

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

**GIDA ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN GÖVDE BORU TİPİ ISI
DEĞİŞTİRİCİLERİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ
YÖNTEMİ İLE TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Kübra BULDUK

Enstitü Anabilim Dalı : GIDA MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Dr.Öğr. Üyesi Mustafa ÖZTÜRK

Aralık 2019

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GIDA ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN GÖVDE BORU TİPİ ISI
DEĞİŞTİRİCİLERİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ
YÖNTEMİ İLE TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Kübra BULDUK

Enstitü Anabilim Dalı : GIDA MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 20/12/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.


Dr.Öğr. Üyesi
Mustafa ÖZTÜRK
Jüri Başkanı


Prof.Dr.
Ferruh ERDOĞDU
Üye


Doç.Dr.
Dilek ANGİN
Üye

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.

Kübra BULDUK
03.12.2019

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın yürütülmesinde ilgi ve desteğini esirgemeyen, seçtiğim çalışma alanı için teşvik eden ve bana inanan, değerli görüş ve katkıları ile tezi yönlendiren tez danışmanım sayın hocam Dr. Mustafa ÖZTÜRK'e,

Her zaman olduğu gibi tez çalışmam sırasında da sevgisini ilgisini, maddi manevi desteklerini benden esirgemeyen, varlıklarıyla güçveren ve bana olan inançlarını yitirmeyen bu günlere gelmemde en büyük etkiye sahip olan annem Neriman BULDUK'a, babam Duran BULDUK'a ve ablam İlknur BULDUK'a, ayrıca varlığıyla beni çok mutlu eden yeğenim Mehmet'e,

Her zaman olduğu gibi tez çalışmam süresince de en sıkıntılı anlarımda beni yalnız bırakmayan, her yaşadığım sıkıntılı anda soğukkanlılığını ve sonsuz sabrını koruyarak beni güzel sözleri ile motive eden, ilgisini, sevgisini ve yardımlarını esirgemeyen biricik yol arkadaşım aynı zamanda müstakbel eşim Murat ŞAHİN'e,

En içten ve sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ	xiii
TABLolar LİSTESİ	xx
ÖZET	xxii
SUMMARY	xxiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Çalışmanın Amacı.....	1
1.2. Önceki Çalışmalar.....	2
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR ÖZETİ	8
2.1. Gıda Endüstrisinde Kullanılan Isı Değiştiriciler.....	8
2.1.1. Plakalı ısı değiştiricileri.....	10
2.1.2. Borulu ısı değiştiricileri.....	16
2.1.3. Sıyırma yüzey ısı değiştiricileri.....	18
2.1.4. Buhar-infüzyon ısı değiştiricileri.....	19
2.2. Isı Değiştiricilerin Matematiksel Hesapları.....	20
2.2.1. Toplam ısı aktarım katsayısı.....	20
2.2.2. Kirlenme faktörü.....	24
2.2.3. Isı değiştiricisi hesaplamaları.....	25
2.2.3.1. Logaritmik ortalama sıcaklık fark yöntemi.....	28
2.2.3.2. Etkinlik-NTU yöntemi.....	34

2.3.Gövde Boru Isı Değişiriciler.....	40
2.3.1 Gıda endüstrisi ve gövde-boru tip ısı değiştiriciler.....	40
2.3.2 Gövde boru ısı değiştiricisinin temel elemanları.....	41
2.3.2.1 Gövde tipleri.....	41
2.3.2.2 Boru demeti tipleri.....	44
2.3.2.3 Borular ve boru dizilimleri.....	45
2.3.2.4 Boru dizilimleri.....	46
2.3.2.5 Şaşırtma elemanı tip ve geometrisi.....	47
2.3.2.6 Akış düzenleri.....	49
2.3.3. Gövde boru için matematiksel esaslar.....	50
2.3.3.1. Kern yöntemi.....	50
2.3.3.2. Bell–Delaware yöntemi.....	54
2.4.Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği.....	60
2.4.1.Gıda endüstrisinde CFD uygulamaları.....	62
2.4.2. CFD’nin temelleri.....	63
2.4.2.1.Korunum denklemleri.....	63
2.4.2.2.Korunum denklemlerinin çözüm ilkeleri.....	65

BÖLÜM 3.

MATERYAL VE YÖNTEM.....	67
3.1.Referans Gövde Boru Isı Değiştirici.....	67
3.2.Tasarım Geliştirme.....	68
3.2.1. Referans gövde boru ısı değiştirici tasarımı(P-0).....	68
3.2.2.Perforasyon boru dizilimli iki adet aynı eksenli standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PS-0/2).....	70
3.2.3.Perforasyon boru dizilimli dört adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PS – 0/4).....	70
3.2.4.Perforasyon boru dizilimli iki adet standart farklı eksenli yarım şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı(PS1/1)	71

3.2.5. Perforasyon boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici (PS-2/3)	72
3.2.6. Perforasyon boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici (PS-3/2)	73
3.2.7. Perforasyon boru dizilimli yedi adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PS-4/3)	73
3.2.8. Perforasyon boru dizilimli dokuz adet standart şaşırtma elemanı gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PS-5/4).....	74
3.2.9. Dairesel boru dizilimli şaşırtma elemanı içerenmeyen gövde boru ısı değiştirici tasarımı (DS-0).....	75
3.2.10. Dairesel boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (DS-2/3).....	75
3.2.11. Dairesel boru dizilimli yedi adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarım (DS-4/3).....	76
3.2.12. Tam kare boru dizilimli şaşırtma elemanı içermeyen gövde boru ısı değiştirici tasarım (T-0).....	77
3.2.13. Tam kare boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (TS-2/3).....	78
3.2.14. Tam kare boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarım (TS-4/3).....	79
3.2.15. Beşgen boru dizilimli şaşırtma elemanı içermeyen gövde boru ısı değiştiricitararımı(B-0).....	80
3.2.16. Beşgen boru dizilimli beş adet şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (BS-2/3).....	81
3.2.17. Beşgen boru dizilimli yedi adet şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (BS-4/3).....	82
3.2.18. Perforasyon boru dizilimli beş adet özgün 250mm radüslü şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PR25-2/3).....	82

3.2.19. Perforasyon boru dizilimli beş adet 250mm radüslü farklı eksenli özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarım (PR25-3/2).....	83
3.2.20. Perforasyon boru dizilimli beş adet 400mm radüslü özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PR40-2/3).....	84
3.2.21. Perforasyon boru dizilimli beş adet 400mm radüslü farklı eksenli özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PR40-3/2)	85
3.2.22. Perforasyon boru dizilimli beş adet 600mm radüslü özgün şaşırtma. elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PR60-2/3)	86
3.2.23. Perforasyon boru dizilimli beş adet 600mm radüslü farklı eksenli özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarım (PR60-3/2)	87
3.3. Cfd Analiz Modeli Hazırlama.....	88
3.3.1. Analiz model hazırlığı.....	88
3.3.2. Çözüm ağı (mesh oluşturma)	89
3.3.3. Analiz modeli hazırlama.....	91
3.3.4. Sınır ve başlangıç koşulları.....	97
3.5.Yüzey Gerilim ve Üretim Analizi Hazırlama.....	98

BÖLÜM 4.

ARAŞTIRMA BULGULARI.....	102
4.1. CFD Analiz Sonuçları.....	102
4.1.1. P-0 analizi.....	102
4.1.2. PS-0/2 analizi.....	104
4.1.3. PS-0/4 analizi.....	106
4.1.4. PS-1/1 analizi.....	109
4.1.5. PS-2/3 analizi.....	111
4.1.6. PS-3/2 analizi.....	113
4.1.7. PS-4/3 analizi.....	116

4.1.8. PS-5/4 analizi.....	118
4.1.9. D-0 analizi.....	120
4.1.10. DS-2/3 analizi.....	122
4.1.11. DS-4/3 analizi.....	124
4.1.12. T-0 analizi.....	127
4.1.13. TS-2/3 analizi.....	129
4.1.14. TS-4/3 analizi.....	131
4.1.15. B-0 analizi.....	133
4.1.16. BS-2/3 analizi.....	135
4.1.17. BS-4/3 analizi.....	137
4.1.18. PR25-2/3 analizi.....	140
4.1.19. PR25-3/2 analizi.....	142
4.1.20. PR40-2/3 analizi.....	144
4.1.21. PR40-3/2 analizi.....	146
4.1.22. PR60-2/3 analizi.....	149
4.1.23. PR60-3/2 analizi.....	151
4.2.Yüzey Gerilim ve Üretim Analizi Sonuçları.....	153
 BÖLÜM 5.	
TARTIŞMA VE SONUÇ.....	156
 KAYNAKLAR	
EKLER	158
ÖZGEÇMİŞ	163
	164

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

B-0	:Beşgen boru dizilimli şaşırtma elemanı içermeyen gövde boru ısı değiştirici tasarımı
BS-2/3	:Beşgen boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
BS-4/3	:Beşgen boru dizilimli yedi adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
CFD	:Computational Fluid Dynamics (Hesaplama akışkanlar dinamiği)
D-0	:Dairesel boru dizilimli şaşırtma elemanı içermeyen tasarım
DS-2/3	:Dairesel boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
DS-4/3	:Dairesel boru dizilimli yedi adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
P-0	:Referans gövde boru ısı değiştirici tasarımı
PS-0/2	:Perforasyon boru dizilimli iki adet aynı eksenli standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
PS – 0/4	:Perforasyon boru dizilimli dört adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
PS – 1/1	:Perforasyon boru dizilimli iki adet standart farklı eksenli yarım şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
PS-2/3	:Perforasyon boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
PS-3/2	:Perforasyon boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
PS-4/3	:Perforasyon boru dizilimli yedi adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı

PS-5/4	:Perforasyon boru dizilimli dokuz adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
PR25-2/3	:Perforasyon boru dizilimli beş adet özgün 250mm radüslü özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
PR25-3/2	:Perforasyon boru dizilimli beş adet 250mm radüslü farklı eksenli özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarım
PR40-2/3	:Perforasyon boru dizilimli beş adet 400mm radüslü özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
PR40-3/2	:Perforasyon boru dizilimli beş adet 400mm radüslü farklı eksenli özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
PR60-2/3	:Perforasyon boru dizilimli beş adet 600mm radüslü özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
PR60-3/2	:Perforasyon boru dizilimli beş adet 600mm radüslü farklı eksenli özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarım
TEMA	:The Tubular Exchanger Manufacturers Association (Borulu Isı Değiştirici Üreticileri Birliği)
T-0	:Tam kare boru dizilimli şaşırtma elemanı içermeyen gövde boru ısı değiştirici tasarımı
TS-2/3	:Tam kare boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
TS-4/3	:Tam kare boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı
TEF	:Termal performans faktörü
x,y,z	:Dik açılı sistem koordinatları (m)
Δp_{bi}	:Eşdeğer ideal bir boruda basınç kaybı (Pa)
Δp_c	:İç çapraz akış bölümünde basınç kaybı (Pa)
Δp_e	:Giriş ve çıkış bölümünde basınç kaybı (Pa)
Δp_f	:Sürtünme basınç kaybı (Pa)
Δp_t	:Toplam basınç kaybı (Pa)
Δp_w	:Çeperdeki basınç kaybı (Pa)
ΔT	:Sıcaklık farkı (K)
ΔT_{lm}	:Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (K)

A	:Belirli bir kontrol hacminin yüzey alanı (m^2)
A_c	:Çapraz akış alanı (m^2)
A_f	:Akışkan akışına açık alan (m^2)
A_{ff}	:Akışkan akışına açık yüzey alanı (m^2)
A_o	:Isı değiştiricinin toplam ısı aktarım yüzeyi (m^2)
A_s	:Gövdenin merkezindeki boru demetlerinin çapraz akış alanı(m^2)
A_{ss}	:Katı cisimler tarafından engellenen yüzey alanı (m^2)
B	:Merkez şaşırtma elemanı boşluğu (m^2)
B_c	:Şaşırtma elemanı kesimi (%)
C	:Boru boşluğu (m)
c_p	:Özgül ısı kapasitesi (J/kg K)
d	:Uzaklık (m)
D_e	:Eşdeğer çap (m)
D_{ctl}	:En dıştaki boruların içinde yer alan borunun ortasından geçen dairenin çapı (m)
D_h	:Hidrolik çap (m)
D_i	:Halka çapı (m)
d_i	:Boru iç çapı (m)
d_o	:Boru dış çapı (m)
D_s	:Gövde büyüklüğü (m)
f	:Sürtünme faktörü
F	:LMTD Düzeltme faktörü
f_i	:İdeal bir boru demeti için sürtünme katsayısı
f_s	:Yüzey geçirgenliği
F_{sbp}	:Bypass alanının toplam çapraz akış alanına oranı
f_v	:Hacimsel gözeneklilik
F_w	: Bir şaşırtma elemanı çeperindeki boruların sayısının oranı
G_b	: Hidrostatik kaldırma nedeniyle türbülans oluşumu
g_i	:Yerçekimi vektörünün i yönünde bileşeni
G_k	:Ortalama hız gradyanlarına bağlı türbülans kinetik enerji üretimi
G_s	:Gövde tarafı kütle hız (kg/m^2s)
h	:Isı aktarım katsayısı (W/m^2K)

h_{id}	:İdeal boru demeti ısı aktarım katsayısı (W/m ² K)
J_1	:Isı aktarımı için şaşırtma elemanı sızıntısı etkilerini düzeltici faktörler
J_b	:Isı aktarımı için demet bypass etkileri için düzeltme faktörleri
J_c	:Segmentel şaşırtma elemanı düzeltme faktörü
j_i	:Colburn j faktörü
J_r	:Ters sıcaklık gradyanı için ısı aktarım düzeltme faktörü
J_s	:Giriş ve çıkışta eşit olmayan şaşırtma elemanı aralığı için ısı aktarımı düzeltmesi
L	:Isı değiştirici uzunluğu (m)
k	:Termal iletkenlik (W/m K)
L_i	:Giriş şaşırtma elemanı boşluğunun merkezi şaşırtma elemanı boşluğuna oranı
L_o	:Çıkış şaşırtma elemanı boşluğunun merkezi şaşırtma elemanı boşluğuna oranı
L_{wp}	:Etkili penetrasyon mesafesi (m)
m	:Kütle akış hızı (kg/s)
m_w	:Segmentel şaşırtma elemanından gövde tarafı akış kütle hızı (kg/s)
N_b	:Şaşırtma elemanı sayısı
N_t	:Boru sayısı
N_{tc}	:Çapraz akıştaki boru sayısı
N_{tcc}	:Bir çapraz akış kesitinde geçen etkili sıraların sayısı
N_{tw}	:Çeperlerdeki boru sayısı
Nu	:Nusselt sayısı
p	:Basınç terimi
Pr	:Prandtl sayısı
Pr_t	:Enerji için türbülans Prandtl sayısı
P_T	:Boru aralığı (m)
P_{Teff}	:Etkili boru aralığı (m)
q	:Isı aktarım hızı (W)
Q	:Hacimsel akış hızı (m ³ /s)
Q_a	:Isı emilimi (kW)

Q_e	:Isı yayılımı (kW)
R	:Gaz sabiti (J/K mol), Boru yarıçapı (m)
R_1	:Basınç kaybı için şaşırtma elemanı sızıntısı etkileri için düzeltme faktörleri
R_b	:Basınç kaybı için boru demeti bypass etkileri için düzeltme faktörleri
Re	:Reynolds sayısı
R_s	:Eşit olmayan şaşırtma elemanı boşluğu için basınç kaybı düzeltme faktörü
S_b	:Bir şaşırtma elemanı içindeki bypass alanı (m ²)
S_e	:Enerji denkleminde enerji kaynağı terimi
S_m	:Çapraz akış alanı (m ²)
S_{sb}	:Gövdeden şaşırtma elemanına sızıntı alanı (m ²)
T	:Sıcaklık (K)
T_{sav}	:Gövde tarafının ortalama sıcaklığı (K)
U	:Isı transfer katsayısı (W/m ² K)
u	:X yönündeki hız bileşenleri
u_m	:Boru tarafındaki ortalama hız (m/s)
V	:Kontrol hacmi
v	:Y yönünde hız bileşenleri
V_c	:Borunun merkezindeki hız (m/s)
V_f	:Kontrol hacmindeki katı madde hacmi
V_s	:Kontrol hacmindeki akışkan hacmi
V_z	:Eksenel hız
w	:Z yönünde hız bileşenleri
ε	:Viskoz dağılım oranı (m ² /s ³)
θ_{ctl}	:En dıştaki boruların merkezlerinden daireye kesişen açı (°)
θ_{tp}	:Boru düzeni karakteristik açısı (°)
μ	:Dinamik viskozite (Pa s)
μ_t	:Türbülanslı viskozite (Pa s)
μ_w	:Cidar sıcaklığında dinamik viskozite (Pa s)
ν	:Moleküler viskozite (m ² /s)

ρ	:Yoğunluk (kg/m ³)
$T_{h,i}$	:Sıcak taraf giriş sıcaklığı (K)
$T_{h,o}$	:Sıcak yan çıkış sıcaklığı (K)
$T_{c,i}$	:Soğuk taraf giriş sıcaklığı (K)
$T_{c,o}$	:Soğuk taraf çıkış sıcaklığı (K)
h	:Sıcak
c	:Soğuk
i	:Giriş
o	:Çıkış



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Bir plakalı ısı değiştiricinin patlatılmış görüntüsü.....	11
Şekil 2.2. Beş bölmeli plakalı ısı pastörizatörü.....	14
Şekil 2.3. Bir borulu ısı değiştiricinin şematik gösterimi.....	17
Şekil 2.4. Bir sıyırma yüzey ısı değiştiricinin şematik gösterimi.....	18
Şekil 2.5. Çift borulu bir ısı değiştiricisinde ısı transferi ile ilişkili termal ağı.....	21
Şekil 2.6. Çift borulu ısı değiştiricisi ile ilişkili iki ısı transfer yüzeyi alanı.....	22
Şekil 2.7. Aynı akışkan kapasitesine sahip iki akışkanın sıcaklık değişimi.....	27
Şekil 2.8. Paralel akışlı çift borulu bir ısı değiştiricisinde akışkan sıcaklıklarının değişimi.....	29
Şekil 2.9. Karşı akışlı çift borulu ısı değiştiricisinde akışkan sıcaklıklarının değişimi.....	32
Şekil 2.10. Yapısal parçalar ve bağlantılar.....	41
Şekil 2.11. Standart gövde tipleri ve ön uç ve arka uç kafa tipleri.....	42
Şekil 2.12. En çok kullanılan TEMA gövde tiplerinin şematik eskizleri	44
Şekil 2.13. U borulu, şaşırtma elemanlı tek geçişli gövde borulu ısı değiştiricisi.....	45
Şekil 2.14. İki geçişli boru, şaşırtma elemanlı tek geçişli gövde, boruların iç değiştiricisi	45
Şekil 2.15. Boru düzeni açıları kısmının mekanik temizliği için tasarlanmış gövde boru ısı değiştiricisi	47
Şekil 2.16. Şaşırtma elemanı tipleri.....	48
Şekil 2.17. Kare ve üçgen boru düzenleri.....	51

Şekil 2.18. (a) Boru matrisi ve gövde arasındaki her iki bölme boşluğu boyunca boru matrisini atlayarak akış için sızıntı yollarını gösteren diyagram. (b) İki boru geçişli bir ısı değiştirici için F-akışı.....	54
Şekil 2.19. Boru matrisinin yan tarafı ile gövde arasındaki boşluktan geçen bypass akış miktarını azaltmak için tasarlanmış radyal bölmeler....	55
Şekil 2.20. Boru akışları.....	59
Şekil 3.1. Referans orijinal 3B model.....	67
Şekil 3.2. P-0 tasarımı.....	69
Şekil 3.3. PS-0/2 tasarımı.....	70
Şekil 3.5. PS – 0/4 tasarımı.....	71
Şekil 3.6. PS – 1/1 tasarımı.....	72
Şekil 3.7. PS-2/3 tasarımı.....	72
Şekil 3.8. PS-3/2tasarımı.....	73
Şekil 3.9. PS-4/3 tasarımı.....	74
Şekil 3.10. PS-5/4 tasarımı	74
Şekil 3.11. D-0 tasarımı.....	75
Şekil 3.12. DS-2/3 tasarımı.....	76
Şekil 3.13. Dairesel boru dizilimi için standart şaşırtma elemanı tasarım modeli.....	76
Şekil 3.14. DS-4/3 tasarımı.....	77
Şekil 3.15. T-0 tasarımı.....	77
Şekil 3.16. TS-2/3 tasarımı.....	78
Şekil 3.17. Tam Kare boru dizilimi için standart şaşırtma elemanı tasarımı.....	79
Şekil 3.18. TS-4/3 tasarımı.....	80
Şekil 3.19. B-0 tasarımı.....	81
Şekil 3.20. BS-2/3 tasarımı.....	81
Şekil 3.21. Beşgen boru dizilimi için standart şaşırtma elemanı tasarımı.....	81
Şekil 3.22. BS-4/3tasarımı.....	82
Şekil 3.23. PR25-2/3tasarımı.....	83
Şekil 3.24. Perforasyon boru dizilimi için 250mm radüslü özgün şaşırtma elemanı tasarımı.....	83

Şekil 3.25. PR25-3/2 tasarımı.....	84
Şekil 3.26. PR40-2/3 tasarımı.....	85
Şekil 3.27. Perforasyon boru dizilimi için 400mm radüslü özgün şaşırtma elemanı tasarımı.....	85
Şekil 3.28. PR40-3/2 tasarımı.....	86
Şekil 3.29. PR60-2/3 tasarımı.....	87
Şekil 3.30. Perforasyon boru dizilimi için 600mm radüslü özgün şaşırtma elemanı tasarımı.....	87
Şekil 3. 31. PR60-3/2 tasarımı.....	88
Şekil 3.32. Solidworks gövde boru ısı değıştiricisinde sızdırmazlık durumunun tasarımı.....	89
Şekil 3.33. Örnek hex dominant mesh yapısı.....	89
Şekil 3.34. Borulu ısı değıştiricisi özel mesh modeli gösterimi.....	90
Şekil 3.36. Solidworks akış analizi başlangıç penceresi.....	91
Şekil 3.37. Solidworks akış analizi birim sistemi penceresi.....	91
Şekil 3.38. Solidworks akış analizi ve yer çekimi kontrol penceresi.....	92
Şekil 3.39. Yer çekimi gösterimi.....	93
Şekil 3.40. Solidworks akış analizi akışkan meteryali seçim penceresi.....	93
Şekil 3.41. Solidworks akış analizi yeni akışkan giriş penceresi.....	94
Şekil 3.42.Solidworks akış analizi borulu ısı değıştirici malzeme özelliği penceresi.....	94
Şekil 3.43. Analiz model özeti.....	95
Şekil 3.44. Analiz yapılacak hacimler gösterimi.....	95
Şekil 3.45. Kızgın su buharı akış alanı.....	96
Şekil 3.46. Süt akış alanı	96
Şekil 3.47. Süt akış hacmi kontrol hacim tayini.....	97
Şekil 3.48. Başlangıç koşulları gösterimi.....	97
Şekil 3. 49. Analiz sınır koşulları gösterimi.....	98
Şekil 3.50. Şaşırtma elemanı malzeme seçimi.....	99
Şekil 3.51. Ankastre mesnet destek noktası.....	99
Şekil 3. 52.Yüzey kısmına dik gelen kuvvetlerin gösterimi.....	100
Şekil 3. 53. Modelin mesh yoğunluğu.....	100

Şekil 3. 54. Mesh sonucu.....	101
Şekil 3.55. Analiz özeti.....	101
Şekil 4.1. P-0 hız dağılımı.....	103
Şekil 4.2. P-0 Gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	103
Şekil 4.3. P-0 Boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	103
Şekil 4.4. P-0 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	104
Şekil 4.5. PS-0/2 hız dağılımı.....	105
Şekil 4.6. PS-0/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	105
Şekil 4.7. PS-0/2 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	106
Şekil 4.9. PS-0/4 hız dağılımı.....	107
Şekil 4.10. PS-0/4 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	108
Şekil 4.11. PS-0/4 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	108
Şekil 4.12. PS-0/4 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	109
Şekil 4.13. PS-1/1 hız dağılımı.....	110
Şekil 4.14. PS-1/1 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	110
Şekil 4.15. PS-1/1 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	110
Şekil 4.16 PS-1/1 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	111
Şekil 4.17. PS-2/3 hız dağılımı.....	112
Şekil 4.18. PS-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı	112
Şekil 4.19. PS-3/2 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	113
Şekil 4.20. PS-3/2 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	113
Şekil 4.21. PS-3/2 hız dağılımı.....	114
Şekil 4.22. PS-3/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	115
Şekil 4.23. PS-3/2 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	115
Şekil 4.24. PS-3/2 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	115
Şekil 4.25. PS-4/3 hız dağılımı.....	116
Şekil 4.26. PS-4/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	117
Şekil 4.27. PS-4/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	117
Şekil 4.28. PS-4/3 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	118
Şekil 4.29. PS-5/4 hız dağılımı.....	119
Şekil 4.30. PS-5/4 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	119
Şekil 4.31. PS-5/4 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	119

