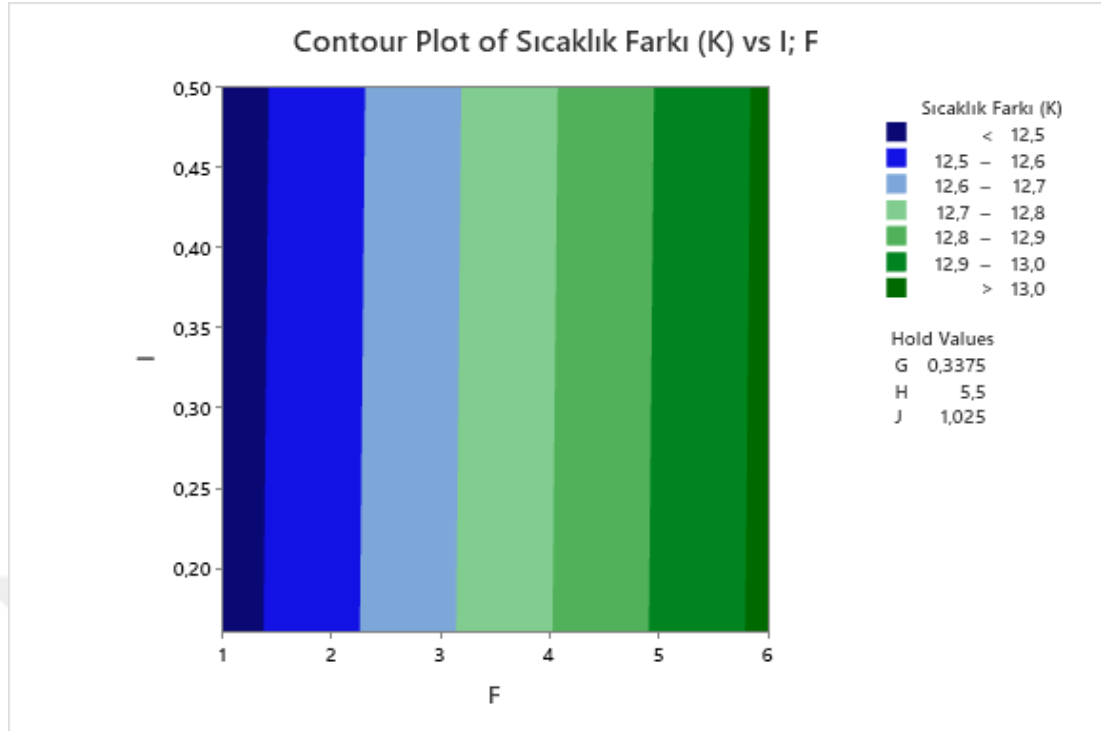
Şekil EK 3.7. Sıcaklık farkını etkileyen F ve G Faktörlerinin kontur çizimi



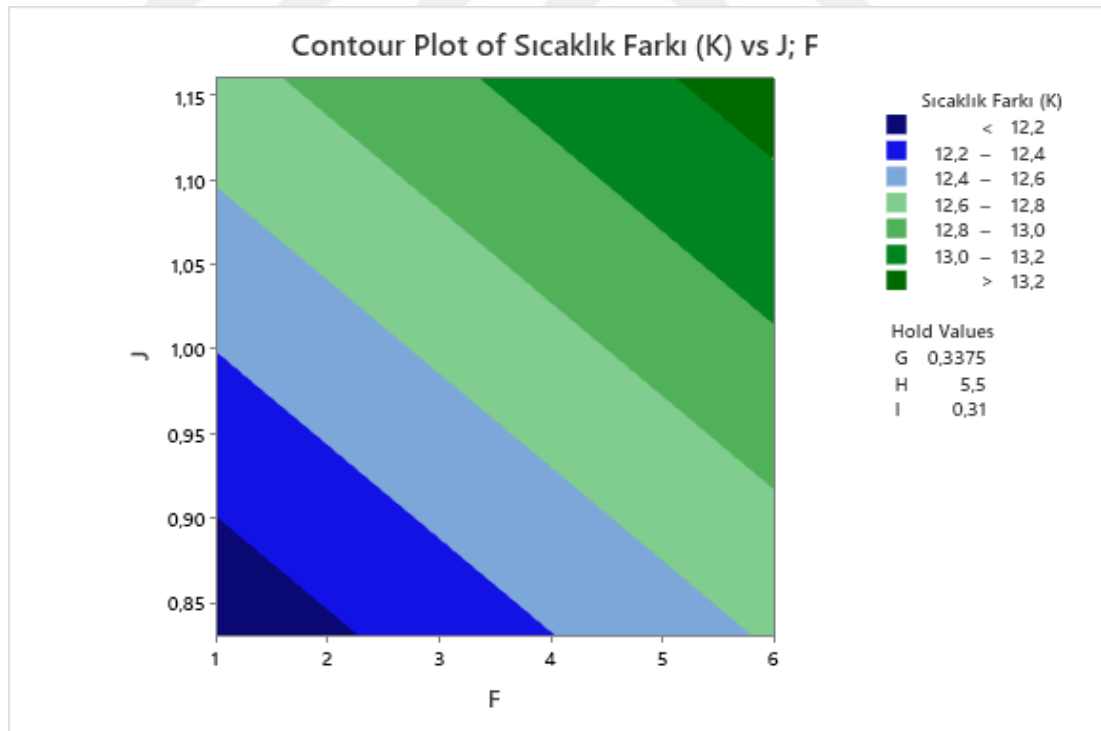
Şekil EK 3.8. Sıcaklık farkını etkileyen G ve H Faktörlerinin kontur çizimi