Şekil 4.32. PS-5/4 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	120
Şekil 4.33. D-0 hız dağılımı.....	121
Şekil 4.34. D-0 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	121
Şekil 4.35. D-0 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	122
Şekil 36. D-0 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	122
Şekil 4.37. DS-2/3 hız dağılımı.....	123
Şekil 4.38. DS-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	124
Şekil 4.39. DS-2/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	124
Şekil 4.40. DS-2/3 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	124
Şekil 4.41. DS-4/3 hız dağılımı.....	125
Şekil 4.42. DS-4/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	126
Şekil 4.43. DS-4/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	126
Şekil 4.44. DS-4/3 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	127
Şekil 4.45. T-0 hız dağılımı.....	128
Şekil 4.46. T-0 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	128
Şekil 4.47. T-0 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	128
Şekil 4.48. T-0 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	129
Şekil 4.49. TS-2/3 hız dağılımı.....	130
Şekil 4.50. TS-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	130
Şekil 4.51. TS-2/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	130
Şekil 4.52. TS-2/3 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	131
Şekil 4.53. TS-4/3 hız dağılımı.....	132
Şekil 4.54. TS-4/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	132
Şekil 4.55. TS-4/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	133
Şekil 4.56. TS-4/3 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	133
Şekil 4.57. B-0 hız dağılımı.....	134
Şekil 4.58. B-0 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	134
Şekil 4.59. B-0 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	135
Şekil 4.60. B-0 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	135
Şekil 4.61. BS-2/3 hız dağılımı.....	136
Şekil 4.62. BS-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	136
Şekil 4.63. BS-2/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	137

Şekil 4.64. BS-2/3 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	137
Şekil 4.65. BS-4/3 hız dağılımı.....	138
Şekil 4.66. BS-4/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı	139
Şekil 4.67. BS-4/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	139
Şekil 4.68. BS-4/3 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	139
Şekil 4.69. PR25-2/3 hız dağılımı.....	140
Şekil 4.70. PR25-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	141
Şekil 4.71. PR25-2/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	141
Şekil 4.72. PR25-2/3 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	142
Şekil 4.73. PR25-3/2 hız dağılımı.....	143
Şekil 4.74. PR25-3/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	143
Şekil 4.75. PR25-3/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	143
Şekil 4.76. PR25-3/2 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	144
Şekil 4.77. PR40-2/3 hız dağılımı.....	145
Şekil 4.78. PR40-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	145
Şekil 4.79. PR40-2/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	146
Şekil 4.80. PR40-2/3 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	146
Şekil 4.81. PR40-3/2 hız dağılımı.....	147
Şekil 4.82. PR40-3/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	148
Şekil 4.83. PR40-3/2 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	148
Şekil 4.84. PR40-3/2 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	148
Şekil 4.85. PR60-2/3 hız dağılımı.....	149
Şekil 4.86. PR60-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	150
Şekil 4.87. PR60-2/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	150
Şekil 4.88. PR60-2/3 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	151
Şekil 4.89. PR60-3/2 hız dağılımı.....	152
Şekil 4.90. PR60-3/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı.....	152
Şekil 4.91. PR60-3/2 boru tarafı sıcaklık dağılımı.....	152
Şekil 4.92. PR60-3/2 sıcaklık-iterasyon grafiği.....	153
Şekil 4.93. Düz şaşırtma elemanı gösterimi.....	153
Şekil 4.94. Kuvvet- yerdeğiştirme analiz sonucu.....	154

Şekil 4.95. Birleşik kuvvet gerilim analiz sonucu.....	155
Şekil 4.96. Gerilim analiz sonucu.....	155



TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1. Isı değiştiricilerin sınıflandırılması.....	8
Tablo 2.2. Gıda endüstrisinde yaygın olarak kullanılan ısı değiştiriciler.....	10
Tablo 4.1. P-0 analiz sonuçları.....	102
Tablo 4.2. PS-0/2 analiz sonuçları.....	105
Tablo 4.3. PS-0/4 analiz sonuçları.....	107
Tablo 4.4. PS-1/1 analiz sonuçları.....	109
Tablo 4.5. PS-2/3 analiz sonuçları.....	112
Tablo 4.6. PS-3/2 analiz sonuçları.....	114
Tablo 4.7. PS-4/3 analiz sonuçları.....	116
Tablo 4.8. PS-5/4 analiz sonuçları	118
Tablo 4.9. D-0 analiz sonuçları.....	121
Tablo 4.10. DS-2/3 analiz sonuçları.....	123
Tablo 4.11. DS-4/3 analiz sonuçları.....	125
Tablo 4.12. T-0 analiz sonuçları.....	127
Tablo 4.13. TS-2/3 analiz sonuçları.....	129
Tablo 4.14. TS-4/3 analiz sonuçları.....	132
Tablo 4.15. B-0 analiz sonuçları.....	134
Tablo 4.16. BS-2/3 analiz sonuçları.....	136
Tablo 4.17. BS-4/3 analiz sonuçları.....	138
Tablo 4.18. PR25-2/3 analiz sonuçları.....	140
Tablo 4.19. PR25-3/2 analiz sonuçları.....	142
Tablo 4.20. PR40-2/3 analiz sonuçları.....	145
Tablo 4.21. PR40-3/2 analiz sonuçları.....	147
Tablo 4.22. PR60-2/3 analiz sonuçları.....	149
Tablo 4.23. PR60-3/2 analiz sonuçları.....	151

ÖZET

Anahtar Kelimeler: gıda prosesi, gövde boru ısı değiştiricisi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, şaşırtma elemanı, ısı aktarımı, basınç kaybı, termal verim, süt

Bu çalışmada, gıda endüstrisinde kullanılan bir gövde boru tip ısı değiştirici modeli referans alınarak üç boyutlu tasarım çalışmaları yapılmıştır. Mevcut ısı değiştirici modelinin çalışma performans verileri elde edilmiş olup boru dizilim biçimi, şaşırtma elemanı tasarımı ve yerleşimi değiştirilerek iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Ayrıca gövde boru ısı değiştirici için özgün bir şaşırtma elemanı tasarımı ve optimizasyonu yapılmıştır.

Tasarım çalışmaları unsur tabanlı tasarım programı olan SolidWorks 2018 programında yapılmıştır. Geliştirilen tasarımların CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) tekniği ile termal ve hidrolik açıdan performans analizleri aynı programın Flow Simulation modülünde yapılmıştır. Çalışma kapsamında toplamda 23 adet Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizi yapılmıştır. Tasarlanan özgün şaşırtma elemanının üretilebilirliğinin tespiti için SolidWorks 2018 programının Simulation Modülünde statik, yer değiştirme, birleşik kuvvet ve gerilim analizleri yapılmıştır.

Hidrolik ve termal açıdan en verimli boru dizilim biçiminin tespit edilebilmesi için yapılan analizlerde perforasyon, dairesel, beşgen ve tam kare boru dizilimine göre tasarımlar yapılmıştır. Termal ve hidrolik açıdan en verimli dizilimin perforasyon tipi dizilim olduğu tespit edilmiştir. Farklı sayı ve konfigürasyonlarda şaşırtma elemanları eklenmiş ve en verimli modellerin beş adet şaşırtma elemanı kullanılan modeller olduğu belirlenmiştir.

Standart şaşırtma elemanı ve üç farklı özgün şaşırtma elemanı perforasyon dizilimi kullanılarak analiz edilmiştir. Şaşırtma elemanı analiz sonuçları değerlendirildiğinde, en verimli model olan PR60-2/3 özgün şaşırtma elemanı içermekte olup, PS-2/3 modelindeki standart şaşırtma elemanı içeren modele göre termal açıdan %11,44 ve hidrolik açıdan %35,1 daha verimli olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre özgün şaşırtma elemanı tasarımına sahip PR60-2/3 modeli, referans alınan şaşırtma elemanı içermeyen ısı değiştirici modeli P-0'a göre termal açıdan %22,63, hidrolik açıdan ise %0,27 verim artışı sağladığı tespit edilmiştir. Özgün şaşırtma elemanları standart şaşırtma elemanlarına göre termal ve hidrolik kriterlere göre değerlendirildiğinde üstün gelmiştir. Üretilebilirlik analizleri değerlendirildiğinde özgün şaşırtma elemanını 800kg baskı gücü sağlayan bir pres ile şekil verilip üretilebileceği seçilen AISI316 malzemesinin bu kuvvette karşı mukavim olduğu tespit edilmiştir.

DESIGN AND OPTIMIZATION OF SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS USED IN FOOD INDUSTRY BY USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHOD

SUMMARY

Keywords: food processing, shell and tube heat exchanger, computational fluid dynamics, baffle, heat transfer, pressure drop, thermal efficiency, milk

In this study, three dimensional design have been made with reference to a shell and tube heat exchanger model used in food industry. The operational performance data of the existing heat exchanger model were obtained and improvement were carried out by changing the arrangement of the tube configurations, the design of the baffles and its placement. In addition, original baffle designs and their optimization for shell and tube heat exchanger has been made.

Design studies were made in SolidWorks 2018, a feature-based design program. Thermal and hydraulic performance analyses of the developed designs with CFD technique were performed in the Flow Simulation module of the same program. A total of 23 computational fluid dynamics analyses were performed. Static, displacement, combined force and stress analysis were performed in the Simulation Module of SolidWorks 2018 program to determine the reproducibility of unique baffles.

In order to determine the most efficient hydraulically and thermally arranged tube arrangement, designs were made according to perforation, circular, pentagonal and full frame tube arrangement. It was determined that the most efficient thermal and hydraulic sequence was perforation type. Different baffles and configurations were experienced, and the most efficient models were found to be the models using five baffles.

The standard baffle and three different unique baffles were analyzed using a perforation sequence. According to the results of the baffle analysis, the most efficient model PR60-2/3 which contains unique baffles, which is 11.44% thermally and 35.1% hydraulically more efficient than the PS-2/3. model which contains the standard baffles. According to the results obtained, PR60-2/3 model with unique baffle design, 22.63% thermally and hydraulically 0.27% efficiency increase compared to the reference heat exchanger model P-0, it was found that the yield increase.

The unique baffles are superior to the standard baffles when evaluated according to thermal and hydraulic criteria. When the reproducibility analysis was evaluated, it was determined that the AISI316 material, which can be shaped and produced with a press that provides 800kg printing power, is resistant to this force.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Çalışmanın Amacı

Isı değıştirciler, gıda ve kimya endüstrisinde ısıtma, soğutma, arıtma ve iklimlendirme gibi birçok mühendislik uygulamasında yaygın olarak kullanılmaktadır [1].

Isı değıştirciler; farklı sıcaklık ve termal iletkenlikteki iki akışkan ya da bir akışkan ve katı partiküller arasındaki termal enerjiyi transfer etmek amacıyla kullanılmaktadır. Bir ısı değıştircisinin temel prensibi, ısıyı taşıyan sıvıyı transfer etmeden ısıyı transfer etmesidir. Isı aktarımı esas olarak iletim ve taşınımından kaynaklanır [2]. Farklı tipteki ısı değıştircileri arasında, gövde boru ısı değıştircilerinin üretimi nispeten kolaydır ve endüstride bir diğer yaygın olarak kullanılan plakalı ısı değıştircilere kıyasla daha geniş sıcaklık ve basınç aralıklarında, farklı fazlardaki akışkanlar için çok amaçlı uygulama olanaklarına sahiptir. Gövde boru ısı değıştircilerinde farklı sıcaklıkta iki akışkan ısı değıştircisi boyunca akmaktadır. Bir akışkan boru boyunca akarken diğeri de borunun dışında gövde kısmının içinden akmaktadır. Isı; gövde tarafındaki akışkandan boru yüzeylerine oradan da boru akışkanına doğru ya da tersi yönde aktarılır. Gövde ve boru tarafındaki akışkanlar sıvı ya da gaz olabilirler. Isıyı verimli bir şekilde aktarmak için büyük bir ısı aktarım alanı kullanılması gerekmektedir. Bunun için de çok sayıda ısı değıştircide çok fazla boru kullanılmasına neden olmaktadır ya da farklı boru dizilimleri ile çeşitli şaşırtma elemanı kullanımları ile de termal verim artırılabilir [1,2].

Hesaplamalı Akışkan Dinamiği (CFD) yazılımlarıyla maliyeti yüksek ve zaman alan deneyler yapmak yerine bilgisayar ortamında simülasyonlar yapılarak, kurulacak modelin başlangıç ve sınır şartları optimize edilebilmektedir. Prototip üretimi üzerinden yapılan çalışmalarda değışkenlerin davranışları tam olarak ölçülemeyebilir.

Klasik deneylerde kullanabileceğiniz cihazlar ve koşullar yetersiz olabilir. Öte yandan CFD analizinde, kullanılan sayısal ağ elemanı kadar -çoğunlukla milyonlarca- ölçüm elemanları veri dağılımlarını, deneylerdeki gibi sadece ayırık veriler halinde değil, gradyenler olarak geniş bir spektrumda gösterebilme kabiliyetine sahiptir. Sağladığı avantajlar CFD modelleme yaklaşımını günümüzde akışkanlar üzerine yapılan araştırma çalışmalarla birlikte özellikle bunların ısı aktarım süreçlerinde yaygın olarak kullanılan bir araç haline getirmiştir [3].

Tüm bunların ışığında; referans olarak gıda endüstrisinde sıklıkla kullanılan gövde boru ısı değiştirici modeli ele alınacaktır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak ısı değiştirici içerisinde proses gören gıda akışkanının akış modeli ve ısı yayılımı gözlemlenerek boru dizilimi, boru geometrisi, şaşırtma elemanı geometrisi ve ısı değiştirici tasarımları değiştirilerek gıda akışkanı için uygun minimum basınç kaybı ve maksimum ısı performans hedefleyen, yüksek verimlilik ve enerji tasarrufu sağlayan ayrıca üretilen gıda maddesinin insan sağlığı açısından risklerden uzak ve tüketici tarafından arzu edilen kalite standartlarında olan ürünler üretebilir fonksiyonu olan bir ısı değiştiricisi tasarımı yapılması hedeflenmektedir.

1.2. Önceki Çalışmalar

Wen vd. [4], bu çalışmada, helisel şaşırtma elemanları içeren orijinal gövde boru ısı değiştiricilerinde üçgen sızıntı bölgelerini engellemek için geliştirilmiş merdiven tipi şaşırtma elemanı önerilmiş ve bu iki şaşırtma elemanın performansı karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, geliştirilmiş şaşırtma elemanı içeren ısı değiştiricisinde gövde tarafı hızı ve sıcaklığının dağılımının daha düzgün olduğunu ve eksenel kısa devre akışının ortadan kaldırıldığını göstermiştir. Deneysel sonuçlar, gövde tarafı ısı aktarım katsayısı ve toplam ısı aktarım katsayısı sırasıyla %22,3-32,6 ve %18,1-22,5 oranında iyileştirildiğini göstermiştir. Gövde tarafındaki basınç kaybındaki artış yaklaşık 0.911–9.084 kPa'dır, buna karşılık gelen pompalama gücündeki azalma ise yaklaşık 2-80 W olarak belirtilmiştir. Ayrıca Termal performans faktörü TEF%18,6–23,2 oranında arttığını göstermişlerdir ki bu da merdiven tipi şaşırtma elemanlarının, ısı

değiştiricilerin helisel şaşırtma elemanları ile ısı aktarım performansını etkili bir şekilde geliştirebildiğini göstermektedir.

Milcheva vd. [5], çift segmentli şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştiricisinde tek fazlı akış için analiz yapmışlardır. Bell-Delaware yönteminin Taborek versiyonu, çapraz akış alanı, sızıntı alanları ve örtüşen bölgedeki etkin boru sayısı gibi ana geometrik parametreler için hesaplama yöntemlerini ayarlayarak spesifik ısı değiştirici tasarımına uyarlanmıştır. Buna ek olarak, CFD simülasyonları ile Bell Delaware yönteminin (ana yaklaşım) Taborek versiyonunun yerel uyarlamasını yerel olarak doğrulamak için ANSYS FLUENT 15.0'da gövde boru ısı değiştirici şaşırtma elemanı ile simüle edilmiştir. Elde edilen ısı aktarım katsayısı tatmin edici olduğunu bildirmişlerdir.

Ma vd. [6], Bu çalışmada, sürekli hidro termal akış sentezi reaktöründen nano parçacıkların sıcak bir ürün bulamacından gelen ısıyı çıkarmak için soğutma suyunu kullanan çapraz geçişli bir borulu ısı değiştiricideki hidro termal akışkan akış alanını ve ısı transfer profillerini tahmin etmek için CFD (hesaplama akışkanlar dinamiği) modellemesi kullanılmıştır. Isı değiştiricinin uzunluğu boyunca öngörülen ısı aktarı katsayıları deneysel olarak elde edilenlerle uyum içinde olduğu görülmüştür. Bu çalışma sonucunda görülmüştür ki; CFD modellemenin, CHFS sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricilerinde ısı aktarımı tahmini için ve ayrıca bu tip ısı değiştiricilerin tasarım ve optimizasyonu için etkili bir araç olduğunu bildirmişlerdir.

Bichkar vd. [7], tek segmentli, çift segmentli ve helisel şaşırtma elemanı gibi farklı tasarımlardaki şaşırtma elemanları için CFD analizleri yapmış ve bulduğu verileri karşılaştırmıştır. Bu çalışma, şaşırtma elemanlarının gövde boru ısı değiştiricilerdeki basınç kaybı ve termal verim üzerindeki etkisini göstermektedir. Tek segmentli kullanıldığında, ölü noktalar olduğundan ısı aktarımının etkili olmadığı görülmüştür. Çift segmentli de ise tek segmentliyle karşılaştırıldığında daha optimum sonuçlar elde edildiği görülmüştür. En az ölü nokta ile birlikte en etkili ısı aktarımı helisel yapıdaki şaşırtma elemanı olan da görüldüğü bildirilmiştir.

Karima vd. [8], yeni bir şaşırtma elemanı tasarımının gövde boru ısı değiştiricinin verimliliği üzerindeki etkileri üzerine çalışmışlardır. Gövde boru ısı değiştiricisine yerleştirilmiş kelebek tipli şaşırtma elemanları incelenmiştir. Isı aktarımı ve akış karakteristikleri üzerinde, şaşırtma elemanlarının şeklinin, şaşırtma elemanı arasındaki alanın şaşırtma elemanın boyutunun etkisine odaklanılmıştır. Tüm analizler CFD Fluent yazılımının yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Sayısal sonuçlar mevcut deneysel verilerle karşılaştırılmış ve tatmin edici benzerliğe ulaşılmıştır.

Ambekar vd. [9], bu çalışmada, şaşırtma elemanlarının gövde boru ısı değiştiricilerde basınç kaybı ve ısı aktarımı üzerine etkileri incelenmiştir. Gövde boru ısı değiştiricilerinde kullanılan şaşırtma elemanları, ısı aktarımının iyileştirilmesinin yanı sıra basınç kaybının artmasına neden olduğu söylenmektedir. Tek, çift, üç segmentli, helisel ve çiçek tipi şaşırtma elemanları gövde boru ısı değiştiricileri için tasarlanmış ve SolidWorks Flow Simulation yazılımı ile CFD analizleri yapılmıştır. Simülasyon sonuçları, gövde tarafı kütle akış hızı her durumda sabit tutulmuş, ısı aktarım katsayısı, basınç kaybı ve ısı aktarım oranı için tek segmentli şaşırtma elemanları ile maksimum olduğunu göstermiştir. Helisel şaşırtma elemanlarında ise neredeyse sıfır durgunluk bölgeleri gözlenmiştir, bu da kirlenmenin azalmasına ve akışa bağlı titreşimin düşük olması nedeniyle uzun çalışma ömrüne neden olmaktadır. Çiçek tipi şaşırtma elemanlarında da durgunluk bölgelerinin azaldığı görülmüştür.

Pal vd. [10], bu çalışmada bir gövde boru ısı değiştiricilerinde şaşırtma elemanları kullanarak ve kullanmayarak akışkanın davranışlarını ve sıcaklık dağılımlarını CFD yöntemi kullanarak araştırmışlardır. Simülasyonu yapılan ısı değiştiricilerinde hidrolik çap oranı 0,15-0,6 m arasında, şaşırtma elemansız ısı değiştiricisinde ise 0,9 m olarak kabul edilmiştir. Analizler ve CFD kodları OPENFOAM yazılımında değişken kütleli debili olarak yapılmıştır. Nozul bölgesinin yakınındaki çapraz hava akışının ısı aktarımına önemli bir katkısı olduğu gözlenmiştir, dolayısıyla geleneksel aktarımı korelasyonları bu ısı değiştiriciler için geçerli olmadığı bildirilmiştir. Analizin nümerik modeli üzerinde yapılan sonlu eleman sayısı üzerindeki iyileştirme çalışmaları sonucunda $k-\epsilon$ türbülans modeli en verimli model olduğu tespit edilmiştir. Analiz çalışmaları yapılırken belirlenen başlangıç koşulları analizi sonuçlarında

yakınsama sağlamamıştır. Çalışma sonucunda akış yayılımı gövde tarafındaki ısı aktarım dağılımları karşılaştırılmalı olarak sunulmuştur.

Ozden ve Tari [11], Bu çalışmada, küçük gövde boru ısı değiştiricinin gövde tarafı, akış ve sıcaklık alanlarını çözmek için yeterli detay ile modellemiştir. CFD simülasyon sonuçlarından sabit boru duvar ve gövde giriş sıcaklıkları için, gövde tarafı ısı transfer katsayısı, basınç düşüşü ve ısı transfer hızı değerleri elde edilmiştir. Gövde yan akışının ve sıcaklık dağılımlarının ağ yoğunluğu, ayırıklaştırma sırası ve türbülans modellemesi gözlemlenmiştir. İki farklı örgü yoğunlukları kullanılarak birinci ve ikinci dereceden ayırma için üç türbülans modeli denenmiştir.

Shahril vd. [12], eş merkezli çift boruya sahip bir gövde boru ısı değiştiricinin performans analizi, CFD yazılımı olan ANSYS FLUENT 14.0 kullanılarak gerçekleştirmiştir. İlk olarak, sabit iç boru çapına sahip eş merkezli çift borulu bir gövde boru ısı değiştirici, sıcak akışkanın farklı kütle akış hızları için termo-hidrolik performansları için klasik gövde borulu ısı değiştirici ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra, farklı iç boru çaplarının çift eş merkezli borulu bir gövde boru ısı değiştiricinin performansına etkileri araştırılmıştır. Simülasyonun sonuçları, çift eş merkezli borulu bir gövde boru ısı değiştiricinin daha düşük bir basınç kaybı sağlarken daha yüksek bir ısı aktarım performansına sahip olduğunu göstermektedir. Aynı zamanda, daha düşük iç boru çaplarında daha yüksek etkinliğin olduğu gibi daha yüksek sıcak akışkan kütle akış hızlarıyla da daha ekonomik olabileceği bulunmuştur. Bu, çift eş merkezli borulu bir gövde boru ısı değiştiricinin endüstriyel uygulamalarda klasik borulu ısı değiştiricinin yerini almak için ideal bir seçenek olabileceğini göstermektedir.

Arani ve Moradi [13], bu araştırmada, segmentli şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştiricide farklı bir şaşırtma elemanı ve boru konfigürasyonu kullanarak suyun akış davranışlarını ve ısı aktarımını incelemişlerdir. Isı değiştiricide üçgen ve dairesel çıkıntılı borular, disk şaşırtma elemanı ile hem segmentli hem de segmentli ve disk şaşırtma elemanının birlikte kullanıldığı ısı değiştiricilerde kullanılmıştır. Akışkan alanı, SolidWorks Akış Simülasyonu ile simüle edildiği ve (Ver. 2015). Eede edilen sonuçların deneysel verilerle ve literatürde bulunan sayısal sonuçlarla karşılaştırıldığı

bildirilmiştir. Sonuç olarak en yüksek verimin üçgensel çıkıntılı borular içeren ve disk şaşırtma elemanı kullanılan modelde olduğunu belirtmişlerdir ve geleneksek gövde boru ısı değiştiricilere göre performansın %39 arttırıldığı bildirilmiştir.

Leoni ve ark. [14], bu çalışmada bir gövde boru ısı değiştiricide gövde tarafı akışını CFD kullanarak modellemişlerdir. Isı değiştirici HTRIXchanger Suite yazılımıyla tasarlanmış, CFD simülasyonları ise ANSYS Fluent 15.0 de yapılmıştır. k-epsilon SST türbülans modeli değerlendirilmiş ve SST modelinin sıcaklık tahmini için daha doğru sonuçlar sağladığı gösterilmiştir. Şaşırtma elemanı boşluğu olan ve olmayan iki adet tek segmentli şaşırtma elemanı düşünülmüştür. Hız, sıcaklık ve basınç profilleri karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak; şaşırtma elemanı boşlukları, ısı değiştirici boyunca boyunca sıcaklığın en yüksek olduğu noktaları ve basınç kayıplarını azaltmıştır.

Lei ve ark. [15], bu çalışmada enerji tasarrufu amacıyla gövde boru ısı değiştirici için “louver” adını verdikleri şaşırtma elemanını tasarlamışlardır. Plakalar gövde tarafına boru demetlerinin arasından geçecek şekilde belli bir açıyla yerleştirilmiştir. Bununla ölü noktaların oluşumunun azaltılması hedeflenmektedir. Termo-hidrolik performanslar nümerik simülasyonlarla incelenmiştir. Segmentli şaşırtma elemanlarına sahip gövde boru ısı değiştiricilerle karşılaştırıldığında, gövde tarafındaki akışın ani değişiminden uzaklaşıldığı görülmüştür. Sonuçlar; basınç kaybı başına ısı aktarım katsayısının yeni tasarlanan şaşırtma elemanın segmentli şaşırtma elemanına göre yüksek olduğunu göstermiştir. Bu aynı ısı aktarımı durumunda yeni tasarlanan şaşırtma elemanı ile daha düşük pompa gücü kullanabileceği ve böylece de enerji tasarrufu edilebileceği anlamını geldiğini bildirmişlerdir.

Zhang ve ark. [16], gövde boru ısı değiştiricilerde kullanılan helisel şaşırtma elemanlarının segmentli şaşırtma elemanlarından daha düşük basınç kaybı, ölü noktaların azlığı ve boru demetlerinin titreşiminin düşüklüğü nedeniyle daha üstün oldukları belirtilmiştir. Bu çalışmada literatürde belirtilen dar açılı helisel şaşırtma elemanlarına odaklanılmıştır. Bu şaşırtma elemanları, sarmal açısı 10° ile 30° olan kesintisiz şekildedirler ve şekilleri 1/4 elips, 1/4 daire dilimi ve 1/3 daire dilimidir. Sonuçlar, üç şaşırtma elemanı çeşidi arasında 1/4 daire dilimi helisel bölmeye sahip

ısı değiştiricilerin en dūřuk basınç kaybına sahip olduğunu gōstermektedir. Helis açıları incelendiğinde ise, 30°'nin dūřuk kütle akış hızında en iyi performansa sahip olduğunu, yüksek kütle akış hızında 20°' ye neredeyse eřit olduğu bulunmuştur.



BÖLÜM 2. LİTERATÜR ÖZETİ

2.1. Gıda Endüstrisinde Kullanılan Isı Değiştiriciler

Gıda endüstrinde ısı değiştiricilerinden sıklıkla yararlanılmaktadır [17]. Isı değiştiriciler sahip oldukları çeşitli özelliklere göre farklı şekillerde sınıflandırılmaktadırlar. Tablo 2.1’de ısı değiştiricilerin sınıflandırılması gösterilmiştir [2].

Tablo 2.1. Isı değiştiricilerin sınıflandırılması [2]

1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama
1.1. Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştiriciler
1.2. Akışkanların arasından doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiriciler
2. Isı Aktarım Yüzeyinin Isı Aktarımı Hacmine Oranına Göre Sınıflama (Kompaktlık)
2.1. Kompakt olmayan ısı değiştiricileri
2.2. Kompakt ısı değiştiricileri
3. Akışkan Sayısına Göre Sınıflama
3.1. İki akışkanlı
3.2. Üç akışkanlı
3.3. n adet akışkanlı
4. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama
4.1. İki yönde de tez fazlı akış
4.2. Bir yönde tek fazlı, diğer yönde çift fazlı akış
4.3. İki yönde de çift fazlı akış
4.4. Taşınım ve iletimle birlikte ısı aktarımı

Tablo 2.1. Isı değiştiricilerin sınıflandırılması devamı

5. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflandırma
5.1. Borulu Isı Değiştiricileri
5.1.1. Düz borulu ısı değiştiricileri
5.1.2. Spiral borulu ısı değiştiricileri
5.1.3. Gövde borulu ısı değiştiricileri
5.2. Plakalı Isı Değiştiricileri
5.2.1. Contalı plakalı ısı değiştiricileri
5.2.2. Spiral plakalı ısı değiştiricileri
5.2.3. Lamelli ısı değiştiricileri
5.3. Kanatlı Yüzeyli Isı Değiştiricileri
5.3.1. Plakalı kanatlı ısı değiştiricileri
5.3.2. Borulu kanatlı ısı değiştiricileri
5.4. Rejeneratif Isı değiştiricileri
5.4.1. Sabit dolgu maddeli ısı değiştiricileri
5.4.2. Döner dolgu maddeli ısı değiştiricileri
5.5. Karıştırmalı Kaplar
6. Akıma Göre Sınıflama
6.1. Tek Geçişli Isı Değiştiricileri
6.1.1. Paralel akımlı ısı değiştiricileri
6.1.2. Ters akımlı ısı değiştiricileri
6.1.3. Çapraz akımlı ısı değiştiricileri
6.2. Çok Geçişli Isı değiştiricileri
6.2.1. Çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı ısı değiştiricileri
6.2.2. Çok geçişli gövde-borulu ısı değiştiricileri
6.2.3. n adet paralel plaka geçişli ısı değiştirici

Gıda ve ısı değiştirici arasındaki ısı aktarım mekanizmalarının anlaşılabilmesi ısı değiştirici ekipmanların tasarımı ve performansının değerlendirebilmesi için gereklidir. Gıda hammaddeleri doğaları gereği biyolojik, kimyasal ve fiziksel bozulmalara karşı hassas kompleks materyalledir. Bu bağlamda da gıda ürünleri prosesleri kendine mahsus ve çoğunlukla kompleks problemleri de beraberinde getirmektedir. Özellikle sayısal tanımlamaların yapılabilmesi için gıda ısı aktarım hızının belirlenebilmesinde önemli bir etkisi olan ekipman malzemelerinin özgül ısıları, ısıl iletkenlikleri, ısıl difüziviteleri gibi özelliklerin bilinmesi gereklidir. Ayrıca

iletim, taşınım ya da ışıınım gibi ısı aktarımı yöntemlerinin matematiksel olarak tanımlanması ısıtma ya da soğutma ortamından gıdaya aktarılan ısı miktarının tespit edilebilmesi için gereklidir. Bunların yanı sıra, hem yatışkın hal hem de yatışkın olmayan hal için hesaplama yöntemlerinin de belirlenmesi gereklidir [18].

Gıda endüstrisi açısından önemli ve yaygın olarak kullanılan ısı değiştiriciler için bir sınıflandırma yapmak hem tekrarı önlemek hem de endüstri için spesifik olarak kullanılan ısı değiştiricileri anlamak ve incelemek açısından önemlidir. Bu bağlamda Tablo 2.2’ de görüldüğü gibi bir sınıflandırma yapılarak gıda endüstrisinde yaygın olan kullanılan ısı değiştiriciler verilmiştir. Temassız ısı değiştiricilerde adından da anlaşılacağı üzere, ısıtma veya soğutma ortamı ile proses edilen ürün birbirinden ince bir duvar yardımıyla ayrı tutularak fiziksel olarak birbirlerine temas etmeleri önlenmektedir. Bunun yanında temaslı tip ısı değiştiriciler de ise proses edilen ürün ile ısıtma ya da soğutma akımları arasında fiziksel teması engelleyecek herhangi bir duvar bulunmamaktadır [19]. Örnek vermek gerekirse; bir plakalı ısı değiştiricide proses edilen akışkan ile soğutucu ya da ısıtıcı ortam arasında bir metal plaka vardır ve bu plaka yardımıyla akımların birbirleriyle karışmaları engellenerek ısı aktarımının gerçekleşmesi sağlanır. Buhar enjeksiyonu sistemlerinde ise ürünün üzerine buhar ısıtmak amacıyla direkt püskürtülebilir [20].

Tablo 2.2. Gıda endüstrisinde yaygın olarak kullanılan ısı değiştiriciler [20]

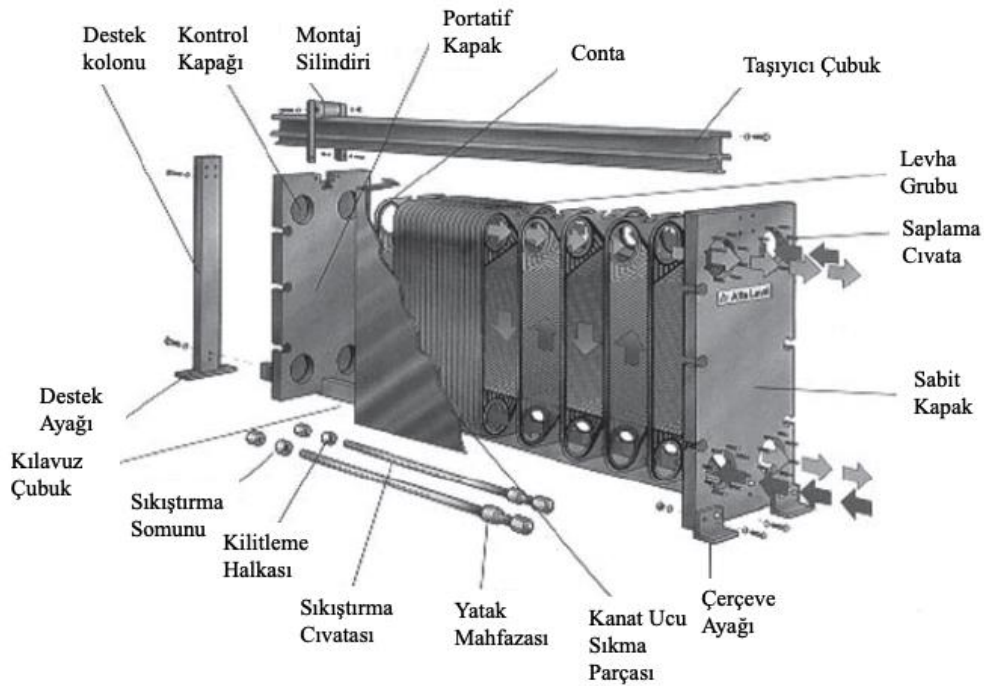
1. Temassız Tip Isı Değiştiriciler
1.1 Sıyırılmalı Yüzey
1.2. Borulu Isı Değiştiriciler
1.3. Plakalı Isı Değiştiriciler
2. Temaslı Tip Isı Değiştiriciler
2.1. Buhar İnfüzyonu
2.2. Buhar Enjeksiyonu

2.1.1. Plakalı ısı değiştiricileri

Plakalı ısı değiştiricileri 1930’lu yıllarda gıda endüstrisinde temizlik kolaylığı nedeniyle kullanılmaya başlansa da buluş tarihi 1880’li yıllara kadar uzanır [21].

1960'lı yıllarda daha etkili plaka geometrilerinin, montajının ve de conta malzemelerinin geliştirilmesiyle popülerliği artmıştır [1]. Günümüzde de popülerliğini korumakta olup, gelecekte de bundan daha az önemli olmayacağı kesindir. Plakalı ısı değiştiricileri, gıda endüstrisi dışında iklimlendirme ve soğutma işlemleri, denizcilik uygulamaları, kimyasal prosesler, kağıt hamuru ve kağıt işlemleri, güneş enerjisi uygulamaları gibi sektörlerde de kullanılmaktadır [21]. Gövde boru tip ısı değiştiricilere düşük ve orta basınçlı sıvı-sıvı ısı aktarımı uygulamalarında alternatif olabilirler [1, 22].

Plakalı ısı değiştiricilerinin tasarımları, kullanım alanlarına göre plaka tasarımları farklılıkları ve düzenlemeleri ile çeşitlendirilebilir. Plakalı ısı değiştiricileri; contalı plakalı, spiral plakalı ve lamelli olarak da kendi içinde farklılıklar göstermektedir [20].



Şekil 2.1. Bir plakalı ısı değiştiricinin patlatılmış görüntüsü [21]

Endüstride kullanılan tipik bir plakalı ısı değiştirici Şekil 2.1.'de gösterilmiştir. Bir plakalı ısı değiştiricinin ana elemanları; giriş / çıkış sıvısı port nozüllerini, yatay plaka taşıma ve kılavuz çubuklarını, desteği barındıran ısı transfer ve akış ayırma plakalarını, contaları, destekleyici uç çerçevelerini (sabit ve hareketli bir kapak plakası veya

çerçevesi), sütun ve uç çerçeve sıkma cıvatalarını kapsar. Paslanmaz çelikten üretilen ve gövdeye seri biçimde ve birbirlerine oldukça yakın olacak şekilde sıkıştırılan plakalar ısı değiştiricinin ana omurgasını oluşturmaktadır. Plakaların yüzey kenarlarına doğal ya da sentetik kauçuktan üretilmiş contalar geçirilerek sızdırmazlık sağlanırken bağlantı noktalarında sıvıların birbirlerine karışmalarını da önlemektedirler. Bu sayede de proses edilen akışkanlar ve ısıtma ya da soğutma için kullanılan akışkanlar ilgili yüzeylere yönlendirilmiş de olur. Proses edilen ürün ile soğutucu/ısıtıcı akışkanın yönü birbirlerine göre aynı ya da zıt olabilir. Isı değiştiricinin performansı akış yönüne göre farklılık göstermektedir [1, 2, 20, 21].

Plakalı ısı değiştiricide kullanılan plakaların gıda materyalinde herhangi bir bozulmaya yol açmaması için paslanmaz çelikten üretilmiş olması gerekmektedir. Aksi takdirde gıda proseslerinde kullanılması sağlık açısından ve ürünün kalite özelliklerinin korunması açısından tehlikeli olabileceğinden önerilmemektedir. Plakaların yüzeyleri ısı aktarım yüzeyinin artırılarak ısı veriminin yükselmesi için değişik desenlerde baskılar yapılmaktadır. Bu; akışkanın desenler üzerinde türbülans etkisinde kalmasından kaynaklanmaktadır. Farklı gıda hammadelerinin viskozite, öz kütle gibi özellikleri ve uygulanmak istenen proses sınır şartları göz önüne alınarak plaka desenleri seçilmelidir [1, 2, 20, 21].

Plakalı ısı değiştiriciler daha düşük viskoziteli ($<Pa.s$) sıvı gıdaların prosesi için uygundur [22]. Partikül içeren bir akışkan ise parçacıkların eşdeğer yarıçapı 0.3 cm'den daha küçük olmalıdır. Daha büyük çaplı partiküller plakaların temas yüzeylerinde birikebilir bu da ısı veriminde kayıplar yaşatacağı gibi bakım-onarım açısından zorluk yaşatabilir [20].

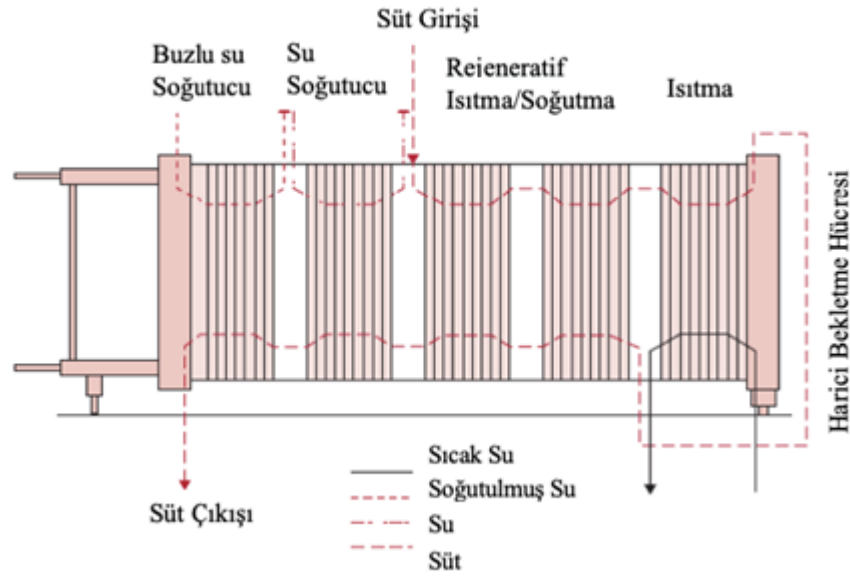
Endüstriyel bir plakalı ısı değiştiricisi, 5000-20000 kg/saat ürün akış hızına sahip olabilir. Gıda endüstrisinde ısı işlemlerden dolayı süt proteinleri gibi katı gıda maddelerinin plaka yüzeyinde tortu oluşturabileceği göz önüne alınmalıdır. Oluşan bu tortu tabakası birikim olarak da adlandırılmakta olup, ısı aktarımının düşmesine ayrıca da basınç kayıplarının da belli bir zaman periyodundan sonra artmasına neden olabilir. Bu gibi durumlarda; proses işlemi durdurularak plakaların temizlenmesi

gerekmektedir. Özellikle süt ürünlerine uygulanan ultra yüksek ısıl işlem normları işlem süresini 3-4 saat ile sınırlandırmakta olup, bu süreden sonra mutlaka sistemin temizliği yapılmalıdır [20]. Plakalı ısı değiştiricilerin sahip olduğu avantajlar aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- a) Bakım-onarımları basittir ayrıca basitçe ve kısa sürede sökülüp takılabildiğinden ürün yüzey incelemeleri için kolaylık sağlar.
- b) Hijyenik tasarıma sahip oluşu ve kontaminasyon risklerini azaltması açısından gıda endüstrisinde kullanımına uygundur. Ayrıca iki akışkanın birbirlerine karışma ihtimali de azdır. Kaçaklar genelde ısı değiştiricinin dış tarafına doğrudur.
- c) İhtiyaca göre plaka sayıları kolayca gövdeye monte edilerek kapasitenin artması sağlanır.
- d) Diğer temassız ısı değiştiricileri göz önüne alındığında plakalı ısı değiştiriciler düşük yatırım maliyetiyle ürünü ortam sıcaklığını 1°C yaklaştıra dek ısıtıp soğutabilmeyi sağlar.
- e) Isıtıcı/soğutucu akışkanın yeniden kullanılmasına olanak tanıdığından enerjinin korunumu açısından katkı sağlamaktadır.
- f) Bu tip ısı değiştiricilerinin içinde sıcak ve soğuk bölgeler oluşmaz.
- g) Plakalar üzerindeki çıkıntılar türbülansa neden olduğundan birikim riskini de azaltmış olurlar [20].

Tüm bunların yanında plakalı ısı değiştiricilerin getirdiği bazı dezavantajlar kullanım kısıtlarını da beraberinde getirmektedir.

- 1) Plakaların düzlemsel oluşlarından ve de kullanılan conta malzemelerinden dolayı yüksek basınçlara çıkılması oldukça zordur.
- 2) Gıdaların yüksek sıcaklıklarda proses edilmesi gereken durumlarda daha pahalı ve özel malzemelerden yapılmış contalar kullanılması gerekmektedir. Ayrıca contalar zamanla aşınmalara uğrayarak ömürlerini tamamlarlar ve değiştirilmeleri gerekir.
- 3) Yüksek viskoziteli akışkanların proses edilmelerine uygun değildir [20].



Şekil 2.2. Beş bölmeli plakalı ısı pastörizatörü [20]

Şekilde bir sıvı gıda pastörizasyon prosesi gösterilmektedir. Öncelikle ısıtıcı akışkan ısıtma bölümünde proses edilecek gıda materyalini istenilen sıcaklık değerine ulaştırmak yani ısı enerjisinin bir kısmını aktarması amacıyla ısıtılır ve ısı aktarımının gerçekleşmesi sağlanır. Soğuk akım, istenen sıcaklık değerine getirilmesi için az bir ek enerjiye ihtiyaç duyacağı bir sıcaklık değerine kadar ısıtılmış olur [20].

Rejenerasyon işlemi için ek plakalar gerekli olup, başlangıçta ek yatırım maliyeti getirmektedir. Uzun vadede ise enerji kayıplarını azaltacağından maliyetlerin düşmesini sağlayacaktır [20].

Plakalı ısı değiştiricilerinin gıda endüstrisinde kullanım alanları için genel bir sınıflandırma yapmak gerekirse; süt ürünlerini (örneğin süt, yoğurt, krema ve dondurma), bira ve damıtılmış ürünleri (örneğin malt, bira, şarap ve alkol), içecekleri (örneğin meyve suyu, gazlı içecekler, çay ve kahve) ve işlenmiş meyve-sebzeleri (örneğin, püreler, salçalar, soslar ve reçeller) sayabiliriz. Bu bağlamda da pastörizasyon prosesinin gıda prosesleri arasında en önemlilerden birisi olduğu söylenebilir. Fransız bilim insanı Louis Pasteur şarapta bozulmaya neden olan

mikroorganizmaların kaynama noktasının altındaki bir sıcaklıkta ısıtılma işlemi uygulanırsa inaktive olacağını keşfetmiştir. Bu yöntem özellikle süt ürünlerinin muhafazasında raf ömrünün korunmasında sıklıkla kullanılmaktadır [20].

Pastörizasyon prosesinin temel prensibi, ısıtılma sırasında tekrar kirlenmeye izin vermeksizin, sıvı ortamın belirli bir süre boyunca belirli bir sıcaklığa ısıtılmasıdır. Bu sürecin kontrolü hem ısıtılma işleminin mikroorganizmalar ve enzimler üzerinde etkinliği hem de son ürünün kalitesi (tat, aroma, doku vb.) açısından kritik öneme sahiptir. Patojenik mikroorganizmaların etkisizleştirilmesi için, sıcaklık ve de zamanın kombinasyonuna bağlı olup ve yüksek hassasiyetle hesaplanmış olmalıdır. Örneğin, süt 72°C’de 16 s’den az olmamak şartıyla tutulmalıdır [20, 23, 24].

Plakalı ısı değiştiricilerinin en yaygın olarak kullanıldıkları yerler sürekli pastörizasyon prosesleridir. Tipik bir 5 bölmeli plakalı ısı değiştirici Şekil 2.2’ de gösterilmektedir. Yaklaşık 4°C’deki soğuk çiğ süt sabit bir tanktan plakalı ısı değiştiricinin rejeneratif kısmına (orta kısım) çekilir. Burada süt komşu kanallarda akan sıcak pastörize süt ile ısı aktarımı sağlanarak ~ 57 – 68°C’ye ısıtılır. Isı değiştiricinin sağ tarafında bulunan vakumlu buhar ya da sıcak su ile ılık çiğ sütün sıcaklığı sürekli bir sistemle o en az 72°C’ye ısıtılır. Pastörizasyon sıcaklığında ve basınç uygulanan süt, en az 16 s’lik bir süre ile bekleme tüpü boyunca akar. Daha sonra, uygun bir şekilde pastörize edilmiş süt, rejeneratör kısmı (orta kısım) boyunca akarak gelen ham süt ile arasında ısı aktarımı olması sağlanır ve ham çiğ süt ısıtılırken, pastörize edilmiş sütün de soğutulması sağlanarak enerjiden de tasarruf edilmesi sağlanır. Son olarak, pastörize edilmiş süt ısı değiştiricinin soğutma kısmından (sol kısım) geçer ve burada soğutulmuş su ile 4°C’ye veya altına soğutulur ve daha sonra ambalajlamaya hazır hale gelir [20].

Pastörizasyon işlemi ayrıca meyve suyu, salça, krema, peynir altı suyu, dondurma, bira, şarap vb. dahil olmak üzere çeşitli yiyecek ve içecek proseslerde gereklidir bu bağlamda da plakalı ısı değiştiriciler çoğu sistemde giderek daha fazla kullanılmaktadır. Pastörizasyona ek olarak plakalı ısı değiştiriciler başka gıda proseslerinde de sıklıkla kullanılmaktadır. Bu anlamda tipik örnekler ön işlem ve

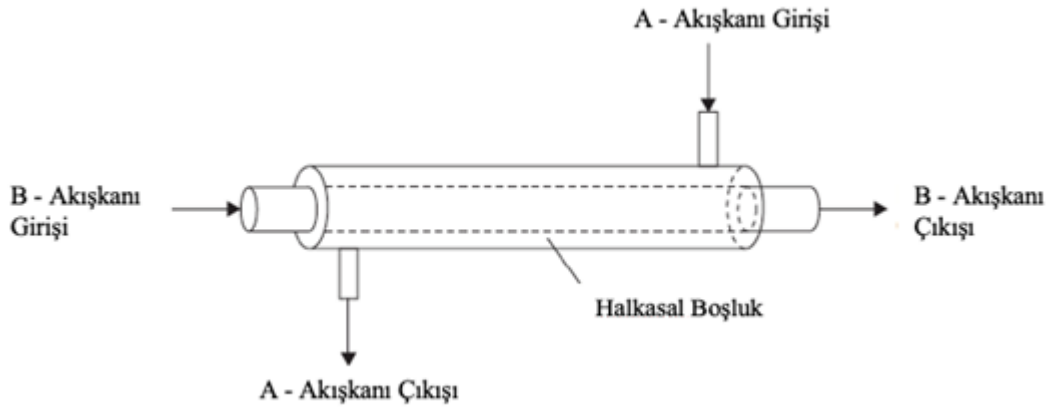
fermantasyonda duyarlı ısıtma ve soğutma, kurutma, harmanlama, dondurma, sterilizasyon ayrıca pişirme işleminde (kaynama/buharlaştırma) faz değişimi, hamurları oluşturma, kristalleştirme ve polimerizasyon işlemlerinde de kullanılmaktadır [20].

2.1.2. Borulu ısı değiştiricileri

Temassız ısı değiştiriciler arasında en sade tasarıma sahip ısı değiştirici çeşididir. Bu tip ısı değiştiricilerde eliptik, dikdörtgen borular kullanılmakla beraber en fazla dairesel kesitli borular kullanılmaktadır. Dairesel kesitli borular yüksek basınçlara dayanıklı olduğundan daha fazla proseste kullanılmaktadır. Boru çapı, boyu ve düzenlemelerinde çeşitlendirmelere olanak sağladığından ar-ge faaliyetlerine oldukça açıktır. Düz borulu, spiral borulu ve gövde-boru tip ısı değiştiricileri bu ısı değiştiricilerin çeşitlerindendir. Gövde-boru tip ısı değiştiricilere Bölüm 2.3.' de geniş olarak yer verilmiştir [2, 25].