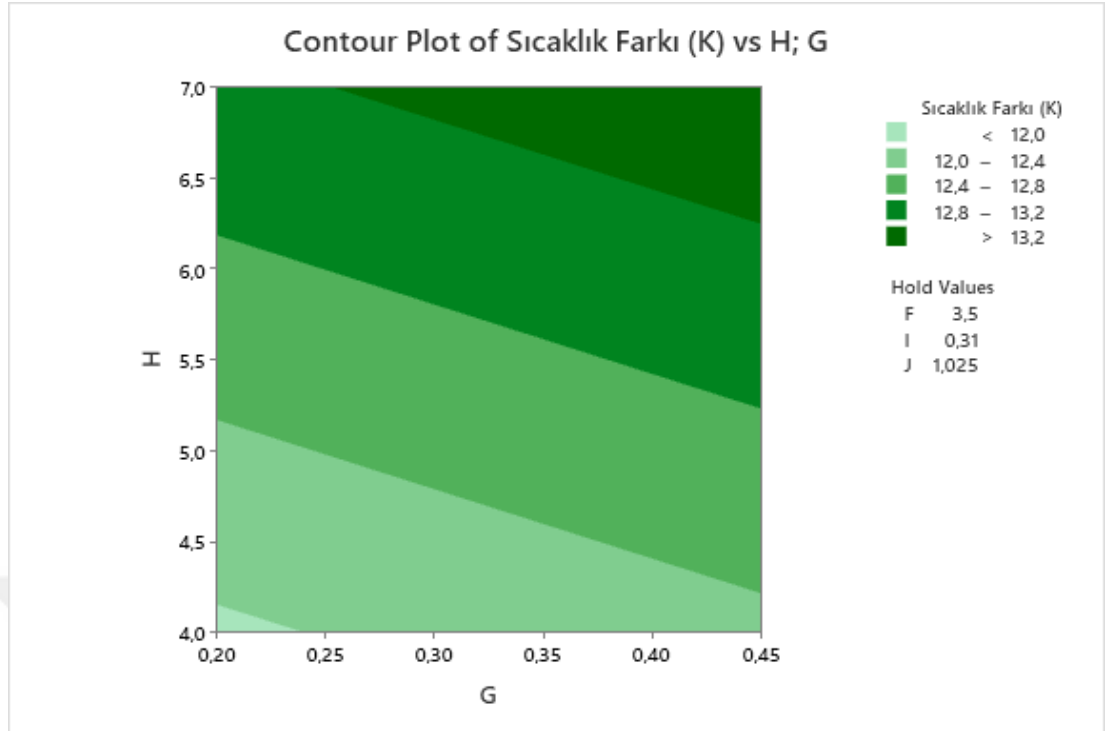
Şekil EK 3.9. Sıcaklık farkını etkileyen F ve H Faktörlerinin kontur çizimi



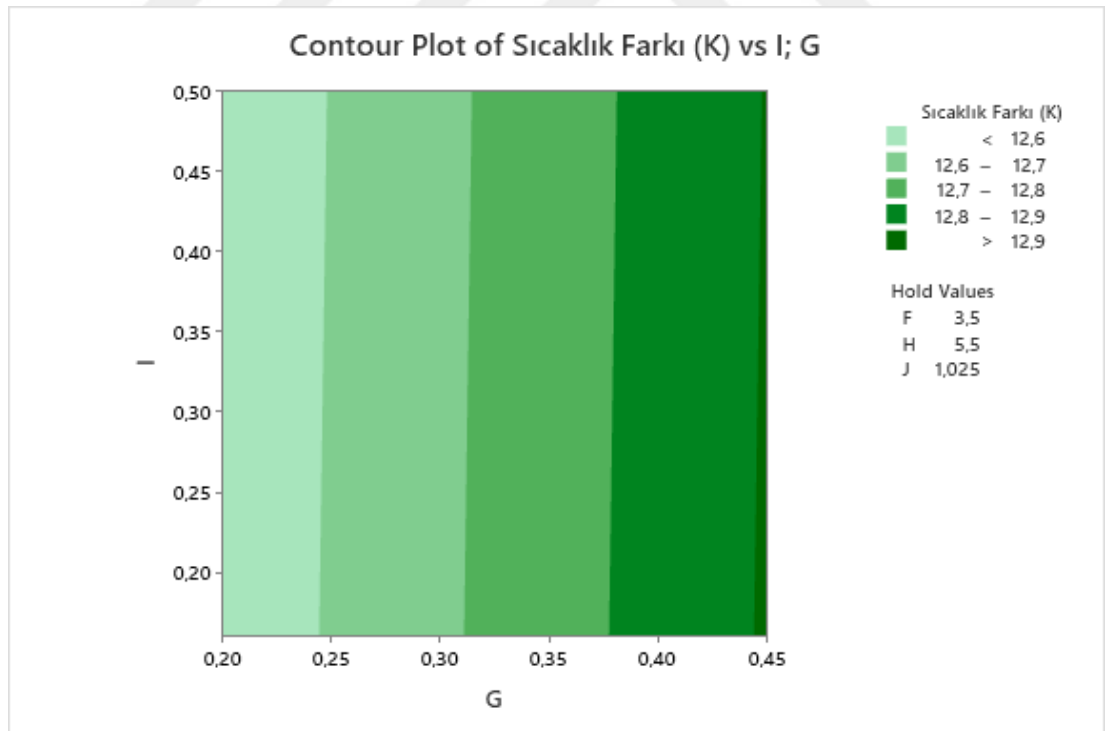
Şekil EK 3.10. Sıcaklık farkını etkileyen F ve I Faktörlerinin kontur çizimi