Düz borulu ısı değiştiricilerde, çift borulu olanların yanında, boru demetlerinden yapılmış çeşitlerine de rastlanır. Çift borulu olanları, eş merkezli iç içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. Akışkanlardan biri içteki borudan akardan diğeri aynı yönde (paralel akış) ya da zıt yönde (ters akış) borular arasındaki boşluktan akmaktadır. Dışta kalan borunun iç tarafındaki akışta kargaşa yaratarak daha iyi ısı aktarımı sağlamak amacıyla özel olarak tasarlanmış şaşırtma elemanı da denilen engeller konulabilir. Isıl kapasiteyi ve ısı aktarım alanını artırabilmek için borular dirsekler yardımıyla birbirlerine paralel halde montajlanabilir [2, 20].

Isıl hesaplamaları yapılırken logaritmik sıcaklık farkı veya etkinlik geçiş sayısı yöntemlerinden biri kullanılabilir. Bu ısı değiştiricilerini temizlemesi kolay olduğundan, özellikle kirletici akışkanların proseslerinde de kullanılabilir. Akışkanın ısı değiştiricinin bölgeleri arasında rahatça dağılabilmekte olup, ölü bölgelerin oluşma riski çok azdır. Küçük boru çaplarının kullanılması ile yüksek basınçlara çıkılması kolaylaşır. Fakat yüzey alanın görece küçük olması ısı aktarım verimi için dezavantajdır [2, 20, 26].



Şekil 2.3. Bir borulu ısı değiştiricinin şematik gösterimi [20]

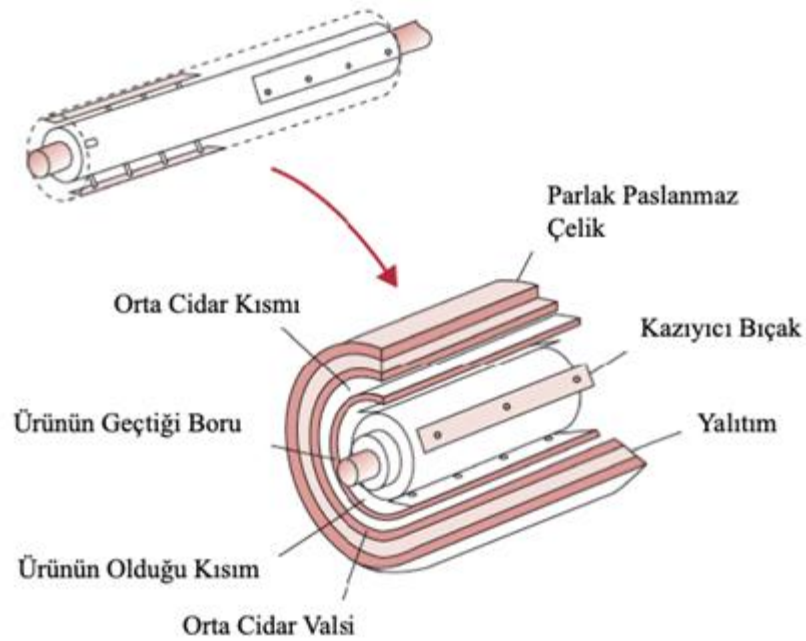
Üç borulu ısı değiştiricilerin gıda endüstrisindeki bazı uygulama alanlarına; konsantre edilmemiş portakal suyunun 4°C 'den 93°C 'ye ısıtılması; çökelek yıkama suyunun 46°C 'den 18°C 'ye soğuk su ile soğutulması ve dondurma karışımının amonyak kullanılarak 12°C 'den 0.5°C 'ye soğutulması örnek olarak verilebilir [20].

Bir başka borulu ısı değiştiricisi çeşidi ise spiral borulu ısı değiştiricileridir. Bir veya daha fazla borudan spiral ile bu spiralin dışındaki gövdeden meydana gelir. Bu ısı değiştiriciler genellikle havuz ve gövdedeki akışkanların sıcaklık kontrolleri için kullanılırlar [2]. Basit ve ucuz bir şekilde elde edilmekte olup bu ısı değiştiricilerde ısı genleşmenin oluşturduğu gerilme problemleri yaşanmaz. Helisel şekilde yapılan serpantin adımları, sarım çapı ve de alanı prosese uygun bir biçimde seçilmelidir. Genellikle boru çapı gövde çapının $1/30$ 'u kadardır. Sarpantin helis adımları ise boru çapının iki katı olacak şekilde seçilebilir. Spiral borunun dış yüzeyi ve gövde mekanik olarak kolayca temizlenebilirken, boruların iç kısımları helisel konstrüksiyondan dolayı temizlenmesi oldukça zordur. Ayrıca gövde tarafı debi ve akışkan hız değerlerinin küçük olması sebebiyle, bu taraftaki ısı kapasite debileri de küçüktür [20].

2.1.3. Sıyırma yüzey ısı değıştircileri

Bir řaft etrafında dñnen bıçaklar yardımıyla gövdenin iç duvarlarında film oluşturmuş akışkanın bu alandan uzaklaştırıldığı ve hem akışkanın hem de ısının dağılımını sağlayan ısı değıştirci çeşididir [2, 27].

Isı değıştircinin gıda ile temas eden tarafları saf nikel, paslanmaz çelik, sert krom kaplı ya da korozyona neden olmayacak başka bir malzemeden üretilmesi gerekmektedir. Isı değıştircinin içinde yer alan rotor, kalıp plastik ya da plastik laminar ile kaplanmış bıçaklar içermektedir [20]. Rotorun dönüş hızı genellikle 150 ile 500 rpm değerleri arasında olup, dönüş hızındaki yükselme ısı aktarımı üzerinde olumlu etki yaratmaktadır. Bunun yanında muhtemel maserasyon da proses edilen gıda ürünün kalitesini etkileyebilir. Rotorun dönüş hızı ile silindir arasındaki boşluk işlenecek ürünün reolojisi dikkate alınarak belirlenmelidir. Gıda endüstrisinde kullanılan bir sıyırma yüzey ısı değıştircisi şematik olarak Şekil 2.4.'de gösterilmiştir [20].



Şekil 2.4. Bir sıyırma yüzey ısı değıştircisinin şematik gösterimi [20]

Borulu ısı değıştircilerinin konvensiyonel tiplerinde, gövde iç yüzeyinde film oluşumu veya birikinti ile hidrolik sürünmeden oluşan ısı direnci akışkanlar arasındaki

ısı aktarımını olumsuz bir biçimde etkilemektedir. Özellikle viskozitesi yüksek ve parçacık içeren gıda akışkanlarının üretimi yapılırken bu olumsuz durumla sıklıkla karşılaşmaktadır [28]. Eğer gövde duvarının iç yüzeyi birtakım mekanik parçalarla belirli periyodlarla sıyırılma işlemi yapılırsa ısı direnç azaltılabilir. Bu sayede genellikle düşük hacimli ürünlere hızlı ısı aktarımı sağlanmış olur. Ayrıca hassas bileşenlerin zarar görmesini ve uçucu bileşiklerin kaybını da önleyerek kaliteli bir üretim gerçekleştirilmesine yardımcı olur. Üründe yanma gibi olumsuz durumlarla karşılaşmayacağı gibi üniform ürün kalitesine de ulaşılmış olunur. Sıyırılmalı yüzey ısı değiştiricisinde yapılan sabit karıştırma hareketi sayesinde ürünün lezzet, renk, aroma ve dokusal özelliklerinde homojenizasyon sağlanır [20].

Şekil 2.4.'de de görüldüğü üzere, rotoru ve ürünü içeren silindir gövde dışarıdan bir ceket yardımıyla çerçevelenmiştir. Isıtıcı ya da soğutucu akışkan dışarıdaki cekete beslenir. En yaygın olarak kullanılanlar; buhar, sıcak su, tuzlu su ya da bir soğutucu akışkandır. Bu tip ısı değiştiricilerde genellikle -35°C ile 190°C sıcaklık değerleri arasında proses yapılır [20].

Gıda endüstrisinde; ısıtma, pastörizasyon, çırpma, sterilizasyon, emülsifiye etme, jelleştirme, kristalize etme ve akışkanlaştırma proseslerinde kullanılmaktadır. Bu tip ısı değiştiricilerde meyve suları, çorbalar, fıstık ezmesi, turunçgil konsantreleri, salça, pişirilmiş fasulye ve turta dolguları gibi hem düşük hem de yüksek viskozite değerine sahip ürünler işlenebilmektedir [20].

2.1.4. Buhar-infüzyon ısı değiştiricileri

Temaslı ısı değiştiricilerinden biri olan buhar-infüzyon ısı değiştiricisinde buhar ile ürün arasında direkt temas sağlanır. Sıvı fazındaki ürün değiştiricinin üzerinden pompalanarak ısıtma bölümündeki ince katmanlardan akması sağlanır [17]. Kullanılan nozüllerin boyutunu sıvının viskozitesi belirler. Parçacık içeren pirinç, doğranmış sebze ve kıyılmış et gibi ürünler özel olarak tasarlanmış nozüller yardımıyla sisteme iletilir. Küçük damlacıklara ayrılmış gıda ile buhar temas ettiğinde yüksek ısı aktarım hızları elde edilir. Ürün sıcaklığının hızlı bir şekilde yükselmesi buhar yoğunlaşmasına

bağlıdır. Isınan ürün ile yoğunlaşmış buharın çıkışı alt bölümden sağlanır. Çıkış haznesinde arzu edilen pişmenin sağlanması için bir miktar sıvı kalabilmektedir [20].

Buhar infüzyon ısı değiştiricilerde, buharın yoğunlaşması nedeniyle ürüne bir miktar su eklenmek istenebilir. İstenilmeyen durumlarda ise, buharın yoğunlaşması ile ürüne eklenen su içeriği ısıtılan sıvının vakumlu soğutma sistemine pompalanması ile uzaklaştırılır. Buharın yoğunlaşması nedeniyle gıda ürününe katılan su miktarı, ürünün giriş sıcaklığı ile vakum soğutucudan çıkış sıcaklığı belirlenerek hesaplanması yapılabilir [20].

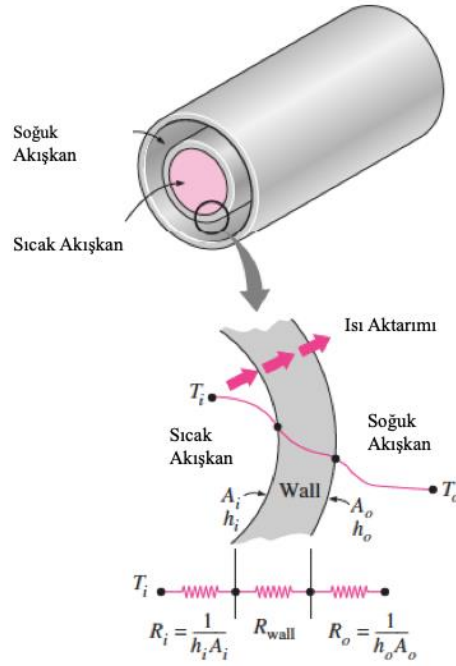
Buhar-infüzyon ısı değiştiricileri işlenmiş peynir, konsantre çorba, çikolata, turta meyve dolguları, dondurma karışımları, puding ve de süt gibi farklı ürün gruplarındaki ürünlerin sterilize edilmeleri ya da pişirilmeleri gibi proseslerde kullanılmaktadırlar [20].

2.2. Isı Değiştiricilerin Matematiksel Hesapları

2.2.1. Toplam ısı aktarım katsayısı

Isı değiştiriciler çoğunlukla katı bir duvar yardımıyla ikiye ayrılmış aralarında sıcaklık farkı bulunan iki akışkanın akışını içerir. Isı aktarımı öncelikle sıcak akışkandan katı yüzeye taşınım ile, duvarda iletimle ve de bu duvardan diğerine göre soğuk akışkana taşınım ile aktarım sağlanmış olur. Isı aktarımında taşınım etkileri ise sıklıkla taşınım ısı aktarım katsayılarının içinde hesaplanır [29]. Temel olarak bir ısı aktarım yüzeyi tarafından ayrılan iki akışkan akımı arasında gerçekleşen ısı aktarımını sağlayan ısı değiştiricilerinin ısı analizi (boyutlandırma ve performans hesaplamaları) için temel ısı transfer denklemleri incelenmiştir [30].

Isı aktarım direnç sistemi şekilde incelenmiştir. Burada da görüldüğü üzere bir iletim, iki taşınım direnci içerir. Burada i ve o indisleri iç ve dış yüzey olarak gösterilmiştir [29, 30].



Şekil 2.5. Çift borulu bir ısı değıştircisinde ısı transferi ile ilişkili termal direnç ağı [29]

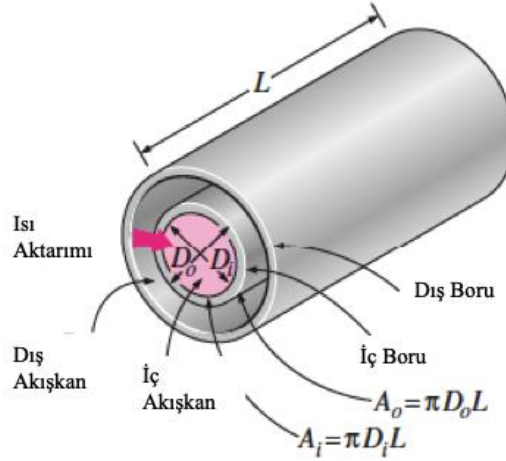
Boru duvarının ısııl direnci çift borulu bir ısı değıştirici için;

$$R_{duvar} = \frac{\ln D_o/D_i}{2\pi kL} \quad (2.1)$$

şeklinde ifade edilir. Burada k yüzeyi malzemesinin ısı iletkenliği olmakla birlikte, L ise borunun uzunluğunu ifade etmektedir. O halde toplam ısııl direnci ise;

$$R = R_{toplam} = R_i + R_o + R_{duvar} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln D_o/D_i}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.2)$$

ile hesaplanır. İki akışkanın ayrılmasını sağlayan duvarın dış yüzeyinin alanı A_o ile ifade edilirken; iç yüzey alanı ise A_i ile ifade edilmiştir. Akışkanlardan biri borunun etrafından diğeri ise içinden aktığı durumda $A_i = \pi D_i L$ ve $A_o = \pi D_o L$ ile ifade edilir [29, 30].



Şekil 2.6. Çift borulu ısı değiştiricisi ile ilişkili iki ısı transfer yüzeyi alanı [29]

Isı değiştiricilerde hesaplama yapılırken sıcak akışkandan soğuk akışkana doğru ısı akışı yönündeki tüm ısı dirençleri tek bir R direncinde toplamak ve de ısı aktarım hızını bulmak için;

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U A \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (2.3)$$

Eşitliği kullanılabilir. U toplam ısı aktarımı katsayısının birimi h taşınım katsayısının birimi $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ile aynıdır. ΔT denklemde yok edildiğinde eşitlik;

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{duvar} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.4)$$

ile ifade edilir. Eşitlikte de görüldüğü üzere ısı değiştiricinin U_i ve U_o olarak ifade edilen iki adet ısı aktarımı katsayısı vardır. Bunun nedeni ise; çoğunlukla ısı değiştiricilerinin birbirleriyle eşit olmayan A_i ve A_o ısı aktarım yüzeylerine sahip olmalarıdır [29, 30].

Denklemde de görüldüğü üzere ısı aktarım yüzeyleri eşit olmadıkça ısı aktarımı katsayıları da eşit olamaz. Buradan hareketle toplam ısı aktarım alanı hesaplanmadıkça ısı değiştirici için U yani toplam ısı aktarım katsayısı değeri anlamsızdır. Bu durum boru yüzeyinin bir tarafında kanat olan diğer yüzeyinde ise olmayan ısı değiştiricileri

için özellikle karşılaşılan bir durumdur, çünkü böyle bir durumda kanatsız taraf kanatlı tarafın yüzey alanından birkaç kat daha küçüktür [29, 30].

Boru duvarı kalınlığının değerinin küçük, ısıl iletkenliğin ise yüksek olduğu durumlarda boru için ısıl direnç ihmal edilebilmektedir. Ayrıca borunun iç ve dış yüzey alanları da aynı kabul edilir. Bu koşullarda ısı aktarım katsayısı için;

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.5)$$

şeklinde sadeleştirme yapılabilir. Boru içi ve dışı için h ısı aktarım katsayıları taşınım bağlantıları ile hesaplanır [29, 30].

Büyük bir sayı paydaya alındığında daha küçük bir sayı haline döndüğünden yukarıdaki eşitlikteki U toplam ısı aktarım katsayısını, taşınım katsayılarından daha küçük olanı belirler [26]. Taşınım katsayıları arasında çok ciddi farklar olabilir. Yani biri diğerinden çok daha büyük ya da küçük olabilir. Böyle bir durumda ($h_i < h_o$), $1/h_i > 1/h_o$ ve böylece U h_i olur. Bu nedenle de küçük ısı aktarım katsayısı ısı aktarımını büyük ölçüde engelleme eğilimine girer. Genellikle kullanılan akışkanlardan birinin sıvı diğerinin ise gaz olduğu koşullarda böyle bir durum ortaya çıkar. Bu koşullarda verimi artırabilmek amacıyla kanatlar kullanılarak ısı aktarım alanı artırılmaya çalışılır [29, 30].

Isı aktarımını arttırmak amacıyla borunun bir yüzeyinde kanat kullanıldığı durumda, kanatlı yüzeydeki toplam ısı aktarım katsayısı;

$$A_s = A_{toplam} = A_{kanat} + A_{kanatsız} \quad (2.6)$$

ile ifade edilir. Burada; $A_{kanatsız}$ boru yüzeyindeki kanatsız alanları ifade ederken A_{kanat} kullanılan kanatların yüzey alanlarını ifade eder. Taşınım direnç bağıntısında $R_{taşınım} = 1/hA_s$ yüksek ısıl iletkenliğe sahip kanatlar için toplam alan kullanılabilir. Bu da kanatların bu durumda sabit sıcaklıkta olmasından kaynaklanmaktadır. Diğer bir durumda, etkin yüzey alanı A;

$$A_s = A_{kanatsız} + \eta_{kanat} A_{kanatsız} \quad (2.7)$$

kullanılarak hesaplanmalıdır. Sabit sıcaklıkta bu değer 1'dir [29, 30].

2.2.2. Kirlenme faktörü

Isı değiştiricilerin verimi zaman içerisinde yüzeylerinde biriken tortular nedeniyle düşer [31]. Oluşan bu tortu tabakası ısı değiştiricide aktarım sırasında ek direnç göstererek ısı aktarım hızının düşmesine neden olur. Zamanla oluşan bu birikmelerin ısı aktarımı üzerindeki net etki *kirlenme faktörü* R_f ile gösterilir ve bu aslında zamanla ortaya çıkan ısıl direncin bir ölçüsüdür [29,30].

En yaygın olarak görülen kirlenme tipi, zaman içerisinde ısı aktarım yüzeyindeki akışkanlar birinin içindeki tortuların çökmesidir. Bu tip tortuların boyutunun görülebilmesi için kazınarak çıkarılması gerekmektedir ayrıca bu ısı aktarım yüzeyleri kimyasal temizleyiciler kullanılarak temizlenebilir. Bu tür problemlerin engellenmesi için su sisteme verilmeden önce su birçok farklı işleme tabi tutulur böylece prosese girmeden önce içerisindeki katı nesnelerden arındırılır [29, 30, 31].

Özelikle kimyasal proses sanayisinde çok rastlanan bir başka kirlenme biçimi de paslanma ve kimyasal kirlenmedir. Kimyasal reaksiyon ürünlerinin birikmesiyle ısı değiştiricinin yüzeyleri kirlenebilir. Bu tip durumlarda metal borular camla kaplanabilir ya da plastik boru kullanımı ile sorun çözülebilir. Bir başka kirlenme çeşidi ise biyolojik kirlenme olarak da adlandırılan sıcak akışkanlarda yaşanan yosunlanmadır. Bu durum kimyasal işlemlerle önlenabilir [29, 30].

Isı değiştirici tasarımı ve seçimi yapılırken kirlenmenin oluşabileceği yerler dikkate alınmalıdır. Aksi durumda kirlenme oluşuktan sonra yeterli ısı aktarımı sağlanabilmesi için daha büyük bir ısı değiştirici seçmek gerekebilir bu da maliyet artışına neden olabilmektedir. Isı değiştiriciler düzenli olarak belli aralıklarla

temizlenmelidir aksi durumda aksamaya bağı süre daha fazla kirlenmeye neden olabilmektedir [29, 30].

Kirlenme faktörü yeni bir ısı değıştirici için sıfır olmakla birlikte zamanla kullanıma bağı olarak çeşitli katı maddelerin birikimi ile artar. Kirlenme faktörü proses süresine bağı olmakla birlikte proses sıcaklığına ve akış hızına da bağıdır. Bu bağılamda da sıcaklık artışı ve hızın azalması ile artar [29, 30].

Toplam ısı aktarım katsayısı bağıntısı kirlenmenin yaşanmadığı temiz yüzeyle için geçerli olup, zamanla kirlenmenin yaşanacağı göz önüne alınıp değıştirilmesi gereklidir. Bu bağılamda da kanatsız gövde boru ısı değıştiricileri için;

$$\frac{1}{UA_S} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{i,f}}{A_i} + \frac{\ln(\frac{D_o}{D_i})}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.8)$$

olarak hesaplanır. $R_{f,i}$ ve $R_{f,o}$ bu yüzeyledeki kirlenme faktörlerini simgeler [29, 30].

Isı değıştiricilerde ısı hesaplamalar yapılırken kirlenme faktörleri kullanılarak ayrıntılı olarak hesaplanabilir. Fakat bu değışlerde de önemli belirsizliklerin olduğı belirtilmektedir [29, 30].

2.2.3. Isı değıştiricisi hesaplamaları

Isı değıştiricilerin çözümlenmesinde iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan ilki; logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMDT), ikincisi de etkinlik -NTU yöntemidir [26, 29, 30].

Isı değıştiriciler endüstride uzun süreler boyunca çalıştırılmaktadır bu nedenle de sürekli akış ekipmanları olarak modellenebilirler. Proses edilen akışkanlar ile ısıtıcı-soğutucu akışkanların debileri sabit kalır ayrıca giriş çıkış sıcaklıkları ile hız gibi özellikleri de sabit kalır. Kinetik ve potansiyel enerji değışimleri akışkan akım hızlarının ve yüksekliklerinin çok az ya da hiç değışmemesinden dolayı ihmal

edilebilir. Akışkanların özgül ısı değerleri sıcaklığa bağlı değişir. Belli sıcaklık aralıklarında özgül ısı değeri ortalama sabit bir değer olarak kabul edilebilir. Boru boyunca yaşanan ısı iletimi de sıklıkla önemsiz kabul edilerek ihmal edilebilir. Son olarak ısı değiştirici dış çevreyle olan ısı etkileşimleri de ısı kaybı olmayacak şekilde kabul edildiğinden mükemmel yalıtılmış olarak düşünülerek, ısı aktarımının yalnızca iki akışkan arasında gerçekleştiği kabul edilir [29, 30].

Uygulamalarda yüksek duyarlılıkta, düşük hata paylarıyla yukarıda ifade edilen idealleştirmelerden yararlanılarak büyük ölçüde basitleştirilir; bu nedenle de sıklıkla kullanılır. Bu kabuller ile termodinamiğin birinci yasası olan, sıcak akışkandan kaynaklanan ısı aktarım hızıyla soğuk akışkana olan ısı aktarım hızına eşit olması gerekir. Bu da;

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}) \quad (2.9)$$

ve

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,giriş} - T_{h,çıkış}) \quad (2.10)$$

olarak ifade edilir. c ve h indisleri de sıcak ve soğuk akışkanı ifade etmektedir [29, 30].

Isı aktarım hızı $\dot{Q}$ pozitif bir nicelik olarak kabul edilmekte olup, termodinamiğin ikinci yasasına da uygun olarak ısı aktarımının sıcak akışkandan soğuk akışkana doğru olduğu görülmektedir. [29, 30].

Isı kapasitesi debisi olarak adlandırılan nicelik; bir akışkanın özgül ısı ile kütle debisinin çarpımına eşittir. Sıcak ve soğuk akışkan için şu şekilde tanımlanır [29, 30].

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (2.11)$$

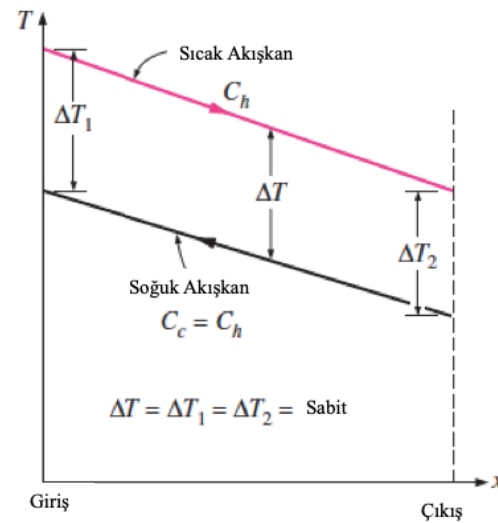
$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (2.12)$$

Isı kapasite debisi, bir akışkan akımının ısı değiştirici içerisinde akarken akımın sıcaklığını 1°C arttırmak ya da azaltmak için gerekli ısı aktarım hızını ifade eder. Eşitlikten de anlaşılacağı üzere; ısı kapasite debisi değeri büyük olan akışkanın sıcaklık değişimi küçük olurken, ısı kapasitesi değeri küçük olan akışkanın ise sıcaklık değişimi büyük olmaktadır. Yani; her şeyin sabit kaldığı durumda akışkanın kütle debisi iki katı çıkarılırsa, o akışkanın sıcaklık değişimi de yarıya iner [29, 30].