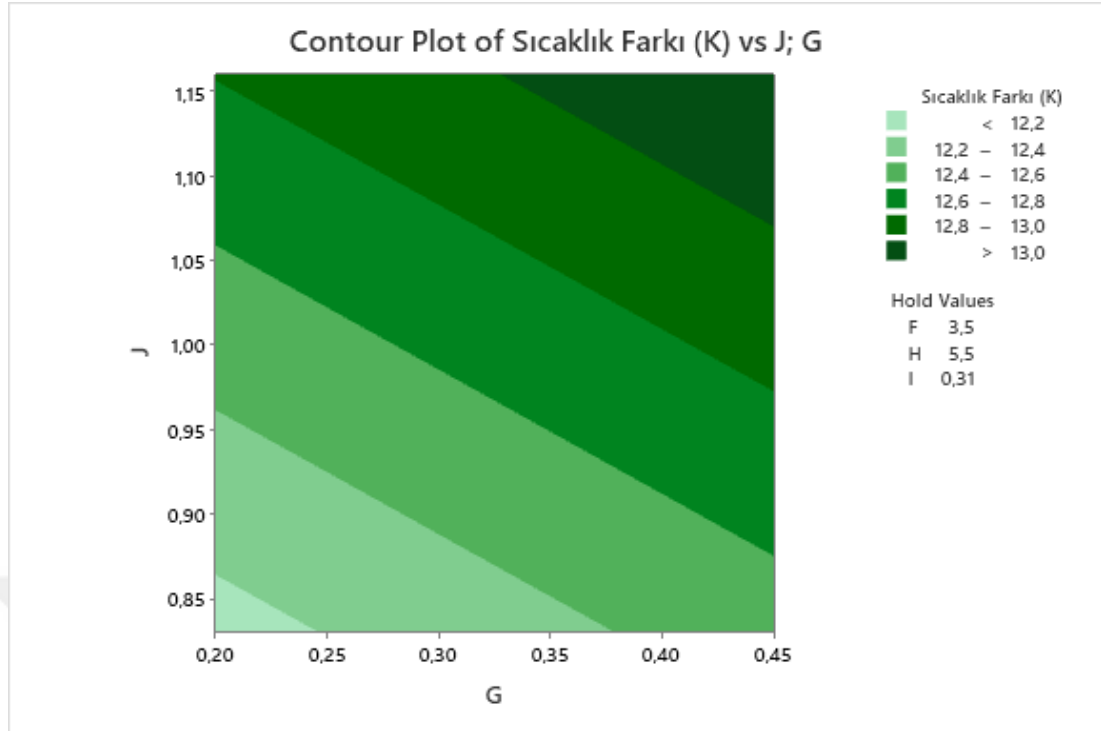
Şekil EK 3.11. Sıcaklık farkını etkileyen F ve J Faktörlerinin kontur çizimi



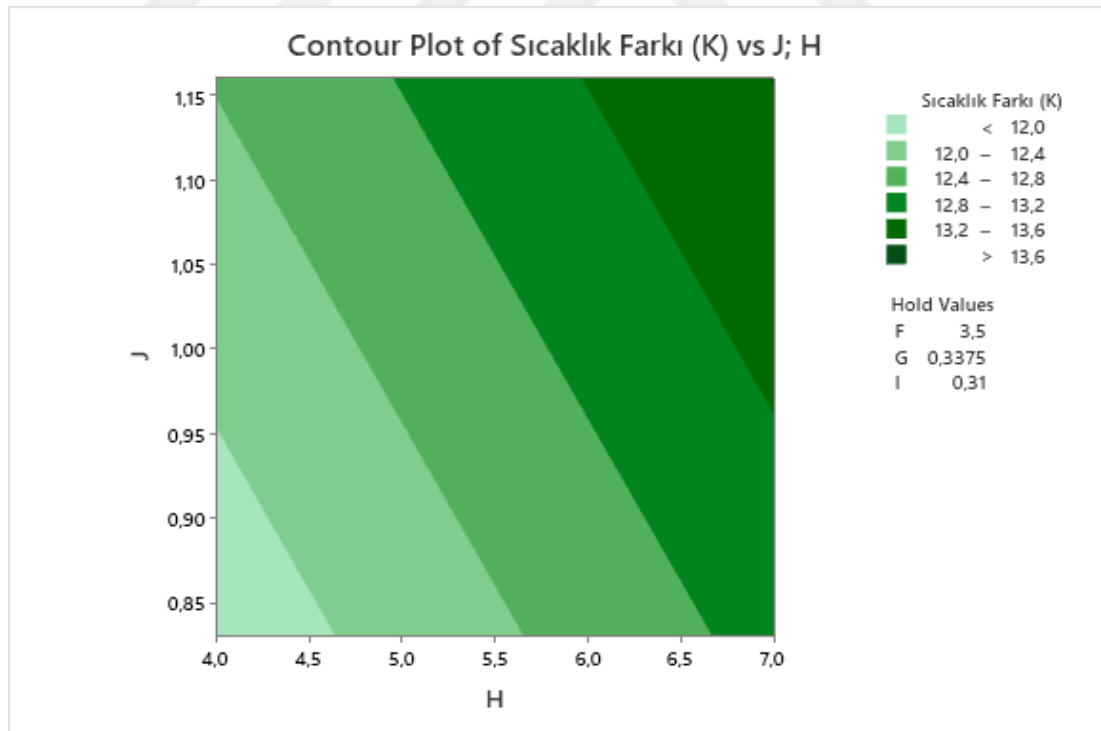
Şekil EK 3.12 Sıcaklık farkını etkileyen G ve H Faktörlerinin kontur çizimi



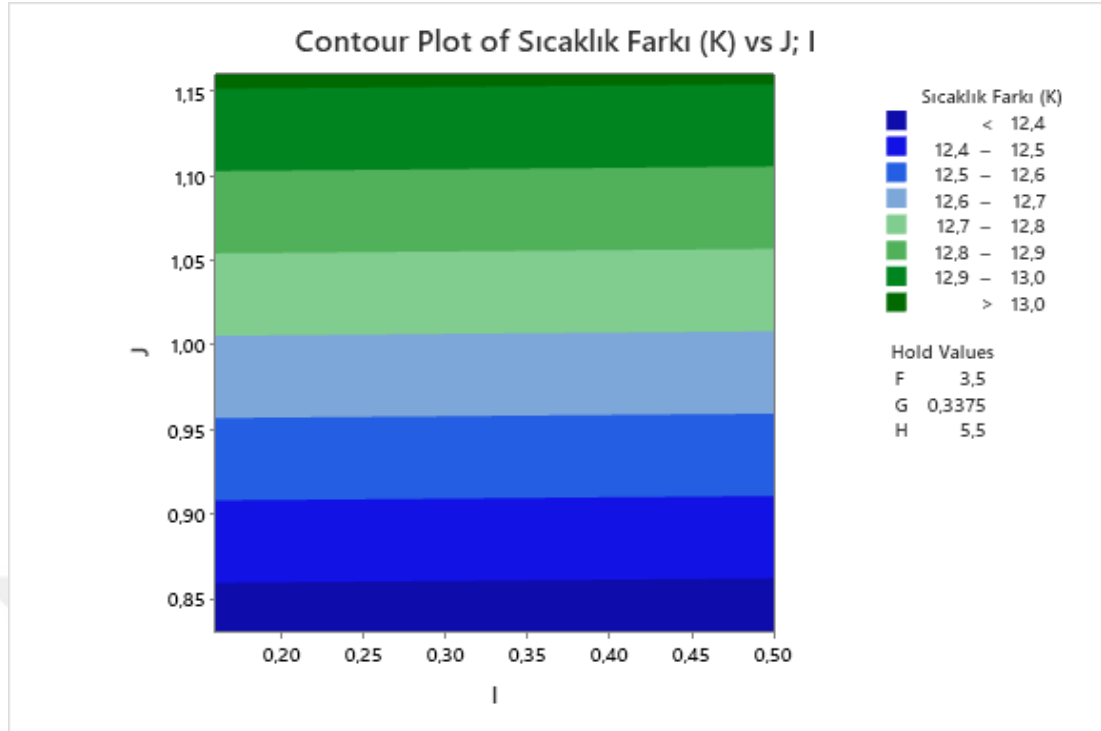
Şekil EK 3.13. Sıcaklık farkını etkileyen G ve I Faktörlerinin kontur çizimi



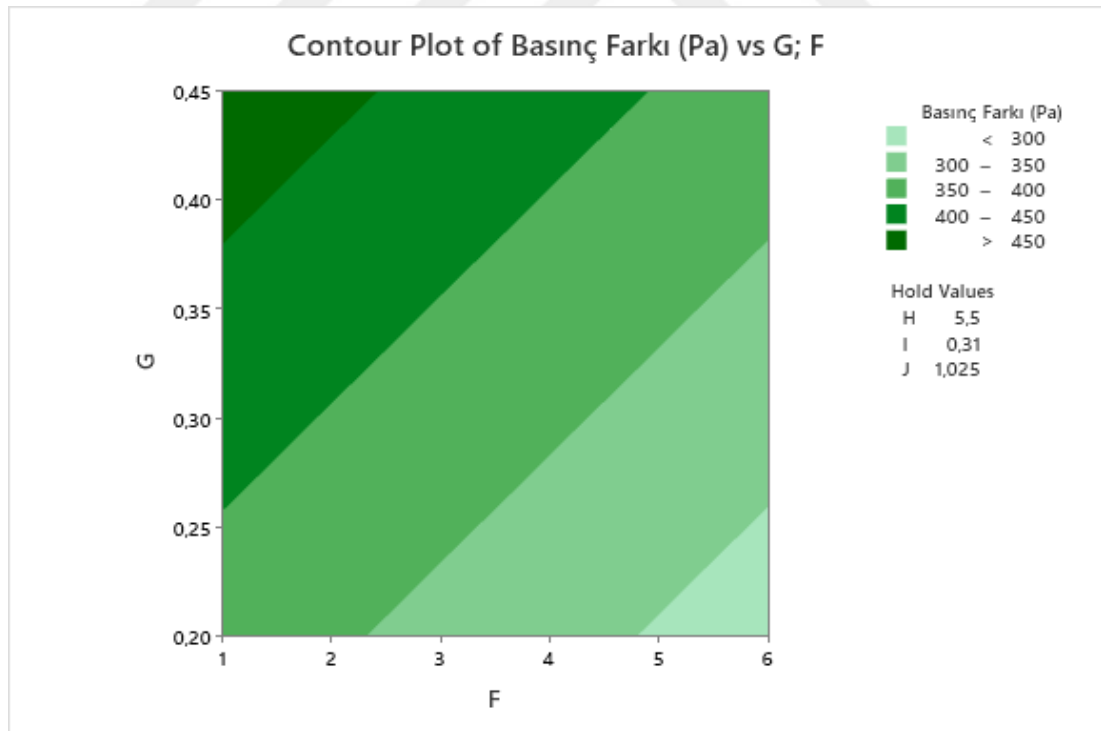
Şekil EK 3.14. Sıcaklık farkını etkileyen G ve J Faktörlerinin kontur çizimi