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}) \quad (2.13)$$

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,giriş} - T_{h,çıkış}) \quad (2.14)$$

ile ifade edilir. Isı aktarım hızı bir ısı değiştirici için, akışkanlardan birinin ısı kapasite debisi ile aynı akışkanın sıcaklık değişiminin çarpımına eşit olur. İki akışkanın ısı kapasite hızlarının eşit olduğu durum; soğuk akışkanın sıcaklık artışı ile sıcak akışkanın sıcaklık düşüşüne eşit olduğu tek durumdur [29, 30].



Şekil 2.7. Aynı akışkan kapasitesine sahip iki akışkanın sıcaklık değişimi [29]

Endüstride yaygın olarak kullanılan ısı değiştiriciler; yoğuşturucular ve de kazanlardır. Bir kazanda ya da yoğuşturucuda akışkanlardan biri faz değişimi işlemi geçirir ve ısı aktarım hızı;

$$\dot{Q} = \dot{m}h_{fg} \quad (2.15)$$

ile ifade edilir. Akışkanın buharlaşma ve de yoğunlaşma hızı ile h_{fg} akışkanın belirli bir sıcaklıktaki ve basınçtaki buharlaşma entalpisidir [29, 30].

Herhangi bir akışkan faz değişimi boyunca, büyük bir miktardaki ısıyı soğurur ya da salar. Sıcaklık değişimi de sıfır olarak kabul edildiğinden; faz değişimi boyunca akışkanın ısı kapasite debisi sonsuza yaklaşmalıdır. Gerekli eşitlikler kurulduğunda görülmektedir ki ısı aktarım hızı sonlu bir nicelik olur. Bu nedenle de ısı değiştiricisi hesaplamalarında kaynayan veya yoğuşan bir akışkanın ısı kapasite debisi sonsuz bir akışkan gibi modellenebilir [29, 30].

Isı değiştiricideki ısı aktarım hızı;

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_m \quad (2.16)$$

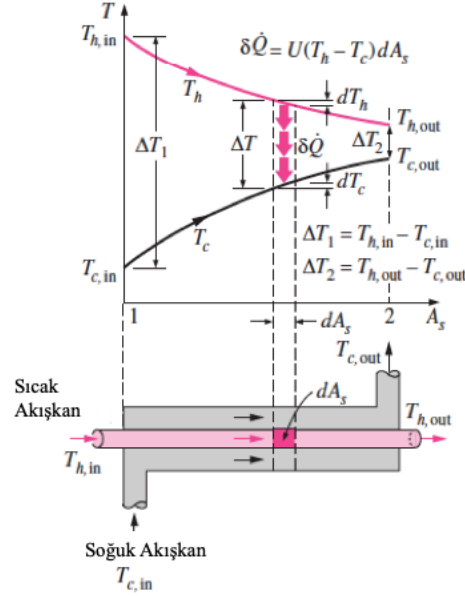
ile ifade edilir. Burada U toplam ısı aktarım katsayısını, A_s ısı aktarım alanını ve ΔT_m proses edilen akışkan ile ısıtıcı-soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkını ifade ederler. Yüzey alanı kullanılan ısı değiştirici için sabit kalırken, sıcaklık farkı ve ısı aktarım katsayısı ısı değiştirici boyunca değişime uğrayabilir [29, 30].

Toplam ısı aktarım katsayısının ortalama değeri, kullanılan her bir akışkan için ortalama taşınım katsayıları kullanılarak bulunur. Her iki akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkı ise logaritmik olarak hesaplanır [29, 30].

2.2.3.1. Logaritmik ortalama sıcaklık fark yöntemi

Proses edilen akışkan ile ısıtıcı-soğutucu akışkan arasında bağıntı oluşturabilmek için Şekil 2.8.'de de görüldüğü üzere, bir paralel akışlı çift borulu ısı değiştirici incelenmiştir. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı, ısı değiştiricinin girişinde yüksek olmakla beraber çıkışına doğru üstel olarak azalmaktadır. Tahmin edileceği üzere, ısı değiştirici boyunca görece soğuk olan akışkanın sıcaklığı yükselirken, görece sıcak olan akışkanın ise sıcaklığı azalır. Fakat ısı değiştiricinin

boyu ne kadar uzun olursa olsun görece soğuk olan akışkan asla sıcak olan akışkanın sıcaklık değerini aşamaz [29, 30].



Şekil 2.8. Paralel akışlı çift borulu bir ısı değiştiricisinde akışkan sıcaklıklarının değişimi [29]

Isı değiştiricinin mükemmel yalıtıldığı ve kinetik-potansiyel enerji değişimlerinin de ihmal edildiği durumda; ısı değiştirici dış yüzeyinin (ısı aktarımının yalnızca iki akışkan arasında olacak şekilde), ısı değiştiricinin bir diferansiyel bölgesinde her bir akışkan için enerji dengesi;

$$\delta \dot{Q} = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h \quad (2.17)$$

ve

$$\delta \dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} dT_c \quad (2.18)$$

şeklinde ifade edilir. Bu da ısı değiştiricinin herhangi bir yerinden kesit alındığında görece sıcak akışkanın ısı kayıp hızı, o kesitte görece soğuk olan akışkanın ısı kazanç hızına eşittir. Görece sıcak akışkanın sıcaklık değişimi negatif bir nicelik olup, böyle bir durumda da ısı aktarım hızını pozitif bir nicelik yapmak için denklem 1 de negatif işaret eklenmiştir. Ve yukarıdaki eşitlikler dT_h ve dT_c için çözülürse;

$$dT_h = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_h c_{ph}} \quad (2.19)$$

ve

$$dT_c = \frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_c c_{pc}} \quad (2.20)$$

elde edilir. Bunların diferansiyelleri alınır;

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\delta\dot{Q}\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}}\right) \quad (2.21)$$

şeklinde yazılır. Ayrıca da ısı değiştiricinin bir diferansiyel bölgesi için ısı aktarım hızı;

$$\delta\dot{Q} = U(T_h - T_c)dA_s \quad (2.22)$$

eşitliği ifade edilir. Bu denklem 1 de yerine koyularak, yeniden düzenlenir ve;

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U dA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} \right) \quad (2.23)$$

olur. Isı değiştiricinin giriş yönünde çıkış yönüne kadar integre edilerek;

$$\ln \frac{T_{h,çıkış} - T_{c,çıkış}}{T_{h,giriş} - T_{c,giriş}} = -U dA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} \right) \quad (2.24)$$

ifadesi elde edilir. Sonuç olarak;

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_{lm} \quad (2.25)$$

elde edilir. Burada;

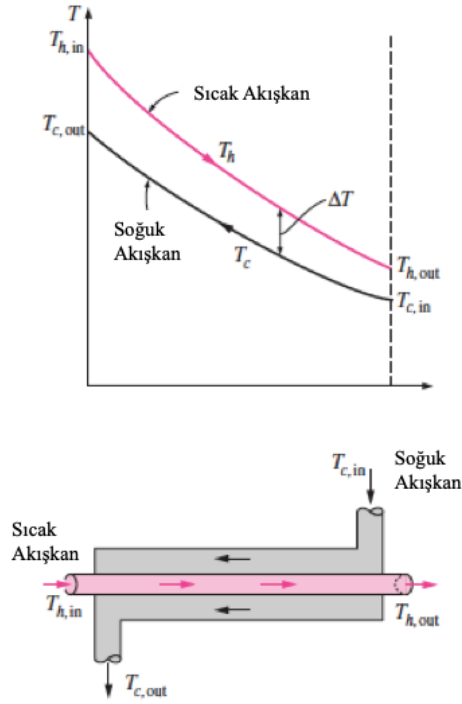
$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.26)$$

değeri, ısı değiştirici hesaplamalarında kullanılabilir ortalama sıcaklık farkı biçimi olan, logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır. Burada ΔT_1 ve ΔT_2 ısı değiştiricinin giriş ve çıkış tarafındaki akışkanlar sıcaklık farkını gösterir. Böyle bir durum için ısı değiştiricinin hangi tarafının giriş ya da çıkış olarak seçildiğinin bir önemi yoktur [29, 30].

Proses edilen akışkan ile ısıtıcı-soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı girişte ΔT_1 'den çıkışta ΔT_2 'ye kadar azalır. Isı değiştirici boyunca, akışkanların reel sıcaklık profilleri izlenerek elde edilmiş olan logaritmik ortalama sıcaklık farkı, görece sıcak ve de görece soğuk akışkanlar arasındaki ortalama sıcaklık farkının tam ifadesidir. Bu da yerel sıcaklık farkının üstel azalmasını yansıtır [29, 30].

Logaritmik sıcaklık farkı her zaman ortalama sıcaklık farkından küçük olur. Bu nedenle hesaplamalarda logaritmik sıcaklık farkı yerine ortalama sıcaklık farkı kullanılırsa ısı değiştiricide kullanılan akışkanlar arasındaki ısı aktarımı olması gerekenden daha büyük olmaktadır. ΔT_1 ile ΔT_2 arasındaki sıcaklık farkı %40'tan büyük olmadığı durumlarda, aritmetik ortalama sıcaklık farkının kullanımındaki hata oranı %1'den az olur. Fakat ΔT_1 ile ΔT_2 arasındaki farkın daha fazla olduğu durumlarda, hata çok daha yüksek bir seviyeye çıkar. Bu nedenle de ısı değiştiricilerde ısı aktarım hızı belirlenirken mutlaka logaritmik sıcaklık farkı kullanılmalıdır [29, 30].

Karşıt akışlı ısı değiştiricilerde sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki değişimler şekilde gösterilmektedir. Bu durumda şekilde de görüldüğü üzere sıcak ve soğuk akışkanlar ısı değiştiriciye zıt yönlerden girmektedir. Bu durumda da soğuk akışkanın çıkış tarafındaki sıcaklık değeri, sıcak akışkanın giriş tarafındaki sıcaklık değerini geçebilir. Sınır durumda ise, görece soğuk akışkan görece sıcak akışkanın giriş sıcaklığına kadar ısınır. Fakat görece soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı görece sıcak akışkanın giriş sıcaklığını asla aşamaz. Bu durum termodinamiğin ikinci yasasına aykırıdır [29, 30].



Şekil 2.9. Karşı akışlı çift borulu ısı değiştiricisinde akışkan sıcaklıklarının değişimi [29]

Verilen logaritmik ortalama sıcaklık bağıntısı, paralel akışlı ısı değiştiriciler düşünülerek türetilmiştir. Fakat hesaplama karşıt akışlı bir ısı değiştiricisi için tekrarlanırsa, mevcut bağıntı karşıt akışlı ısı değiştiriciler için de uygulanabileceği görülmektedir. Fakat bu durumda ΔT_1 ve ΔT_2 farklı şekilde ifade edilir. Karşıt akışlı bir ısı değiştiricisi için logaritmik ortalama sıcaklık farkı, paralel akışlı ısı değiştirici için logaritmik sıcaklık farkından, belirli giriş ve çıkış sıcaklıkları durumunda her zaman daha büyüktür. Bu da karşıt akışlı bir ısı değiştiricide belirli bir ısı aktarım hızına ulaşabilmek için daha küçük bir yüzey alanına gereksinim duyduğunu dolayısıyla da daha küçük bir ısı değiştirici tasarımına sahip olması anlamına gelir. Bundan dolayıdır ki genellikle endüstride karşıt akışlı ısı değiştiriciler tercih edilmektedir [29, 30].

Karşıt akışlı bir ısı değiştiricide kullanılan akışkanların ısı kapasite hızları eşit, ısı değiştirici boyunca sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı da sabit kalır. Böylece de logaritmik ortalama sıcaklık fark bağıntısı belirsiz bir sonuç verir. Bu koşulda l'Hopital kuralı uygulanarak $\Delta T_{lm} = \Delta T_1 = \Delta T_2$ olduğu görülür [29, 30].

Bir kazan ya da bir yoğunlaştırıcı, paralel ya da karşıt akışlı bir ısı değiştirici olarak incelenebilir ve her iki durumda da aynı sonucu verir [29, 30].

Çapraz akışlı ve çok geçişli gövde borulu ısı değiştiriciler için kullanılmak üzere daha önce paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiriciler için türetilen logaritmik ortalama sıcaklık farkı bağıntısından benzer bağıntılar kullanılarak türetilmiştir. Fakat karmaşık akış koşulları nedeniyle sonuç ifadeleri oldukça karışıktır [29, 30].

Bu durumda da eşdeğer sıcaklık farkı ile karşıt akış durumundaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı;

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,KA} \quad (2.27)$$

ile ifade edilmesi uygun olur. F düzeltme faktörünü ifade etmekte olup, sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları ile ısı değiştiricinin geometrisine bağlıdır [29, 30].

Düzeltilme faktörü; çok geçişli ve çapraz akışlı bir gövde boru ısı değiştiricisi için birden küçüktür. F=1 sınır değeri ise karşıt akışlı ısı değiştiricisine karşılık gelir. F düzeltme faktörü, logaritmik ortalama sıcaklık farkının karşıt akış durumundaki karşılığı değerden sapmanın bir ölçüsüdür [29, 30].

Sıklıkla kullanılan çapraz akışlı ve çok geçişli gövde boru ısı değiştirici için F düzeltme faktörü;

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.28)$$

ve

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m}_{cp})_{boru \text{ tarafı}}}{(\dot{m}_{cp})_{gövde \text{ tarafı}}} \quad (2.29)$$

ile tanımlanan P ve R sıcaklık oranlarına karşı verilmiştir; Giriş ve çıkış 1 ve 2 indisleri ile ifade edilmiştir. Gövde boru ısı değiştirici için düzeltme faktörü T ve t, sırasıyla gövde ve boru taraflarındaki sıcaklıklarını ifade eder. Böyle bir durumda görece sıcak ya da görece soğuk akışkanın gövde ya da boru tarafından akması farketmez. Sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmesi F düzeltme faktörünün bulunabilmesi için gereklidir [29, 30].

P değeri 0 ile 1 arasında bir değerdir. R değeri ise gövde tarafında faz değişiminin (yoğunlaşma ve kaynama) 0 ya da boru tarafında faz değişiminin sonsuz olması üzerine 0 ile sonsuz arasında değişmektedir. Bu iki sınır durumu için de düzeltme faktörü 1'e eşittir. Bu nedenden düzeltme faktörü ısı değiştiricinin tipi önemsenmeksizin yoğunlaştırıcı ya da kazan için 1'dir [29, 30].

2.2.3.2. Etkinlik-NTU yöntemi

Isı değiştiricilerde; proses edilen akışkan ile ısıtıcı-soğutucu akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları bilindiği ya da bir enerji denkliğinden çıkarılabildiği durumda, ısı değiştirici hesaplamalarında logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMDT) yöntemini kullanmak kolaydır. ΔT_{lm} , toplam ısı aktarım katsayısı ve kütle debileri biliniyorsa ısı değiştiricinin toplam ısı aktarım alanı;

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (2.30)$$

eşitliği kullanılarak bulunabilir. Bu bağlamda da ısı değiştiricinin belirli çıkış sıcaklığına ulaşabilmesi için boyutunu hesaplarken; görece sıcak ve görece soğuk akışkanın giriş çıkış sıcaklıkları, akışkanların kütle debileri belliyse, LMDT yöntemini kullanmak çok uygundur [29, 30].

LMDT yöntemi ile birlikte, belli bir ısı aktarımını gerçekleştirebilecek ısı değiştirici seçilebilir. Seçim boyunca ise şu adımlar izlenebilir:

1. Proses için yani proses edilecek akışkanın akışkan özelliklerine ve de hedeflenen sıcaklıklara uygun bir ısı değiştirici tipi belirlenir.
2. Enerji denklikleri kullanılarak ısı aktarım hızı ile bilinmeyen giriş çıkış sıcaklıkları belirlenir.
3. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile ısı değiştirici tipine uygun eğer gerekliyse F düzeltme faktörü hesaplanır.
4. Toplam ısı aktarım katsayısı U değeri seçilir ya da hesaplanır.
5. Isı aktarım yüzey alanı ısı değiştirici için hesaplanır [29, 30].

Bundan sonra gerekli ısı aktarım yüzeyine eşit ya da büyük bir ısı değiştirici seçimi yapılarak adımlar tamamlanır [29, 30].

Isı değiştiriciler ile ilgili bir başka problem ise; ısı değiştirici boyutu ve tipi belirli olduğu durumlarda, ısı aktarım hızının ve belirli kütle debileri ve de bilinen giriş sıcaklıkları için sıcak ile soğuk akışkanların çıkış sıcaklıklarının bulunabilmesidir. Bu durum ısı değiştiricinin toplam ısı aktarım alanı bilinmekte olup, çıkış sıcaklıkları ise bilinmemektedir [29, 30].

LMDT yöntemi halen bu problemin çözümünde kullanılmasına rağmen bu işlem çok fazla iterasyon gerektirdiğinden basit ve kullanışlı değildir. Etkinlik-NTU yöntemi bu sorunu ortadan kaldırmak amacıyla 1955 yılında Kays ve London tarafından bulunmuştur [29, 30].

Isı aktarım etkinliği olarak da adlandırılan ve de boyutsuz bir parametreye dayanan bu yöntem;

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{maks}} = \frac{\text{Gerçek Isı Transfer Hızı}}{\text{Olabilecek Maksimum Isı Transfer Hızı}} \quad (2.31)$$

şeklinde tanımlanır [29, 30].

Gerçek ısı aktarım hızı görece ve sıcak ile görece soğuk akışkan üzerindeki enerji dengesinden bulunur [29, 30].

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.32)$$

ile ifade edilebilir.

Isı değiştiricilerde elde edilebilecek maksimum ısı aktarımına ulaşmak üzere, ısı değiştiricideki maksimum sıcaklık farkının görece sıcak ve görece soğuk akışkanların giriş sıcaklıkları arasındaki fark olduğu anlaşılmalıdır [29, 30].

$$\Delta T_{maks} = T_{h,giriş} - T_{c,giriş} \quad (2.33)$$

Isı değiştiricilerde ısı aktarımı (1) görece soğuk akışkan görece sıcak akışkanın giriş sıcaklığına kadar ısıtıldığı zaman ya da (2) görece sıcak akışkan görece soğuk akışkanın giriş sıcaklığına kadar soğutulduğu zaman ulaşabileceği maksimum değere ulaşır. İki akışkanın ısıl kapasite hızları aynı olmadıkça bu iki limit şartına eşzamanlı ulaşamaz. Aksi durumda da ki sıklıkla karşılaşılan durum budur, ısı kapasitesi ısı kapasitesi hızı görece daha küçük olan akışkan daha büyük bir sıcaklık değişimine ve böylece de ısı aktarımının durduğu noktadaki en yüksek sıcaklığa önce ulaşacaktır. Bu nedenle de ısı değiştiricilerde yaşanabilecek en yüksek ısı aktarım hızı;

$$\dot{Q}_{maks} = C_{min}(T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) \quad (2.34)$$

şeklinde tanımlanır [29, 30].

Isı aktarım hızının en yüksek değeri bulunabilmesi için iki akışkanında giriş sıcaklıkları ile kütle akış debilerinin bilinmeleri gerekir. Isı değiştiricinin etkinliği bilindikten sonra gerçek ısı aktarım hızı;

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{maks} = \varepsilon C_{min}(T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) \quad (2.35)$$

ifadesi ile bulunur. Bu nedenle de ısı değiştiricilerin etkinliği, sıcak soğuk akışkanların çıkış sıcaklıklarının bilinmesine ihtiyaç duyulmadan ısı aktarım hızı hesaplanabilir [29, 30].

Isı değıştircilerde etkinlik ısı değıştircinin geometrisine de akış düzenine de bağıldır. Bu bağlamda da farklı tiplerdeki ısı değıştircilerin etkinlik bağıntıları da farklıdır [29, 30].

Çift borulu paralel akışlı ısı değıştircileri için etkinlik bağıntısı aşağıda verilmiştir.

$$\ln \frac{T_{h,çıkış} - T_{c,çıkış}}{T_{h,giriş} - T_{c,giriş}} = - \frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.36)$$

yeniden düzenlenerek $T_{h,çıkış}$ için çözümü ise;

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{C_c}{C_h} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.37)$$

şeklinde ifade edilir. $T_{c,giriş}$ eklenip çıkarılarak bu denklem;

$$\ln \frac{T_{h,giriş} - T_{c,çıkış} + T_{c,çıkış} - T_{c,giriş} - \frac{C_c}{C_h} (T_{c,çıkış} - T_{c,giriş})}{T_{h,giriş} - T_{c,giriş}} = - \frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.38)$$

şekline dönüşür. Bu da;

$$\ln \left[1 - \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \frac{T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}}{T_{h,giriş} - T_{c,giriş}} \right] = - \frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.39)$$

eşitliğine indirgenir. Bu noktada etkinlik tanımı;

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{maks}} = \frac{C_c (T_{c,çıkış} - T_{c,giriş})}{C_{min} (T_{h,giriş} - T_{c,giriş})} \rightarrow \frac{T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}}{T_{h,giriş} - T_{c,giriş}} = \varepsilon \frac{C_{min}}{C_c} \quad (2.40)$$

eşitliği elde edilecek şekilde düzenlenir. Bu da yerine koyulup tekrar düzenlendiğinde ısı değıştircisi etkinlik için çözülürse paralel akışlı bir ısı değıştirci için etkinlik;

$$\varepsilon_{paralel akış} = \frac{1 - \exp \left[- \frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \right]}{\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \frac{C_{min}}{C_{maks}}} \quad (2.41)$$

ifadesini verir. C_{min} olarak C_c ya da C_h 'ın herhangi birinin alınmasıyla ifade daha uygun bir hale döner [29, 30].

$$\varepsilon_{paralel akış} = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA_s}{C_{min}}\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{maks}}\right)\right]}{1 + \frac{C_{min}}{C_{maks}}} \quad (2.42)$$

bağıntısı yazılır. Burada ısı kapasite hızlarından C_{min} küçük olanı C_{max} ise büyük olanı ifade ederken C_{min} 'in görece sıcak ya da görece soğuk akışkana ait olması önemli değildir [29, 30].

NTU aktarım birim sayısı olarak ifade edilen eşitlik;

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (2.43)$$

Bu eşitlikte ısı değiştiricinin toplam ısı aktarım katsayısı U ve ısı aktarım yüzeyi de A_s 'dir. NTU 'nun ısı aktarım yüzeyi ile doğru orantılıdır. Bu da U ve C_{min} değerleri için NTU değeri, ısı aktarım yüzey alanının bir ölçüsüdür. Yani NTU değeri ne kadar büyük ise ısı değiştiricinin de o kadar büyük olacağı anlamına geldiğini ifade eder [29, 30].

Isı değiştirici hesaplamalarında;

$$c = \frac{C_{min}}{C_{maks}} \quad (2.44)$$

şeklinde, c kapasite oranı ile ifade edilen başka bir boyutsuz nicelik tanımlamak da uygun olur. Isı değiştiricilerin etkinliğinin;

$$\varepsilon = \left(\frac{function(UA_s)}{C_{min}}, \frac{C_{min}}{C_{maks}} \right) = function(NTU, c) \quad (2.45)$$

şeklinde ifade edilen ve transfer birim sayısı NTU ve kapasite oranı c 'nin fonksiyonu olduğu görülebilir [29, 30].

Etkinlik bağıntıları farklı farklı ısı değiştiricileri için geliştirilmiştir ve tablo haline getirilmiştir [29, 30].

Grafiklerde okuma hataları ile karşılaşılacağından analitik etkinlik bağıntıları grafiklere göre daha doğru sonuç verir. Bu bağlamda da ısı değiştiriciler için bilgisayar yardımlı çözümlerler daha uygundur [29, 30].

Etkinlik bağıntıları ile grafiklerden yararlanılarak yapılan gözlemler şöyledir;

1. Etkinlik değeri 0 ile 1 arasında değişmektedir. Etkinlik NTU' a bağlı olarak, NTU=1,5'e kadar hızla artarken, fakat daha yüksek değerler için yavaşça artmaktadır. Bu nedenle, NTU' daki yüksek bir artış etkinlikte ufak bir artışa denk geleceğinden, yüksek NTU' lu (sıklıkla 3'ten büyük) yani büyük boyutlu bir ısı değiştiricisinin kullanımı ekonomik açıdan savunulmaz. Sonuç olarak ısı aktarımı açısından yüksek etkinliğe sahip bir ısı değiştiricisi kullanılmak istenebilir, fakat ekonomik olarak istenen bir durum değildir.
2. Verilen NTU ve $c=C_{\min}/C_{\max}$ ise karşıt akışlı ısı değiştiriciler için maksimum etkinliğe sahiptir; bunun ardından ikinci olarak ise iki akışkanın karışmadığı çapraz akışlı ısı değiştiriciler gelmektedir. En düşük etkinlik değerine sahip olanlar ise paralel akışlı ısı değiştiricilerdir.
3. Isı değiştiricilerin etkinliği, NTU' nun yaklaşık olarak 0,3'ten küçük olduğu değerler için kapasite oranından bağımsızdır.
4. Kapasite oranı da 0 ile 1 arasında değişmektedir. $C=0$ durumunda verilen bir NTU için etkinlik değeri en yüksek, $c=1$ durumun da ise en düşük olur [29, 30].

$C=C_{\min}/C_{\max}$ ve $NTU=UA_s/C_{\min}$ değerleri hesaplanır, ardından seçilen ısı değiştirici tipi için ε etkinliği grafiklerden okunarak ya da bağıntılar kullanılarak bulunur. Bu durumda ısı aktarım hızı ve akışkanların çıkış sıcaklıkları gerekli eşitlikler kullanılarak bulunabilir. Bu bağlamda çıkış sıcaklıkları bilinmeyen ısı değiştiricilerinin çözümlemesi yapılırken LMDT yerine etkinlik-NTU yöntemini kullanmak daha avantajlıdır [29, 30].

Isı değiştiricinin bütün giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilindiği durumda ise LMDT yöntemi kullanılarak ısı değiştiricinin boyutu kolaylıkla hesaplanabilir [29, 30].

2.3. Gövde Boru Isı Değiştiriciler

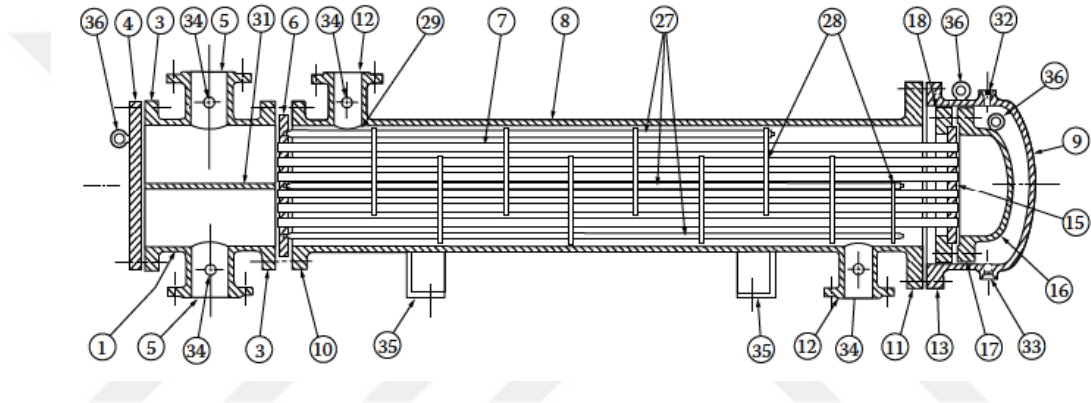
Mühendislik operasyonlarının en fazla ve en önemli karşılaşılan uygulamalarından birisi, farklı sıcaklıklardaki iki ya da daha fazla akışkan arasındaki ısı aktarımlarıdır. Bu aktarımların yapılmasını sağlayan cihazlar ısı değiştiricileri olarak adlandırılmaktadır [2, 32, 33]. Tasarım, imalat, test, montaj ve bakım-onarım için yaygın olarak kabul edilen gövde-boru değiştiriciler Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) tarafından yayınlanmaktadır [32].

2.3.1. Gıda endüstrisi ve gövde-boru tip ısı değiştiriciler

Gıda alanında ısı değiştiricilerinin kullanım alanı oldukça geniş olmakla beraber gıda prosesleri açısından önemini korumaktadır. Bu bağlamda da gelecekte de bundan daha az önemli olmayacağı kesindir [28]. Süt endüstrisinde; süt ve krema pastörizasyonu, UHT prosesleri, süt ve krema soğutması, yoğurt prosesindeki ısı uygulamaları, yoğurt soğutma, kazan sütünün ısıtılması, quark peynir sütü ısı uygulamaları, quark soğutma, peynir altı suyu ısıtma ve soğutması, kremanın yayıktan önce ısı uygulamalarda kullanılmaktadır. Meyve suyu endüstrisinde; meyve ve sebze parçacıkları, meyve ve sebze püreleri, lifli meyve suları, meyve parçacıklı meyve suları, meyve preli meyve suları, konsantreler, aromalarının üretiminde kullanılmaktadır. Ayrıca yumurta ve yumurta ürünlerinin pastörizasyonu, ketçap pastörizasyonu, yumurta ve yumurta ürünlerinin soğutulması, hardal soğutma, sosların ısıtılması ve soğutulması, yağların ısıtılması ve soğutulması, mayşe ısıtma ve soğutma, tatlıların ısıtılması ve soğutulması, maya flash pastörizasyonu, gazlı içeceklerin pastörizasyonu, mineral suların pastörizasyonu ve pompa ile transfer edilebilen gıdaların ısıl işlemlerinde de yaygın olarak kullanılmaktadır [23].

2.3.2. Gövde boru ısı değiştiricisinin temel elemanları

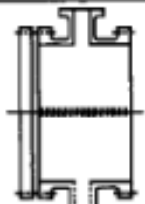
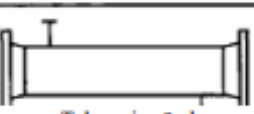
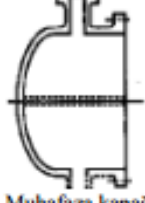
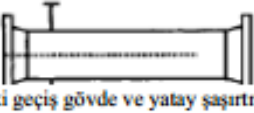
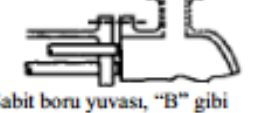
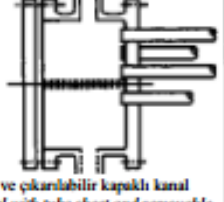
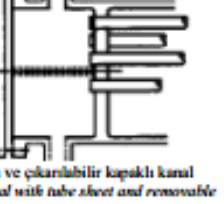
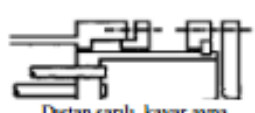
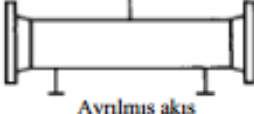
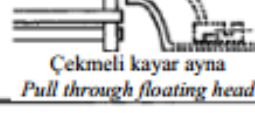
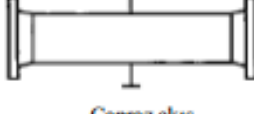
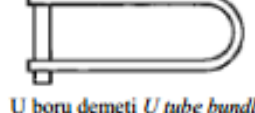
Gövde boru ısı değiştiricileri, silindir bir gövde etrafında gövdeye paralel olarak uzanan ve gövdeyi çevreleyen borulardan oluşmaktadır [34]. Akışkanlardan biri borulardan içinden geerirken, bir diğer akışkan ise gövde tarafından geçmektedir. Gövde boru tip ısı değiştiricilerin başlıca bileşenleri; borular (boru bağlantıları), gövde, n kafa arka kafa, şaşırtma elemanları ve boru aynalarıdır. şekilde tipik bir gövde-boru ısı değiştiricisi gösterilmiştir [1].



şekil 2.10. Yapısal parçalar ve bağlantılar: (1) sabit kafa - kanal; (2) sabit kafa - motor kapağı; (3) sabit kafa flanşı - kanal veya kaput; (4) kanal kapağı; (5) sabit kafa başlığı; (6) sabit boru levhası; (7) tüpler; (8) kabuk; (9) kabuk kılıfı; (10) kabuk flanşı — arka kafa ucu; (11) kabuk flanşı — arka kafa ucu; (12) kabuk memesi; (13) kabuk kapak flanşı; (14) genleşme derzi; (15) yüzer tp tabakası; (16) yüzer kafa kapağı; (17) yüzer baş destek aygıtı; (18) hareketli kafa destekleme aygıtı; (19) ayrık kayma halkası; (20) geçmeli destek flanşı; (21) hareketli kafa kapağı - dış; (22) yüzer tp tabaka eteği; (23) paketleme kutusu; (24) paketleme; (25) salmastra bezi; (26) fener halkası; (27) bağlantı çubukları ve ara parçalar; (28) enine bölme veya destek plakaları; (29) arpma plakası; (30) boyuna saptırma; (31) bölüm geçişi; (32) havalandırma bağlantısı; (33) tahliye bağlantısı; (34) alet bağlantısı; (35) destek eyeri; (36) kaldırma pabucu; (37) destek ayağı; (38) savak; (39) sıvı seviye bağlantısı. [1]

2.3.2.1. Gövde tipleri

Çeşitli n ve arka kafa ve gövde eşitleri TEMA tarafından standartlaştırılmış olup alfabetik harflerle adlandırılmaktadırlar. şekilde TEMA tarafından adlandırılan ve yayımlanan n ve arka kafa ile gövde tipleri mevcuttur [1].

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

Şekil 2.11. Standart gövde tipleri ve ön uç ve arka uç kafa tipleri [2]

E tip gövde düşük maliyet ve sadeliğinden dolayı en çok kullanılan gövde tipidir. Bu gövde de gövde akışkanı gövdenin başlangıca yakın ucundan girerek sona yaklaşılacak ucundan gövdeyi terkeder. Borular tek ya da çok geçişli olabilir ve çapraz şaşırtma elemanları tarafından desteklenebilir. Bu gövde tek fazlı gövde akışkanı uygulamaları için sıkça tercih edilir [1, 2].

F tipi gövde iki boru geçişli ısı değiştiriciler ters akış düzenine olanak verdiklerinden yüksek sıcaklık farkları oluşturup ısı aktarım hızını yükselttikleri için tercih edilmektedirler. F tipi gövde de uzunlamasına bir şaşırtma elemanı koyularak bu etki gerçekleştirilmiş olur. E tip gövdeyle karşılaştırıldığında basınç düşüşü çok daha fazladır [1, 2].

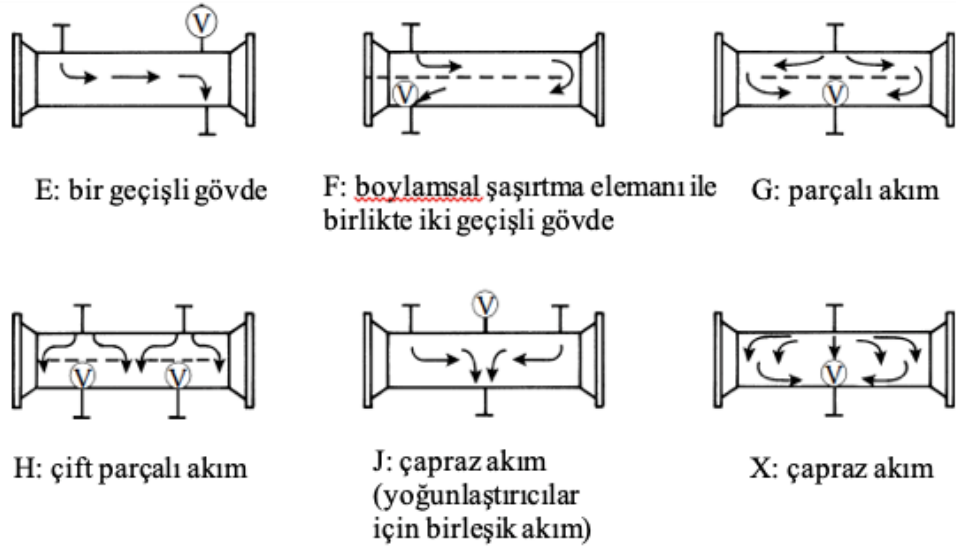
Bir diğer önemli gövde tipleri J ve X tip gövdelerdir. J tip gövdede parçalanmış olarak gelen akış gövdenin altından merkeze yerleştirilen bir noktadan tahliye olmaktadır. Tek enjektör boruların tam merkez noktasında, çift enjektörler ise boruların bitim noktalarında bulunmaktadır. Bu tip gövdeler genelde düşük basınç kayıplarının istendiği vakum yoğunlaştırıcılar gibi uygulamalarda kullanılmaktadırlar. Bu bağlamda da E tip gövdeyle karşılaştırıldığında yaklaşık 1/8 oranında düşük basınç kaybında çalıştığı bildirilmektedir [1, 2].

X tip boru değiştiricilerde akışkan giriş ve çıkışları gövdenin merkezine yerleştirilmiştir ve genellikle nozüller kullanılır. İki akışkan boru boyunun üzerinden ters akış düzeninde akmaktadır. Bu gövde tipinde şaşırtma elemanları kullanılmaz. Sonuç olarak basınç kayıpları aşırı miktarda düşüktür. Vakum yoğunlaştırıcılar ve düşük basınçlı gazlar proses edilmektedir [1].

G ve H tip gibi parçalı akışlı gövdeler spesifik uygulamalarda kullanılırlar. Parçalı akışlı G tipi gövdeler yatay şaşırtma elemanlarına sahip olup gövde nozülleri boruların orta noktasında 180° ayrılır. G gövde tipi E gövde tipi ile hemen hemen aynı basınç kaybına sahiptirler, öte yandan LMTD faktörü, F ve ısı değiştiricinin etkinliği; aynı yüzey alanı ve debide daha yüksektir. G tipi gövdelerden genellikle tek fazlı akışlarda yararlanılmaktadır. Çift parçalı akışlı H tipi gövdeler G tipi gövdelere benzer, fakat iki çıkış nozülü ve iki yatay şaşırtma elemanı ile diğer gövdelerden farklılaşırlar [1].

K tipi Gövde, gövde çapının %60 kadarı gövdenin tabanındaki boru demetleri ile birlikte bir kazan ısı değiştiricisidir. Sıvı, boru demetlerini sarar; buhar ise boruların olmadığı alanlardaki boşluklarda meydana gelir. Bu gövde parçalı bir akışın buharlaştırılması gereken, distilasyon kolonları gibi sistemlerde kullanılır. Besleme

sıvısı gövdeye boru aynasının yanındaki nozülünden girer, kuru buhar tepedeki nozülünden çıkar ve buharlaşmamış sıvı eşikten akar ve de sağdaki nozül boyunca çıkar. Boru demeti genellikle U boru düzenindedir [1].

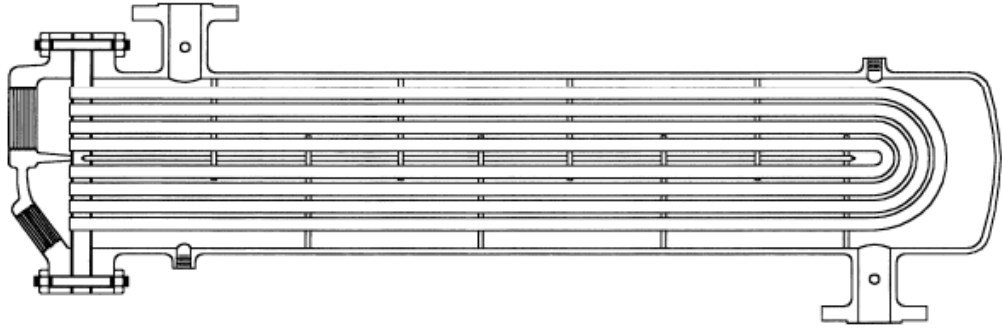


Şekil 2.12. En çok kullanılan TEMA gövde tiplerinin şematik eskizleri [1]

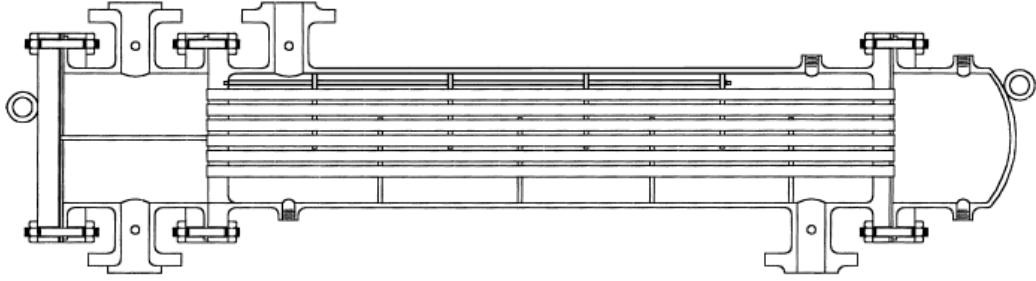
2.3.2.2. Boru demeti tipleri

Boru demeti tiplerinin başlıca tasarım hedefleri; termal yayılımı sağlamak, temizlik kolaylığını sağlamak ya da eğer proses diğer özellikleri gerektirmiyorsa maliyet açısından en uygun yolu seçmektir [1,2].

Bir tasarım çeşidi olan U boru düzeni serbest yayılıma izin verir. Şekil 2.13.'de tipik bir U boru demetine sahip bir ısı değiştirici görülmektedir. Bu sebeple termal yayılım sınırsızdır. U boru, daha az maliyetle üretilmektedirler çünkü sadece bir tane boru aynasına ihtiyaç vardır. Boru tarafı U dirseğinden dolayı mekanik yollarla temizlenemez. Boru geçişlerinin çift sayıda olması sağlanır. Tekli borular dış sıranın haricinde yerleştirilemez [1, 2].



Şekil 2.13. U borulu, şaşırtma elemanlı tek geçişli gövde borulu ısı değıştircisi [1]



Şekil 2.14. İki geçişli boru, şaşırtma elemanlı tek geçişli gövde, boruların iç kısmının mekanik temizliği için tasarlanmış gövde boru ısı değıştircisi [1]

Bir sabitlenmiş boru aynası düzeni Şekil 2.14.'de gösterilmiştir. Gövde, boru aynalarına kaynaklanmıştır ve temizlik için boru demetlerine dışarıdan bir giriş yoktur. Bu düşük maliyetli seçenek, termal yayılımı ne var ki sınırlandırır, kompensatör tarafından ise az miktarda yükseltilebilir. Tekli borular sökölüp değıştirilebilir. Boruların temizliği mekanik açıdan kolaydır [1, 2].

2.3.2.3. Borular ve boru dizilimleri

Bir E tipi gövde bir boru geçişi ve bir F tipi gövde iki boru geçişi ile ana ters akış içinde sonuçlanır. Diğer tüm çok yönlü boru geçişleri sıcaklık profil düzeltilmesine (F faktörü) ihtiyaç duyulur ya da bazı durumlarda sıcaklık farkından dolayı istenilen sıcaklığa ulaşamaz [1, 2].

Genellikle, fazla sayıda boru geçişi; boru tarafı akışkan hızını, ısı aktarım katsayısını (uygun basınç düşüşüyle birlikte) ve kirlenme faktörünü küçültmek için kullanılır. Yerleşim düzeninden kaynaklanan, boru tarafı akışkanı aynı taraftan girmek ve çıkmak zorunda ise çift sayıda boru geçişi kullanmak zorunludur [1, 2].

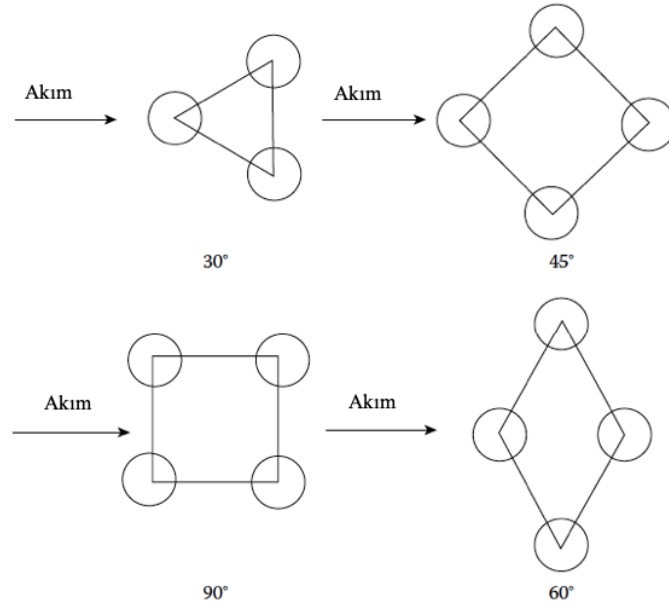
Boru metali olarak genellikle düşük karbonlu çelik, düşük alaşımlı çelik, paslanmaz çelik, bakır, nikel bakır, nikel krom alaşımı, alüminyum (alaşım formunda) veya titanyum kullanılır. Spesifik uygulamalar için başka materyaller de seçilebilir. Isı değiştirici borularının duvar kalınlıkları Borunun Birmingham Wire Gage (BWG)'e göre standardize edilmiştir [1, 2].

Küçük boru çapları (8-15 mm) yüksek alan/hacim yoğunluğu için tercih edilir fakat, boruların iç temizliği açısından 20 mm'ye sınırlandırılmıştır. Geniş boru çapları sıklıkla yoğunlaştırıcı ve kazanlarda kullanılır [1, 2].

Boru uzunlukları maliyete ve ısı değiştirici uygulamalarını etkilemektedir. Aslında boru uzadıkça (herhangi bir toplam yüzey alanı için), daha az sayıda boruya ihtiyaç duyulur, daha az yuva delinir ve gövde çapı azalır, sonuç olarak daha düşük maliyet elde edilmiş olur. Elbette bu genel kurala gövde boyu-boru uzunluğu oranı (1/5-1/15) olması gibi bazı sınırlamalar getirilmiştir [1].

2.3.2.4. Boru dizilimleri

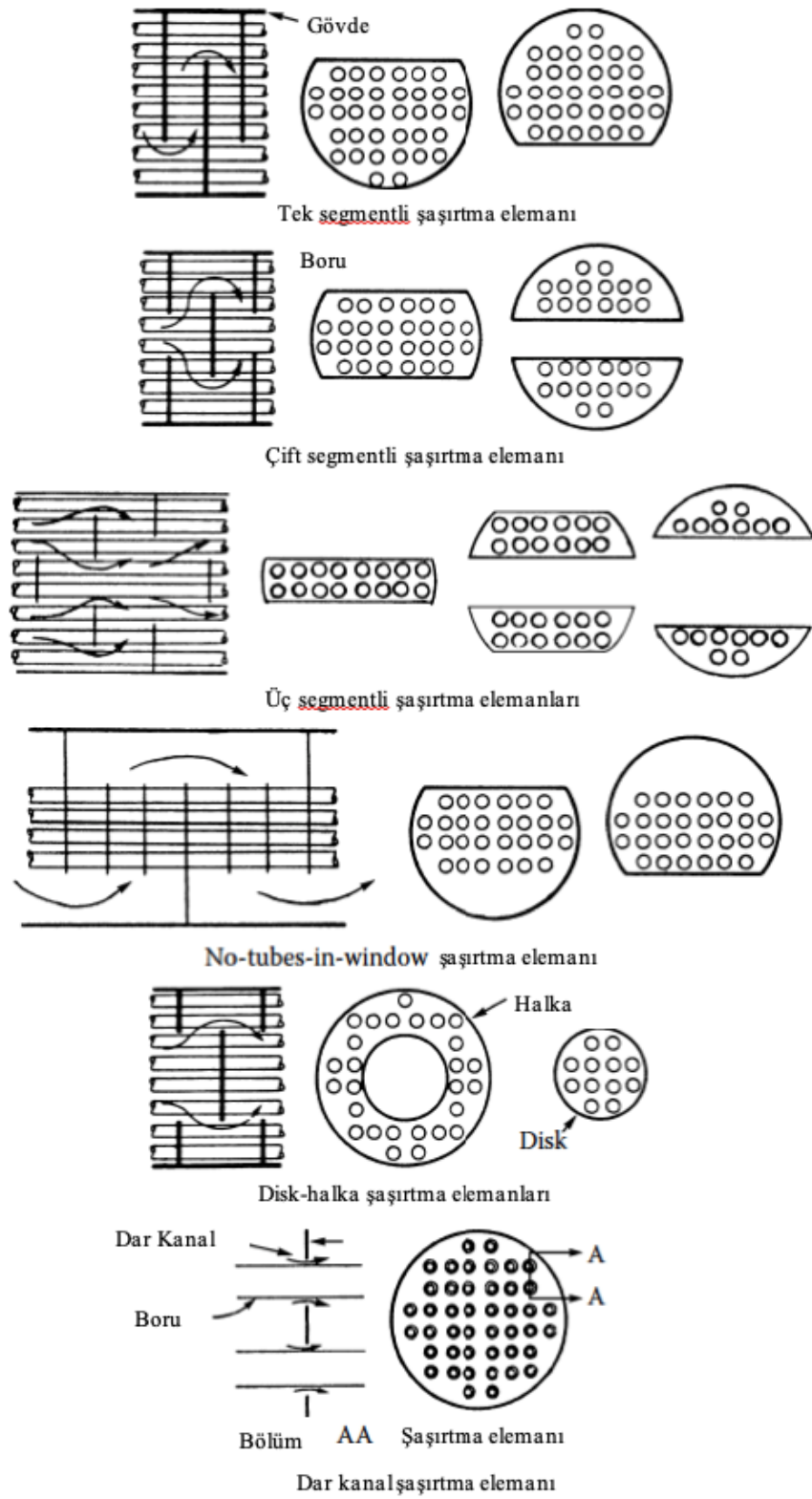
Boru dizilimleri borular arasındaki açıyı nitelendirir. Başka gereksinimler dikte edilmediği sürece 30° dizilimi en fazla sıklıkta borunun yerleştirilmesine izin vermektedir. Örneğin; 90° ve 45° kare yerleşimler dış temizlik için açık bir hat oluşturacağından ihtiyaç duyulur. Boru aralıkları, Pt, ile gösterilir ve aralık oranı py/do genellikle 1.25 ve 1.5 arasındadır. Borular birbirine çok yakın olduğu durumlarda boru aynası yapısal olarak zayıflamaya başlar. Boru dizilimleri ve boru yerleşimleri standartlaştırılmıştır. Boruların sayısı gövdedeki dizilimime, boruların dış çapına, aralık boyutuna, boru geçişlerinin sayısına ve gövde çapına bağlı olarak değişmektedir [1].