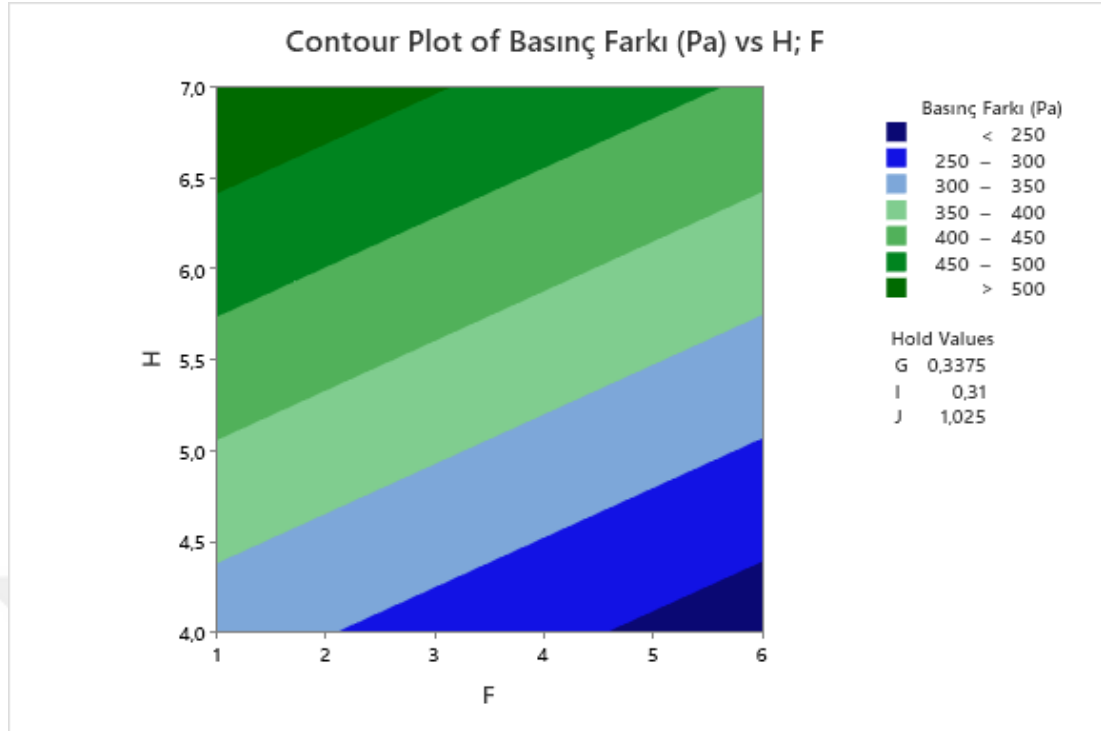
Şekil EK 3.15. Sıcaklık farkını etkileyen H ve J Faktörlerinin kontur çizimi



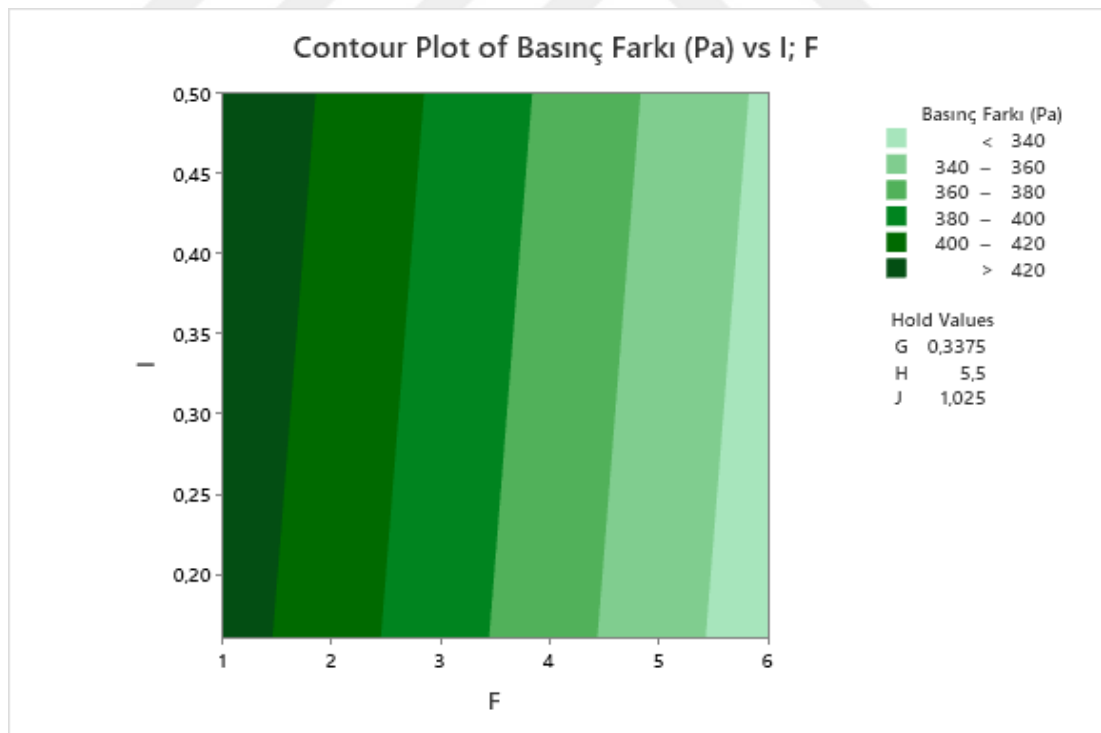
Şekil EK 3.16. Sıcaklık farkını etkileyen I ve J Faktörlerinin kontur çizimi