Şekil 2.15. Boru düzeni açıları [1]

2.3.2.5. Şaşırtma elemanı tip ve geometrisi

Şaşırtma elemanları iki fonksiyona hizmet eder: bunlardan en önemlisi boruları yapısal esneklik için desteklemeleri, boruları titreşime ve eğilmesine karşı korumaktır. İkincisi ise akışın yönünü değiştirerek daha yüksek ısı transfer katsayısı yaratmayı sağlamaktır [2,35]. Şaşırtma elemanları enine uzanan ve yatay tiplerde (örneğin; F tip gövdelerde yatay şaşırtma elemanları kullanılmaktadır.) olarak sınıflandırılabilir. Enine uzanan şaşırtma elemanları plaka ve çubuk biçiminde olabilirler. Kullanımı en çok tercih edilenler şekilde gösterilmiştir [1].



Şekil 2.16. Şaşırtma elemanı tipleri [1]

Tek ve çift segmentli şaşırtma elemanları sıklıkla kullanılanlar arasındadır. Akışı etkili bir biçimde borular boyunca bir yönden başka bir yöne çevirir. Şaşırtma elemanı boşlukları çok dikkatli şekilde seçilmelidir. Üç segmentli şaşırtma elemanları düşük basınç kayıplı uygulamalarda kullanılmaktadır [1].

Disk- halka şaşırtma elemanları; alternatif dış halkalar ve iç disklerden oluşmaktadırlar. Boru alanı boyunca radyal olarak akışı yönlendirirler. Bu tip şaşırtma elemanları ısı transferi değişimini artırmakla beraber basınç kayıplarını da artırmaktadır. Günümüzde bu tip şaşırtma elemanları Birleşik Devletlerde nadiren kullanılmasına karşın, Avrupada popülerdir [1].

Çubuk ya da grid şaşırtma elemanları çubukların ağ yapısı oluşturarak ya da şeritlerle desteklenerek biçimlendirilir. Akış aslında boylamsaldır, sonuç olarak daha düşük basınç kaybına neden olur. Yakın şaşırtma elemanı boşluğundan, boru titreşimi neredeyse ihmal edilecek kadar azdır. Bu yapı dik yoğunlaştırıcılarda ve ısı değiştirgeçlerinde etkili bir biçimde kullanılmaktadır [1].

2.3.2.6. Akış düzenleri

Gövde boru ısı değiştiricisi tasarımı yapılırken öncelikle borulardan ve gövdeden akan akışkanın türüne karar verilmesi gereklidir [1, 27].

Borudan akan akışkanın kirlenmeye neden olma durumu ciddi olacağından boru tarafının eğer mekanik olarak temizlenmesi gerekiyorsa kolay temizlenebilir olması gerekir [1, 36].

Korozif akışkan borulardan akmalıdır; aksi taktirde hem gövde tarafı hem de borular korozyona maruz kalmaktadır. Özel alaşımlar kullanarak korozyona karşı ısı değiştirici korunabilir, Bu durumda da sadece boruları özel alaşım kullanarak üretmek hem boruları hem de gövdeyi üretmekten daha az maliyete neden olur [1].

Dış kanatlı boruların üretilmesi kolay olduğundan, düşük ısı transfer katsayılı akışkan gövde tarafından akmalıdır. Genellikle düşük kütle akışlı akışkan gövde tarafına koyulur. Gövde tarafında düşük Reynold sayılarında türbülans akış elde edilir [1].

2.3.3. Gövde boru için matematiksel esaslar

Genel ısı transfer katsayısının tahmin edilebilmesi için, boru ve gövde tarafı ısı transfer katsayılarının mevcut korelasyonlardan hesaplanmasını gerekir [37].

2.3.3.1. Kern yöntemi

Gövde tarafı ısı aktarım katsayısı

Boru demetleri dışındaki ısı aktarım katsayısı, gövde tarafı ısı aktarım katsayısı olarak adlandırılır. Isı aktarım katsayısı şaşırtma elemanları kullanıldığı durumda aksi duruma göre daha yüksektir. Eğer şaşırtma elemanları kullanılmazsa akışkan gövde boyunca hiçbir engelle karşılaşmadan akar. Şaşırtma elemanı kullanıldığı durumda yüksek ısı aktarım hızlarının oluşmasının nedeni türbülanstır. Şaşırtma elemanı kullanılan gövde boru ısı değiştiricilerde akışkanın hızı demetteki komşu borular arasındaki darlıktan dolayı dalgalanır. Borulardaki akış için elde edilen korelasyonlar, segmental bölmeleri olan boru demetleri üzerindeki akış için geçerli değildir [1].

McAdams, gövde tarafı ısı aktarım katsayısı için aşağıdaki korelasyonları önermiştir;

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right) \quad (2.46)$$

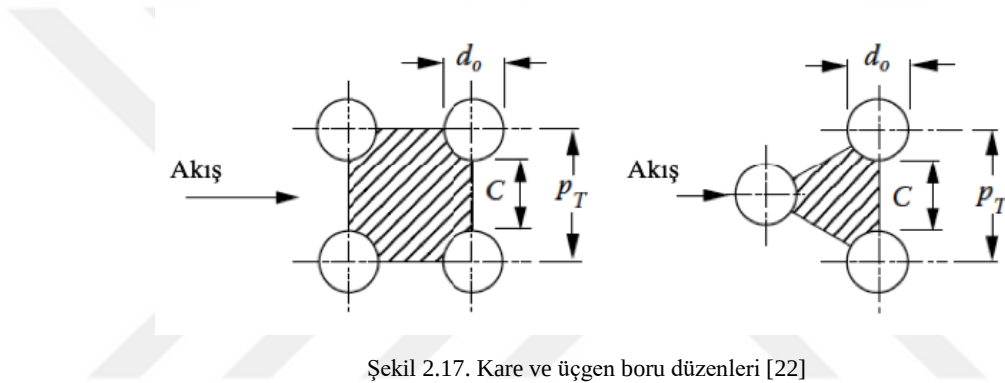
h_o , gövde tarafındaki ısı aktarım katsayısıdır, D_e , gövde tarafındaki eşdeğer çaptır ve G_s , gövde tarafındaki kütle hızıdır [1].

Yukarıdaki korelasyonda, eşdeğer çap D_e , kabuğun uzun eksenleri boyunca (bunun yerine) hesaplanır. Gövdenin eşdeğer çapı, ıslatılmış çevre ile bölünen boru tabakası

üzerindeki düzen olarak (herhangi bir şaşırtma elemanı düzeni için) net akış alanının dört katı kadar alınır;

$$\frac{4 \times \text{free-flow area}}{\text{wetted perimeter}} \quad (2.47)$$

Şekil 2.17’de hem kare hem de üçgen aralıklı düzeni göstermektedir. Her adım düzeni için aşağıdaki farklı denklemler uygulanır. Kare adım için, çevre her bir dairenin çevresidir ve kare düzendeki tüpler arasındaki alanlar üçgen düzendeki alanlardan büyüktür [1].



Şekil 2.17. Kare ve üçgen boru düzenleri [22]

Böylece kare düzen için aşağıdaki eşitlik yazılabilir;

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_r \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o} \quad (2.48)$$

ve üçgen için de;

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_r \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2} \quad (2.49)$$

d_o , borunu dış çapıdır.

Gövde tarafında, kütle tarafı kütle hızının (G_s) hesaplanabileceği serbest akış alanı yoktur. Bu nedenle, G_s ' nin teorik değerleri, gövdenin merkezine tekabül eden

maksimum akış alanına sahip olan hipotetik boru sırasındaki demet çapraz akış alanına dayanarak tanımlanabilir [1].

Hızı etkileyen değişkenler: gövde çapı; D_s , bitişik tüpler arasındaki boşluk; C , adım büyüklüğü; P_T ve bölme boşluğu B' dir. Gövdenin merkezinde bulunan borulardaki akış alanının genişliği; $(D_s / P_T) C$ 'dir ve akış alanının uzunluğu, bölme boşluğu B olarak alınır. Bu nedenle, demet çapraz akış alanı A_s , gövdenin merkezinde;

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_r} \quad (2.50)$$

D_s , gövdenin iç çapıdır. Ardından, gövde tarafı kütle hızı ile bulunur;

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (2.51)$$

Gövde tarafı basınç kaybı

Gövde tarafı basınç kaybı gövdenin içinden akışkan geçen boruların sayısına, şaşırtma elemanları arasındaki boru bağlantı demetlerine ve geçişlerin uzunluğuna bağlıdır. Eğer boru boyunca 4 tane şaşırtma elemanı kullanılmışsa, 5 adet boru demeti oluşur [1].

Gövde tarafındaki basınç kaybı aşağıdaki ifade ile hesaplanır;

$$\Delta p_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e \phi_s} \quad (2.52)$$

$\phi_s = (\mu_b / \mu_w) 0.14$, $N_b = L / B - 1$, bölmelerin sayısıdır ve $(N_b + 1)$, gövde tarafındaki akışkanın boru demetini geçme sayısıdır. Sürtünme faktörü, f , gövde için hesaplanır [1].

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s) \quad (2.53)$$

ve

$$400 < Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} \leq 1 \times 10^6 \quad (2.54)$$

Korelasyon, gerçek ısı değıştiricilerden elde edilen verilere dayanarak türetilmiştir [1].

Boru tarafı basınç kaybı

Boru tarafı basınç kaybı, boru geçişlerinin sayısı, N_p ve ısı değıştiricinin uzunluğu L 'nin bilinmesi ile hesaplanabilir. Boru tarafı akışkanı için basınç düşüşünü gösteren denklem aşağıda verilmiştir:

$$\Delta p_t = 4f \frac{LN_p}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2} \quad (2.55)$$

ya da

$$\Delta p_t = 4f \frac{LN_p}{d_i} \frac{G_t^2}{2\rho} \quad (2.56)$$

Ani daralma ya da genişlemelerden kaynaklanan ek basınç kayıpları;

$$\Delta p_r = 4N_p \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (2.57)$$

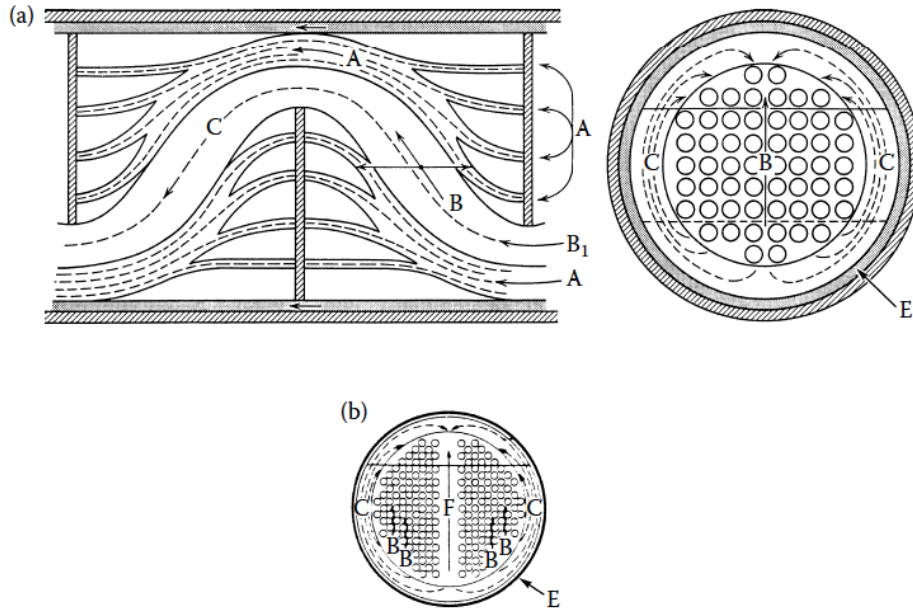
Boru tarafındaki toplam basınç kaybı olur [22].

$$\Delta p_{toplam} = \left(4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (2.58)$$

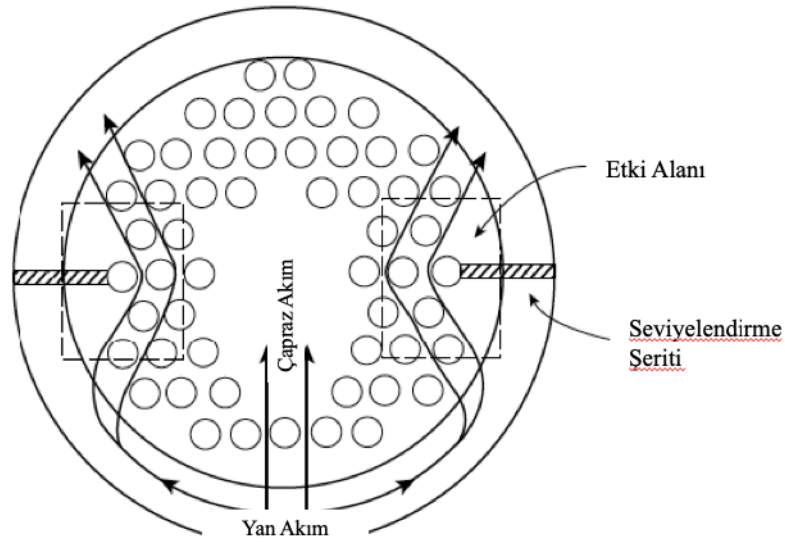
2.3.3.2. Bell–Delaware yöntemi

Gövde akışı karmaşıktır, çapraz akışlar, şaşırtma elemanları ve de boru demetlerinin çeşitli dizilimleri akış modellerini Şekil 2.18.'de görüldüğü üzere karmaşık hale getirirler [1, 38, 39].

Şekil 2.18'de gösterildiği gibi, beş farklı akış biçimi tanımlanmıştır. A akımı, borular ve şaşırtma elemanları arasındaki açıklıktan sızan akıştır. B akışı, demet boyunca ana akıştır. C akışı ise demet içindeki en dıştaki borular arasında ve gövdenin içinde boru demetinin etrafından akan bypass akışıdır [1].



Şekil 2.18. (a) Boru matrisi ve gövde arasındaki her iki bölme boşluğu boyunca boru matrisini atlayarak akış için sızıntı yollarını gösteren diyagram. (b) İki boru geçişli bir ısı değiştirici için F-akışı [1]



Şekil 2.19. Boru matrisinin yan tarafı ile gövde arasındaki boşluktan geçen bypass akış miktarını azaltmak için tasarlanmış radyal bölmeler [1]

E-akımı, şaşırtma elemanları ile gövde iç çapı arasındaki açıklıktan akan şaşırtma elemanı gövde sızıntısı akımıdır. Son olarak, F-akımı, çoklu boru geçişleri için ısı değiştirici başlığındaki geçiş bölücülerinden kaynaklı boru demeti içindeki herhangi bir kanaldan akar. Gösterilen akışlar birbiriyle karışabilir veya etkileşime girebilir [1].

Bell-Delaware yöntemi, çeşitli kaçak ve bypass akışlarının gövde tarafındaki ısı aktarım katsayısı ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini dikkate alır. Bell-Delaware yöntemi, günümüzde gövde tarafı analizleri için en güvenilir yöntemdir. Bell-Delaware yönteminde B akışı temel akıştır. Diğer akışlar B akışını azaltır ve gövde tarafındaki sıcaklık profilini değiştirir, bu da ısı aktarım katsayısında bir düşüşe yol açar [1].

Gövde tarafı ısı aktarım katsayısı

Ortalama gövde tarafındaki ısı transfer katsayısının hesaplanmasında kullanılan temel denklem,

$$h_o = h_{id} J_c J_t J_b J_s J_r \quad (2.59)$$

h_{id} , ideal bir boru kümesinde saf çapraz akış için ideal ısı aktarım katsayısıdır ve,

$$h_{id} = j_i c_{ps} \left(\frac{\dot{m}}{A_s} \right) \left(\frac{k_s}{c_{ps} \mu_s} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{0.14} \quad (2.60)$$

j_i , ideal bir boru kümesi için Colburn j faktörüdür, s gövde anlamına gelir ve A_s , iki şaşırtma elemanı arasındaki bir çapraz akış için gövdenin merkez çizgisindeki çapraz akış alanıdır [1].

İdeal j_i ve f_i değerleri grafik formlarda mevcut olsa da, bilgisayar analizi için aşağıdaki formlarda bir dizi eğri uyumu korelasyonu elde edilir:

$$J_i = a_1 \left(\frac{1.33}{P_T/d_o} \right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (2.61)$$

$$a = \frac{a_3}{1+0.14(Re_s)^{a_4}} \quad (2.62)$$

$$f_i = b_1 \left(\frac{1.33}{P_T/d_o} \right)^b (Re_s)^{b_2} \quad (2.63)$$

$$b = \frac{b_3}{1+0.14(Re_s)^{b_4}} \quad (2.64)$$

J_c , şaşırtma elemanı kesit ve alan düzeltme faktörüdür. Bu faktör dikkate alınarak ısı değiştiricideki tüm hesaplar buna göre yapılır. Gövde çapına ve şaşırtma elemanı ucundan gövde iç çapına olan şaşırtma elemanı kesme mesafesine bağlıdır. Büyük bir şaşırtma elemanı kesimi için bu değer 0,53 değerine düşebilir [1].

J_l , borudan şaşırtma elemanına ve gövdeden şaşırtma elemanına sızıntı (A ve E-akışları) dahil olmak üzere şaşırtma elemanı sızıntısı etkileri için korelasyon faktörüdür. J_1 , şaşırtma elemanı başına toplam sızıntı alanının bitişik bölmeler arasındaki çapraz akış alanına oranının ve ayrıca gövde-şaşırtma elemanı sızıntısı alanının boru-şaşırtma elemanı sızıntısı alanına oranının bir fonksiyonudur. Tipik bir J_1 değeri 0,7 ve 0,8 arasındadır [1].

J_b , en dıştaki borular ve gövde ve şaşırtma elemanları arasındaki boşluktan dolayı demet bypas etme etkileri için düzeltme faktörüdür (C ve F akımları). En dıştaki

borular ile olan gövde arasında nispeten küçük bir boşluk için, sabit boru levha yapımı için $J_b \approx 0,90$ dir [1].

J_s , giriş ve çıkıştaki değişken şaşırtma elemanı aralığı için düzeltme faktörüdür. Giriş ve çıkışta nozül aralığı ve yerel hızlardaki değişiklikler nedeniyle, gövde tarafındaki ortalama ısı aktarım katsayısı değişecektir. J_s değeri genellikle 0,85 ile 1,00 arasında olacaktır. J_r , gövde tarafındaki Reynolds sayısı Re_s , 100'den küçükse uygulanır. Eğer $Re_s < 20$ ise, tamamen etkilidir. Bu faktör, eğer $Re_s > 100$ ise 1.00'a eşittir. Tüm bu düzeltme faktörlerinin makul bir şekilde iyi tasarlanmış gövde boru ısı değiştiricisi için birleşik etkileri 0,60 mertebesinde [1].

Gövde tarafı basınç kaybı

Bypass ve kaçak akımları olan gövde boru tipi bir ısı değiştiricisi için, Bell-Delaware yöntemiyle belirlenen toplam nozülden nozüle basınç düşüşü, aşağıdaki üç bileşenin toplamı olarak hesaplanır [1].

1. İç çapraz akış bölümündeki basınç düşüşü (bölme ucu bölme ucuna); tüm iç çapraz akış bölümünün birleşik basınç düşüşü, Δp_{bi} merkezi şaşırtma elemanı aralığının bir şaşırtma elemanı bölmesinde eşdeğer bir ideal boru kümesindeki basınç düşmesi ve R_l ise şaşırtma elemanı sızıntısı etkileri için düzeltme faktörüdür (A ve E akımları). Tipik olarak, $R_l = 0,4$ ila $0,5$ 'tir. R_b , bypass akışı (C ve F akımları) için düzeltme faktörüdür. Tipik olarak, yapı tipine ve sızdırmazlık şeridi sayısına bağlı olarak $R_b = 0,5$ ile $0,8$ arasındadır. N_b , şaşırtma elemanlarının sayısıdır.

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi}(N_b - 1)R_lR_b \quad (2.65)$$

2. Basınç kayıpları kaçaklardan etkilenir ancak bypassstan etkilenmez. Tüm basınç kaybı;

$$\Delta p_w = \Delta p_{wi} N_b R_l \quad (2.66)$$

Δp_{wi} , eşdeğer ideal boru kümesindeki basınç kaybıdır.

3. Giriş ve çıkış bölümlerindeki basınç kaybı bypasstan etkilenir ancak sızıntıdan etkilenmez. Ek olarak, çeşitli şaşırtma elemanları arasındaki boşluk nedeniyle bir etki vardır. Giriş ve çıkış bölümleri için birleşik basınç kaybı,

$$\Delta p_e = 2\Delta p_{bi} \frac{N_c + N_{cw}}{N_c} R_b R_s \quad (2.67)$$

burada N_c , ısı değiştiricisindeki bir çapraz akış boyunca akış sırasında geçen boru sıralarının sayısıdır ve N_{cw} , her şaşırtma elemanındaki çapraz boru hatlarının sayısıdır. R_s , giriş ve çıkış nozüllerinin varlığından dolayı iç bölmelerden farklı bölme aralığına sahip giriş ve çıkış bölümü için düzeltme faktörüdür. R_s , giriş ve çıkış nozüllerinin varlığından dolayı iç bölmelerden farklı şaşırtma elemanı aralığına sahip giriş ve çıkış bölümü için düzeltme faktörüdür. Düzeltme faktörleri literatürde grafiksel olarak mevcuttur [1].

Isı değiştiricinin gövde tarafındaki toplam basınç kaybı,

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e \quad (2.68)$$

$$\Delta p_s = [(N_b - 1)\Delta p_{bi} R_b + N_b + \Delta p_{wi}] R_l + 2\Delta p_{bi} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) R_b R_s \quad (2.69)$$

Nozüllerdeki basınç düşüşleri ayrı ayrı hesaplanmalı ve toplam basınç düşüşüne eklenmelidir [1].

$$\Delta p_{bi} = 4f_i \frac{G_s^2}{2\rho_s} \left(\frac{\mu_{s,w}}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (2.70)$$

İdeal bir şaşırtma elemanı bölmesi için;

$$\Delta p_{wi} = \frac{\dot{m}_s^2 (2 + 0.6 N_{cw})}{2 \rho_s A_s A_w} \quad (2.71)$$

Eğer $Re_s \geq 100$, ve

$$\Delta p_{wi} = 26 \frac{\mu_s \dot{m}_s}{\sqrt{A_s A_w \rho}} \left(\frac{N_{cw}}{\rho - d_o} + \frac{B}{D_w^2} \right) + \frac{\dot{m}}{A_s A_w \rho_s} \quad (2.72)$$

if $Re_s \leq 100$.

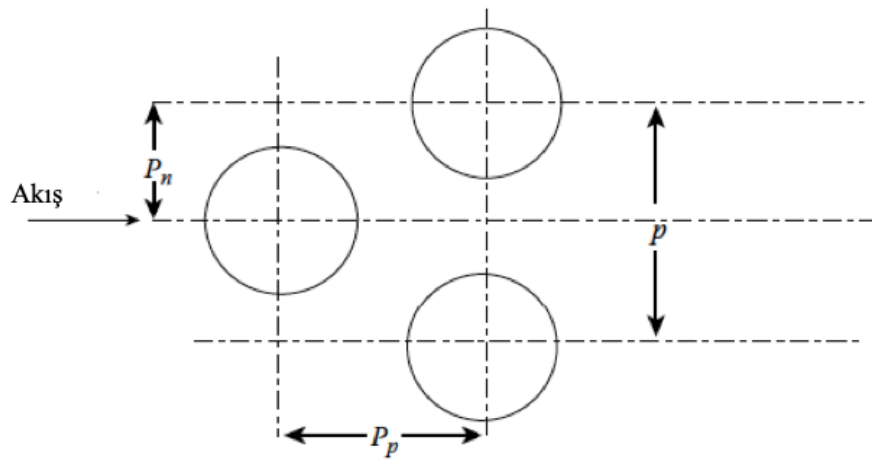
Bir çapraz akış bölümünden geçen tüp sıralarının sayısı, N_c ,

$$N_c = \frac{d_i \left(1 - 2 \frac{L_c}{D_s} \right)}{P_p} \quad (2.73)$$

L_c , şaşırtma elemanı ucundan gövdenin içine, şaşırtma elemanı kesit mesafesidir [1].

Etkili çapraz akış satırlarının sayısı, N_{cw} , 'den tahmin edilebilir [1].

$$N_{cw} = \frac{0.8 L_c}{P_p} \quad (2.74)$$



Şekil 2.20. Boru akışları [1]

Bölmeleri sayısı, N_b , hesaplanabilir.

$$N_b = \frac{L-B_i-B_o}{B} + 1 \quad (2.75)$$

Eğer $B_i = B_o = B$ ise, denklem;

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (2.76)$$

Tipik bir gövde boru ısı değiştiricisinin toplam gövde tarafı basınç düşüşü, bölme sızıntıları ve boru demeti bypass etkileri dikkate alınmadan hesaplanacak olan basınç kaybı %20 ile 30 arasındadır [1].