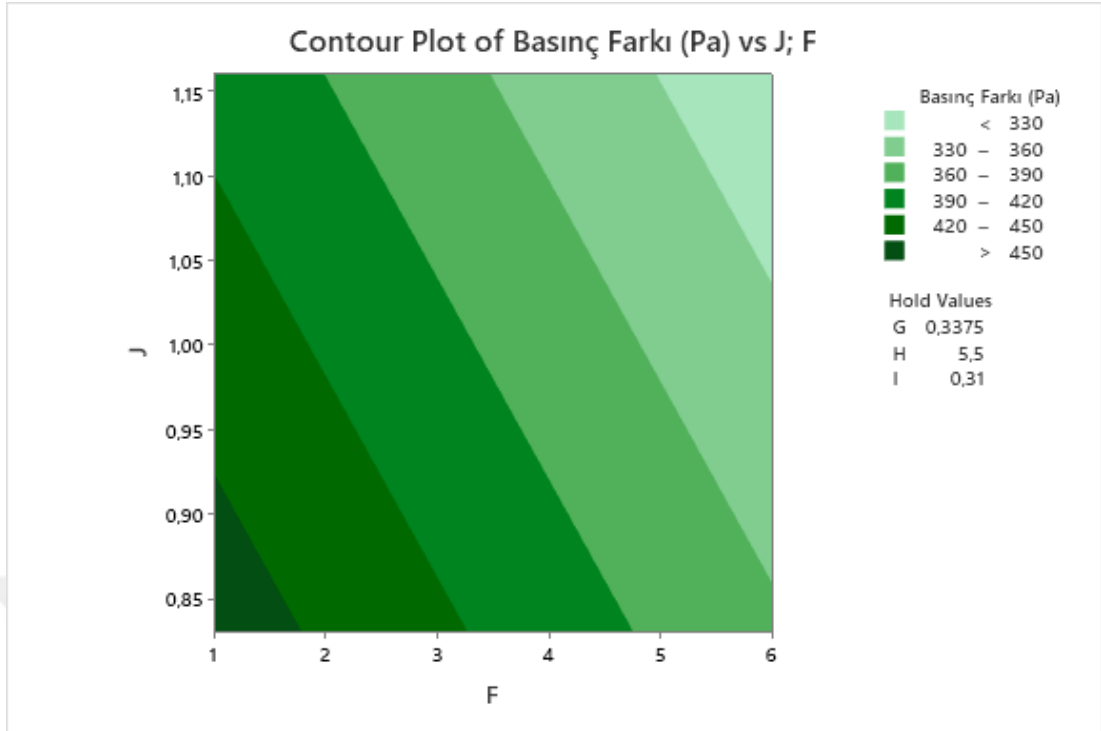
Şekil EK 3.17. Basınç farkını etkileyen F ve G Faktörlerinin kontur çizimi



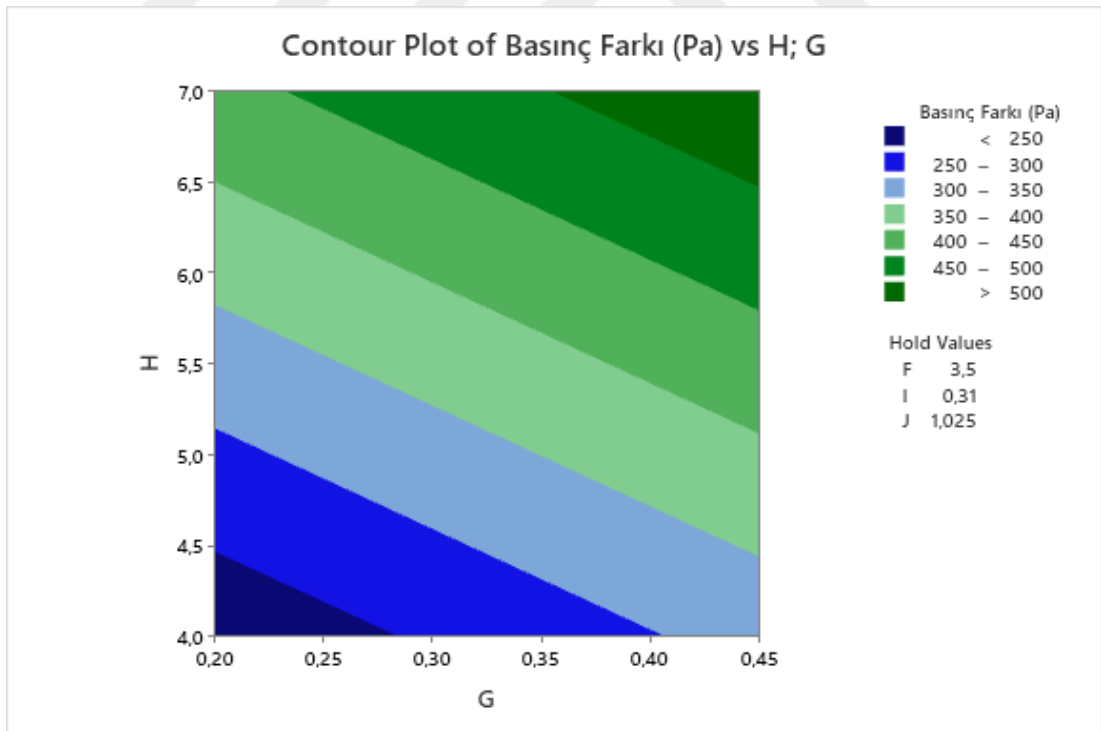
Şekil EK 3.18. Basınç farkını etkileyen F ve H Faktörlerinin kontur çizimi



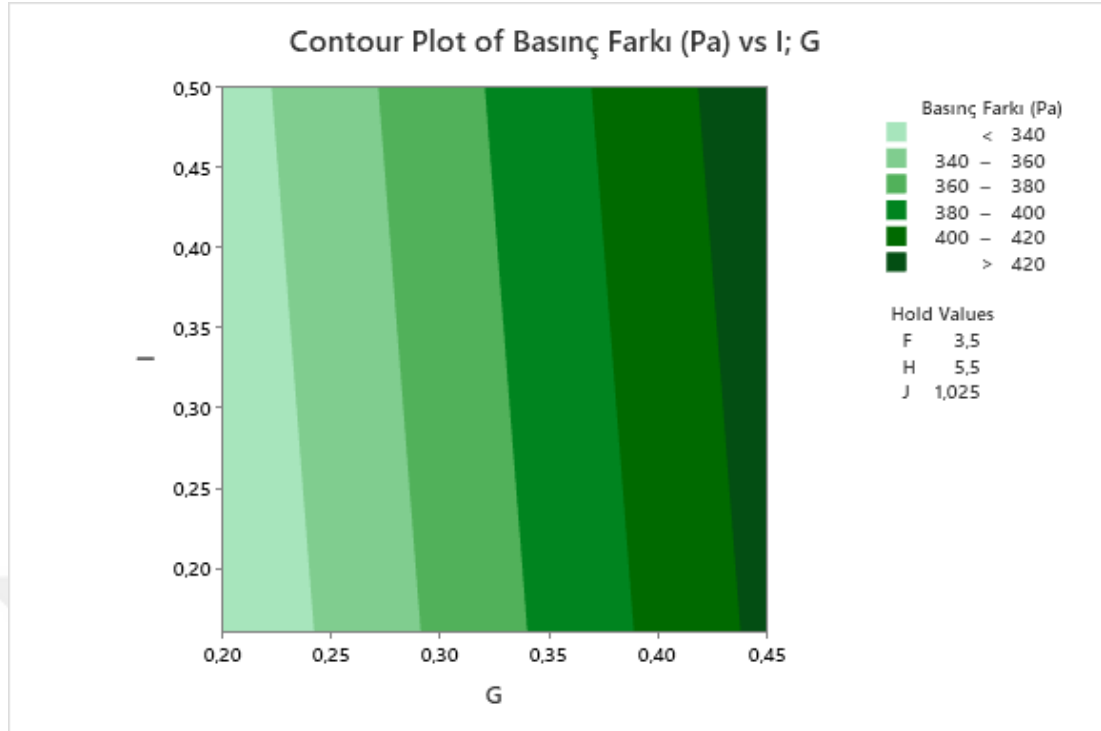
Şekil EK 3.19. Basınç farkını etkileyen F ve I Faktörlerinin kontur çizimi



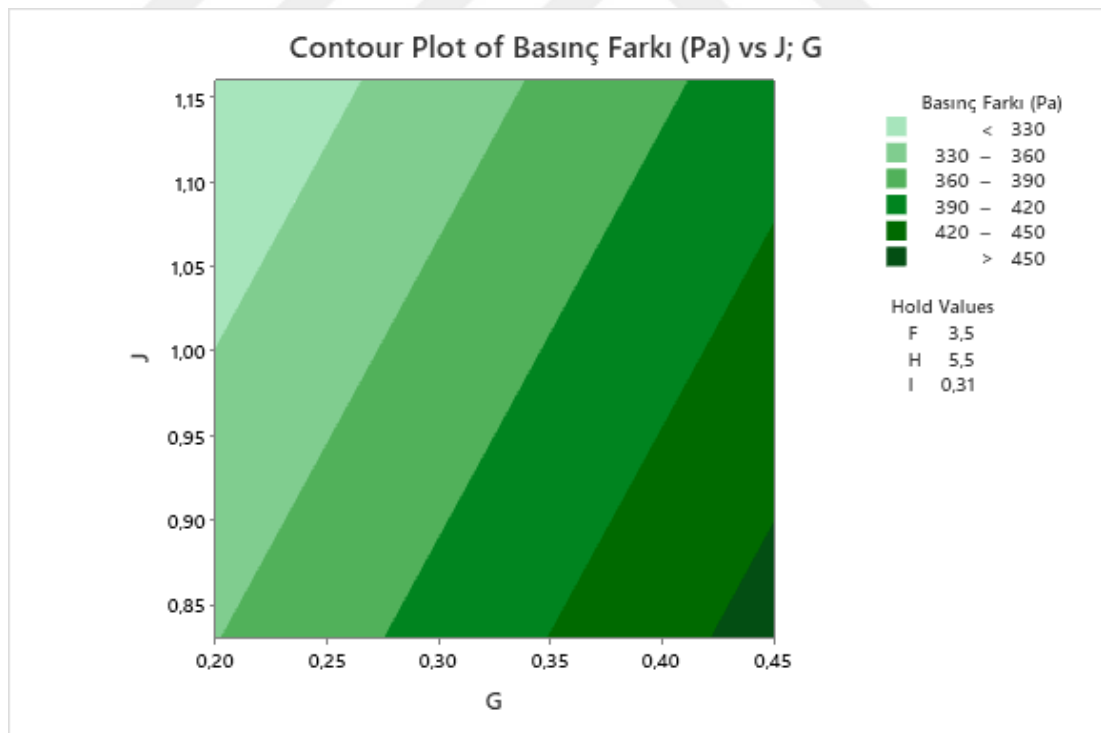
Şekil EK 3.20. Basınç farkını etkileyen F ve J Faktörlerinin kontur çizimi



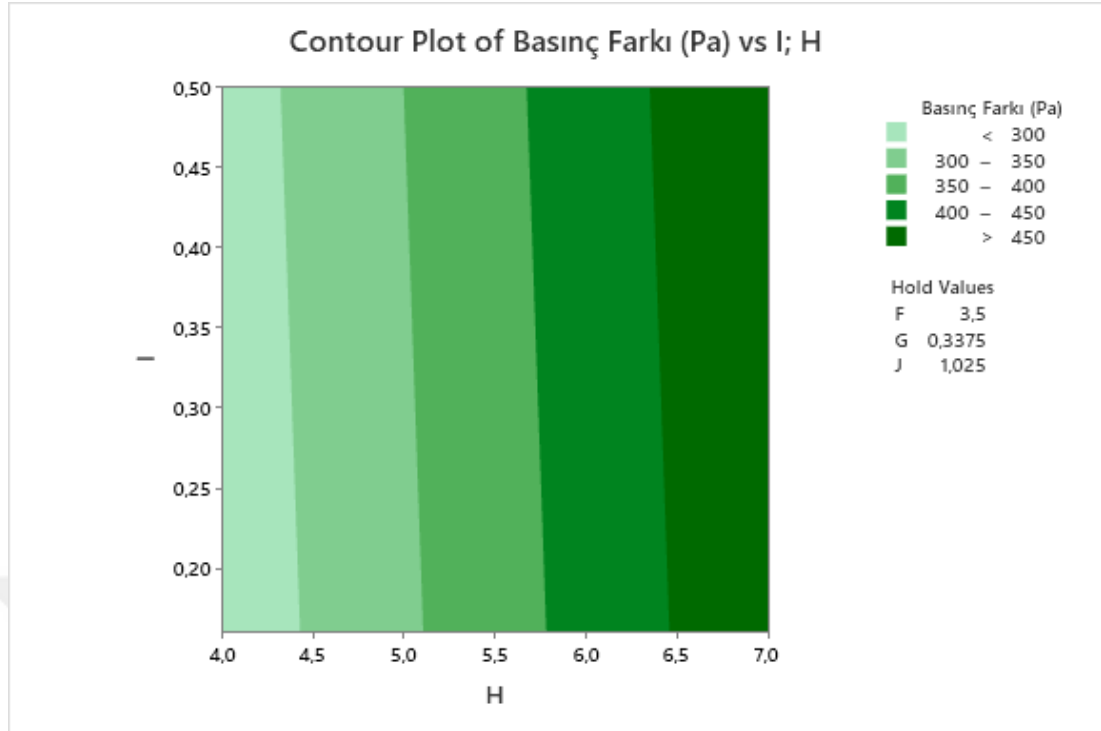
Şekil EK 3.21. Basınç farkını etkileyen G ve H Faktörlerinin kontur çizimi



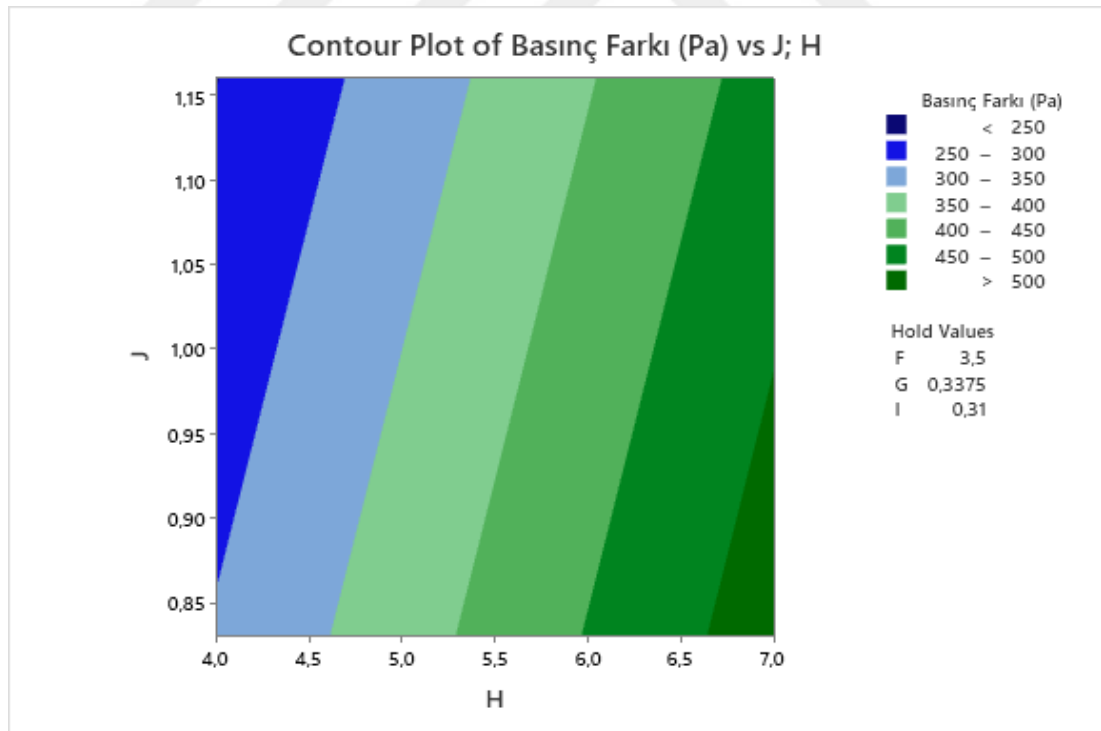
Şekil EK 3.22. Basınç farkını etkileyen G ve I Faktörlerinin kontur çizimi



Şekil EK 3.23. Basınç farkını etkileyen G ve J Faktörlerinin kontur çizimi



Şekil EK 3.24. Basınç farkını etkileyen H ve I Faktörlerinin kontur çizimi



Şekil EK 3.25. Basınç farkını etkileyen H ve J Faktörlerinin kontur çizimi

ÖZGEÇMİŞ

Nihat Biçer, ilk ve orta eğitimini Bolu Atatürk İlköğretim okulunda tamamladı. 1992 yılında Bolu Atatürk Lisesi'nden mezun oldu. 1996 yılında İstanbul Teknik Üniversitesinden Makine Mühendisi olarak mezun oldu. 2003 yılında İstanbul Teknik Üniversitesinde Makine Mühendisliği alanında yüksek lisans eğitimini tamamladı. İş yaşamına, 1999 yılında Ermak A.Ş' de Sistem ve Organizasyon Geliştirme Yöneticisi olarak başladı. 2002 yılında Arçelik A.Ş Pişirici Cihazlar İşletmesine geçiş yaptı. Bu şirkette farklı görevlerde çalıştıktan sonra 2013 yılında Montaj Hazırlık Takım Liderliği görevine getirildi. 2015 yılından bugüne Simfer Şirketinde Üretim Müdürü olarak görev yapmaktadır. Evli ve 1 çocuk babasıdır.