2.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD), akışkanları modellemek için güçlü bilgisayarlar ve uygulamalı matematik kullanır [40]. CFD'nin tarihi 1970'li yılların başına dayanmaktadır [41]. CFD'nin gelişimi bilgisayar teknolojilerinin gelişimi ile hız kazanmıştır [42]. CFD günümüzde birçok endüstride güçlü ve yaygın bir araç olarak kullanılmakta olup, zengin bir matematiksel fiziği, sayısal yöntemleri, kullanıcı arayüzlerini ve son teknoloji görselleştirme tekniklerini temsil etmektedir [43]. Bu da, CFD'yi, akış problemlerini çözmek için geleneksel ve analitik modelleme yöntemleri kadar kullanılmasını sağlayan itici güç olmuştur [43]. CFD' nin bu kadar kısa sürede benimsenmesi de kaçınılmaz olmuştur, çünkü klasik deneyler yüksek maliyetler ve zaman kayıplarına neden olmaktadır [43]. CFD ile simülasyonlarda yeni ve daha iyi geliştirilmiş sistem tasarımlarının yapılması ve mevcut ekipmanlarda optimizasyon yapılması, verimlilik artışı ve işletme maliyetlerinin düşmesi sağlanır [44]. Ayrıca analitik modellemelerde kullanılan varsayımlar, genellemeler ve de tahminler de sonucun güvenilirliğini azaltmaktadır [43].

CFD yalnızca akışkanlar mekaniğini ve matematiğin içinde olduğu bir yöntem değildir, aynı zamanda bilgisayar bilimini de kapsar [44]. Akışkanlar mekaniği, esas olarak akışkanların ya hareket halinde (dinamik modda akışkan) ya da yatışkın halde (hareketsiz modda akışkan) incelenmesidir. CFD; özellikle hareket halindeki akışkanlar ile hem akış davranışlarını hem de akış davranışının ısı aktarımı ve

muhtemel kimyasal reaksiyonlar içerebilecek süreçleri nasıl etkilediğini incelemektedir. Ek olarak, akışkan hareketinin fiziksel özellikleri genellikle temel matematiksel denklemlerle tanımlanabilir, bu denklemler genellikle kısmi diferansiyel şeklinde olup korunum denklemleri olarak adlandırılırlar [45].

CFD, akışkan dinamiği ve ısı aktarımı problemlerini çözmek için kullanılabilecek üç temel yöntem veya yaklaşımdan biri haline gelmiştir. Geleneksel olarak hem deneysel hem de analitik yöntemler, akışkan dinamiğinin çeşitli yönlerini incelemek ve mühendislere akışkan akışı ve ısı transferini içeren ekipman ve endüstriyel proseslerin tasarımında yardımcı olmak için kullanılmaktadır. Dijital bilgisayarların ortaya çıkmasıyla birlikte, hesaplamalı yöntemler başka bir uygun yaklaşım olarak ortaya çıkmıştır. Her ne kadar analitik metotlar hala birçok kişi tarafından uygulanmakta ve deneyler önemli ölçüde gerçekleştirilmeye devam etse de eğilim açıkça endüstriyel tasarımlar için özellikle de akışkanın oldukça kompleks olduğu durumlarda, CFD yaklaşımı kullanılmakta ve daha fazla güvenilir bulunmaktadır [44]. Günümüzde birçok tasarım mühendisi, hangi ve kaç doğrulama testinin yapılması gerektiğine karar vermeden önce yeni sistemleri analiz etmek için CFD'yi kullanmaktadır. CFD'nin avantajları genel olarak şu şekilde sınıflandırılabilir:

- a) Akış dağılımı, ağırlık kaybı, kütle ve ısı transferi, partikül ayırma vb. Konuların detaylı bir şekilde anlaşılmasını sağlar. Sonuç olarak, tüm bunlar fabrika yöneticilerine belirli bir proseste veya sistemde neler olduğuna dair daha iyi ve daha derin bir bilgi sağlayacaktır.
- b) Son tasarıma kadar gerçekleştirilen geometrideki değişimler laboratuvar testlerine dahil edilmeden denenerek çok daha az zaman ve maliyetle değerlendirilmesine sağlanmasını sağlar.
- c) Kısa sürede çok sayıda “eğer” sorusuna cevap verebilir.
- d) Örneğin; Bir fırında yüksek sıcaklık veya tehlikeli ortamlar gibi ayrıntılı ölçümler yapmanın mümkün olmadığı durumlarda simülasyonu özellikle kullanışlıdır.
- e) Proaktif bir analiz ve tasarım aracı olduğu için, fabrika problemlerini değerlendirirken sadece etkinin değil temel nedenini vurgulayabilir [40].

2.4.1.Gıda endüstrisinde CFD uygulamaları

CFD yaklaşımı gıda endüstrisi için görece genç olsa da zamanla yeni metotların, teknolojilerin ve modellerin gelişmesiyle sıklıkla kullanılmaya başlanmıştır [46]. CFD, tasarım sürecini geliştirmek ve akışkan dinamiğinin temel fiziksel doğasını anlamak için bir araştırma aracı olarak gıda işleme endüstrisine kurutma, sterilizasyon, karıştırma, soğutma ve diğer uygulama alanları gibi birçok alanda fayda sağlayabilir. [47]. Bu tür işlemler gıda maddelerinin kalitesini, güvenliğini ve raf ömrünü artırmak için düzenli olarak kullanılır [48]. Hem tüketici hem de doğal çevre için doğrudan fayda sağlayan CFD uygulamaları, gıda endüstrisinde daha yaygın hale gelmiştir. Ayrıca, CFD, gıda şirketlerinin, yüksek ürün kalitesi seviyelerini korumaya çalışırken, işleme stratejilerini geliştirip geliştirerek genişleyen bir pazara yanıt vermesine yardımcı olabilir [43].

Soğutma, kurutma, pişirme, karıştırma, dondurma, pişirme, pastörizasyon ve sterilizasyon gibi birçok gıda işleme işlemi akışkan akışına dayanır. CFD yaklaşımlarının gıda endüstrisinde de kullanılması, gıda mühendislerine gıda ekipmanlarının tasarımı sırasında muhtemel performansları ve gıda ürünlerinin kalitesi veya güvenliğine olan güven açısından yeni bilgiler sağlamıştır. Gıda endüstrisinde sıklıkla kullanılan; fırınlar, ısı değiştiricileri, buzdolapları ve sprey kurutucular gibi ekipmanlar, tasarım ve analiz süreçlerinde CFD teknikleri kullanılarak geliştirilebilir. CFD, gıda proseslerinin geliştirilmesinde, sorun gidermesinde ve optimizasyonunda güçlü bir araç haline gelmiştir [40, 49].

Günümüzde CFD çözümleri, gıda endüstrisindeki ekipman ve işleme stratejilerini optimize etmek ve geliştirmek için kullanılmaktadır. Gelecek yıllarda, gıda mühendisleri, CFD için tam otomatik mesh üretiminin geliştirilmesi ile gıda materyallerinin doğal şeklinden dolayısıyla yaşadıkları mesh yapısı ve hücre şekilleri gibi mühendislik dışı konulardan endişe duymayabilirler. Bilgisayar gücündeki ve CFD yazılım geliştirmedeki yüksek ilerleme oranı, gerçekliklerde otomatik tasarım ve optimizasyona neden olacak ve web tabanlı CFD' nin geliştirilmesi, daha fazla kişinin teknolojiye erişmesine olanak sağlayacaktır. Tüm bu gelişmeler CFD'nin olgun bir

disiplin ve güçlü bir mühendislik aracı olmasına katkıda bulunacaktır. Sonuç olarak, gıda işleme endüstrisinde CFD kullanımının daha yaygın ve hızlı bir şekilde benimsenmesinin yakın gelecekte gerçekleşmesi beklenmektedir [40].

2.4.2.CFD'nin temelleri

2.4.2.1. Korunum denklemleri

Akışkanlar dinamiği ve ısı transferinin temel denklemleri, akışkanlar mekaniğinin korunum yasalarının matematiksel formülasyonları olarak kabul edilebilir ve Navier-Stokes denklemleri olarak adlandırılır [43].

Bir sıvı sürekliliğine uygulandığında, bu koruma kanunları, istenen bir sıvı özelliğinin dış kuvvetlere değişim oranını ilgilendirir ve şöyle kabul edilebilir:

1. Kütlenin korunumu yasası; akışkan bir elemana giren kütlenin tam olarak çıkanlarla dengelenmesi gerektiğini belirtir.
2. Akışkan parçacık üzerinde etkili olan dış kuvvetlerin toplamının, doğrusal momentum değişim hızına eşit olduğunu belirten momentumun korunumu yasası (Newton'un ikinci hareket yasası)
3. Bir sıvı partikülünün enerji değişim oranının, ısı aktarımına ve akışkan parçasının üzerinde yapılan işe eşit olduğunu belirten enerjinin korunumu yasası (termodinamiğin birinci yasası) [43].

Bu koruma yasalarını bir akışkan alandaki ayrık uzamsal hacimler üzerinde uygulayarak, akış hacim sınırlarını geçerken kütle, momentum ve enerji değişimlerinin sistematik bir şekilde hesaplanması mümkündür. Ortaya çıkan denklemler şöyle yazılabilir:

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.77)$$

Momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\rho \delta_{ij} + \pi \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i \quad (2.78)$$

Enerji denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_a T) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j C_a T) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = S_T \quad (2.79)$$

Kaldırma kuvveti nedeniyle oluşan yoğunluk değişimlerini modellemenin iki yolu vardır. Birincisi, akıştaki yoğunluk farklılıklarının sadece momentum denklemlerinde gerekli olduğunu ve aşağıdakilerle temsil edildiğini varsaymaktır:

$$\rho = \rho_{ref} [1 - \beta(T - T_{ref})] \quad (2.80)$$

Bu yöntem Buossinesq yaklaşımı olarak bilinir ve birçok gıda mühendisliği uygulamasında başarıyla kullanılmıştır. Ancak, yüksek sıcaklık farklarında, yaklaşım artık geçerli değildir ve başka bir yöntem uygulanmalıdır. Bu yollardan biri; akışkanı ideal bir gaz olarak işlemiden geçirme ve yoğunluk farkını aşağıdaki denklem aracılığıyla ifade etmektir [43]:

$$\rho = \frac{p_{ref} W_a}{RT} \quad (2.81)$$

Bu yöntem zayıf bir şekilde sıkıştırılabilir bir formülasyon olarak düşünülebilir, bu da sıvının yoğunluğunun sıcaklığa ve bileşime bağlı olduğu ancak basınca bağlı olmadığı anlamına gelir. Bu varsayım, gıda mühendisliği uygulamalarında da başarıyla kullanılmıştır [43].

2.4.2.2. Korunum denklemlerinin çözüm ilkeleri

Mekansal ayrıklaştırma, geçici ayrıklaştırma yaklaşımları kullanılarak çözümler üretilebilir. Ayrıca türbülans modelleri ile başlangıç ve sınır koşulları da tespit edilmelidir [44].

Navier-Stokes denklemlerinin mekansal ayrıklaştırılması, yani konvektif ve viskoz akıların yanı sıra kaynak terimin sayısal yaklaşımı ilk adımdır. Geçmişte bu amaç için birçok farklı metodoloji geliştirilmiştir ve gelişim devam etmektedir. Bunları sıralamak için, ilk başta uzaysal ayrıklaştırma şemalarını aşağıdaki üç ana kategoriye ayrılabilir: sonlu fark, sonlu hacim ve sonlu eleman yöntemleri. Bunlar dışında başka yöntemlerde bulunmakta olup popülerleşmemiştir [44].

Sonlu farklar yöntemi

Sonlu farklar yöntemi, diferansiyel denklemlerin sayısal çözümüne uygulanan ilk yaklaşımlar arasındaydı. İlk önce Euler tarafından, 1768'de kullanılmıştır. Sonlu farklar metodu doğrudan korunum denklemlerinin diferansiyel formuna uygulanır. İlke, akış değişkenlerinin türevlerinin ayrıklaştırılması için bir Taylor serisi genişlemesi kullanmaktır [44].

U, türevinin alınmış şekli ile yaklaşık olarak;

$$\frac{\partial U}{\partial x} \bigg|_{x_0} = \frac{U(x_0 + \Delta x) - U(x_0)}{\Delta x} + O(\Delta x^2) \quad (2.82)$$

Sonlu hacimler yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi, Navier-Stokes / Euler denklemlerinin integral formülasyonu olan korunum yasalarını doğrudan kullanır [50]. Sonlu hacimler yöntemi, ilk önce fiziksel alanı bir dizi çokyüzlü kontrol hacmine bölerek korunum denklemlerini ayrıştırır [44].

Sonlu elemanlar yöntemi

Sonlu elemanlar metodunu başlangıçta sadece yapısal analiz için kullanılmıştır. İlk olarak bu metodu Turner ve ark. 1956'da kullanmaya başlamışlardır. Yaklaşık 10 yıl sonra, araştırmacılar sonlu elemanlar yöntemini sürekli ortamlarda alan denklemlerinin sayısal çözümü için de kullanmaya başlamıştır. Bununla birlikte, yalnızca 1990'ların başında, sonlu elemanlar yöntemi Euler ve Navier Stokes denklemlerinin çözümünde popülerlik kazanmaya başlamıştır [44, 51].

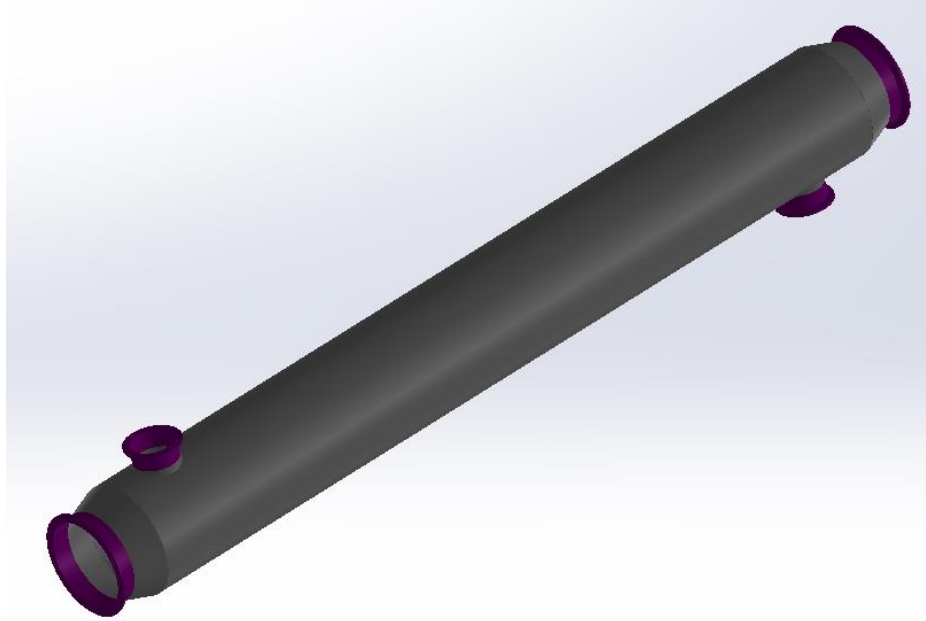
Sonlu elemanlar metodu içerisinde, geçerli denklemleri diferansiyelden denk bir integral forma dönüştürmek gerekir [52].

Sonlu elemanlar yöntemi, integral formülasyonu ve karmaşık geometrilerin içindeki ya da etrafındaki akışlar için tercih edilen yapılandırılmamış ağların kullanımı nedeniyle çekicidir [44, 52].

BÖLÜM 3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Referans Gövde Boru Isı Değiştirici

Gıda sektöründe kullanılan ısı değiştiricilere referans olması açısından sıkça kullanılan bir model örnek olarak alınmıştır. Örnek ısı değiştirici modeli AISI 316 paslanmaz çelikten imal edilmiş tek ve karşıt geçişlidir. Isı değiştiricinin boru çapı 8 mm olup, boru cidar kalınlığı 1mm'dir. Isı değiştirici toplam uzunluğu 1505 mm olduğu tespit edilmiştir. Isı değişimi yapan boru boyu ise 1495 mm'dir. Isı değiştirici bağlantı çapları ise boru tarafında DN100 kabuk tarafında ise DN80 olduğu tespit edilmiştir ısı değiştirici de toplam 55 adet boru kullanıldığı tespit edilmiştir. Yapılacak tasarım geliştirme ve analiz çalışmaları ile ısı değiştiricinin boru dizilimi değiştirilip farklı şaşırtma elemanları konularak verimin artırılması, basınç kaybının optimize edilmesi hedeflenmektedir. Ayrıca özgün bir şaşırtma elemanı tasarlanmıştır.



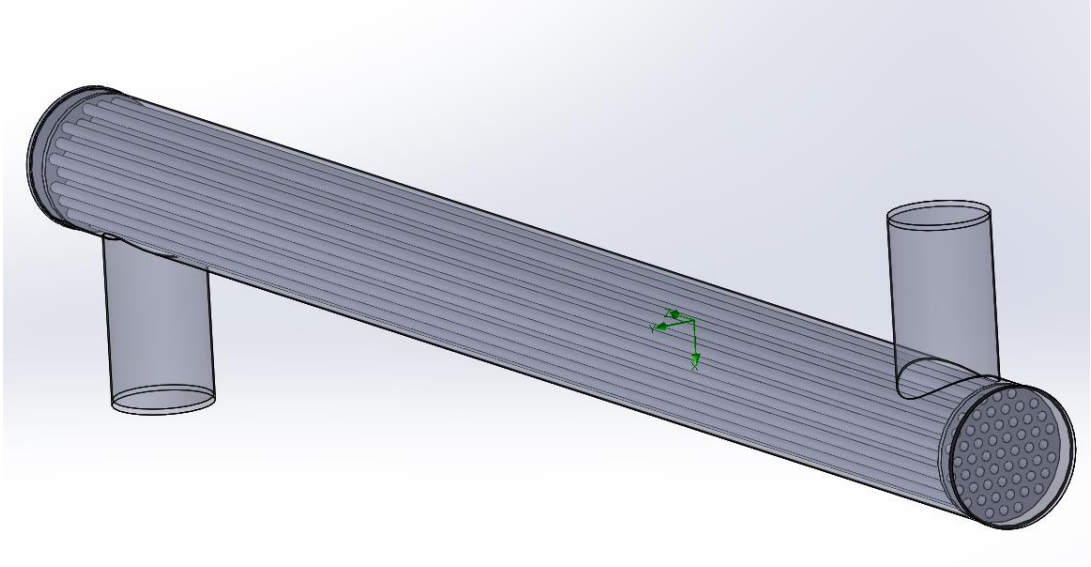
Şekil 3.1. Referans orijinal 3B model

3.2. Tasarım Geliştirme

Analiz çalışmalarının yapılabilmesi için bir CAD (Computer Aided Design) programı olan Solidworks 2018 unsur tabanlı tasarım programı kullanılmıştır. Unsur tabanlı tasarım yöntemi bir düzlemde 2 boyutlu olarak çizilen kapalı bölgelerin, Extrude (yükseltme), Revolve (döndürme), Sweep (Süpürme), Hole (Delik), Rib (Destek), Round (yuvarlatma) gibi unsurlar ile derinlik değeri verilerek katı model oluşturmaları sağlanır. En gelişmiş ve son yıllarda en çok kullanılan katı modelleme yöntemidir. Isı değiştirici analiz çalışmalarının yapılması için örnek alınan model Solidworks 2018’de orijinal ölçülere göre tekrar tasarlanmıştır. Tasarımlar isimlendirilirken sırasıyla; boru dizilimleri ile şaşırtma elemanı tipleri harf ile simgelenmiştir. Standart düz şaşırtma elemanları ise S tipi şaşırtma elemanı notasyonu kullanılmıştır. Özgün şaşırtma elemanları için ise R tipi şaşırtma elemanı notasyonu kullanılmıştır ve radius açıları da harflerin yanına eklenmiştir. Şaşırtma elemanlarının bulunduğu konum ve sayıları da ayrıca gösterilmiştir. Örnek vermek gerekirse; Perforasyon boru dizilimli 400 mm radüslü ve iki tane gövdenin üst tarafında ise gövdenin üç tane gövdenin alt tarafında bulunan bir gövde boru ısı değiştirici için sırasıyla Perforasyon boru dizilimi için P, R tipi özgün 400 mm radüslü şaşırtma elemanı için R40 ve de şaşırtma elemanın önce gövde tarafının üstü sonra da gövde tarafının alt tarafını simgelemesi açısından 2/3 ifadesi kullanılmıştır. Sonuç olarak PR40-2/3 şeklinde ifade edilmiştir.

3.2.1. Referans gövde boru ısı değiştirici tasarımı (P-0)

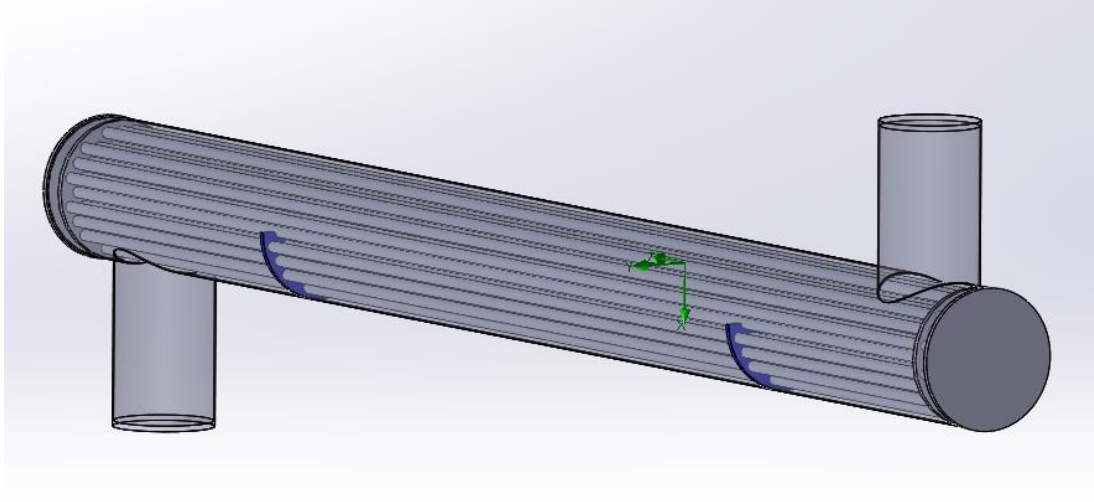
Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımıdır. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şaşırtma elemanı kullanılmamıştır. Boru tarafındaki toplam ısı aktarım yüzey alanı $4,960,959 \text{ mm}^2$ ’dir. Detaylı teknik resim eklerde sunulmuştur.



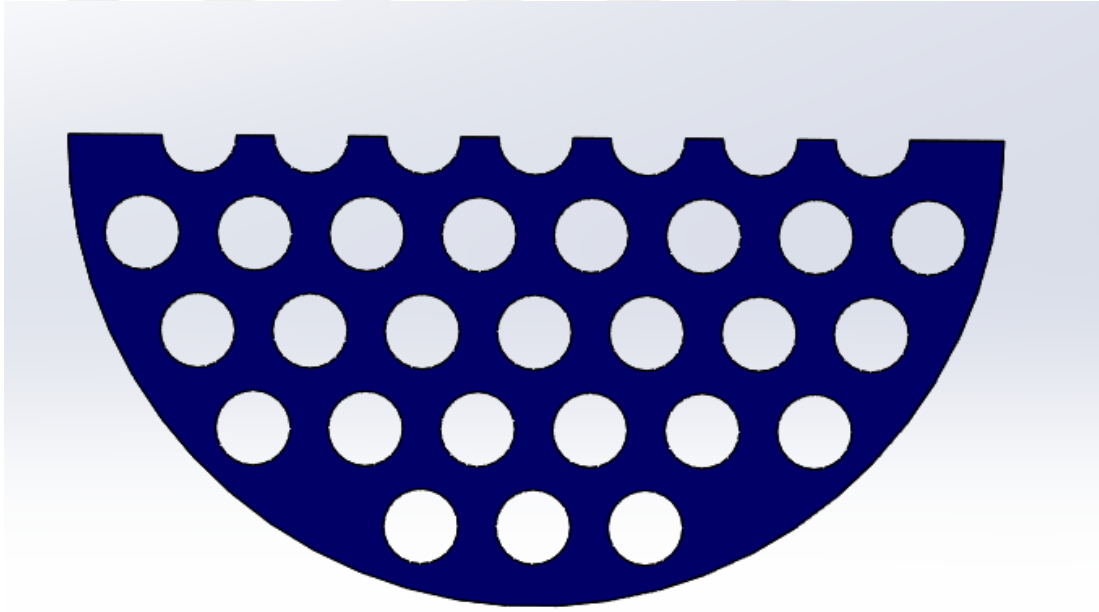
Şekil 3.2. P-0 tasarımı

3.2.2. Perforasyon boru dizilimli iki adet aynı eksenli standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değıştirici tasarımı (PS-0/2)

Referans alınan ısı değıştiricinin orijinal tasarımına şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 2 adet yarım düz şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Boru dizilimi için perforasyon dizilimi seçilmiştir. Şaşırtma elemanları yer çekimine paralel ve aralarındaki mesafe 800 mm'dir. Detaylı teknik resim eklerde sunulmuştur.



Şekil 3.3. PS-0/2 tasarımı

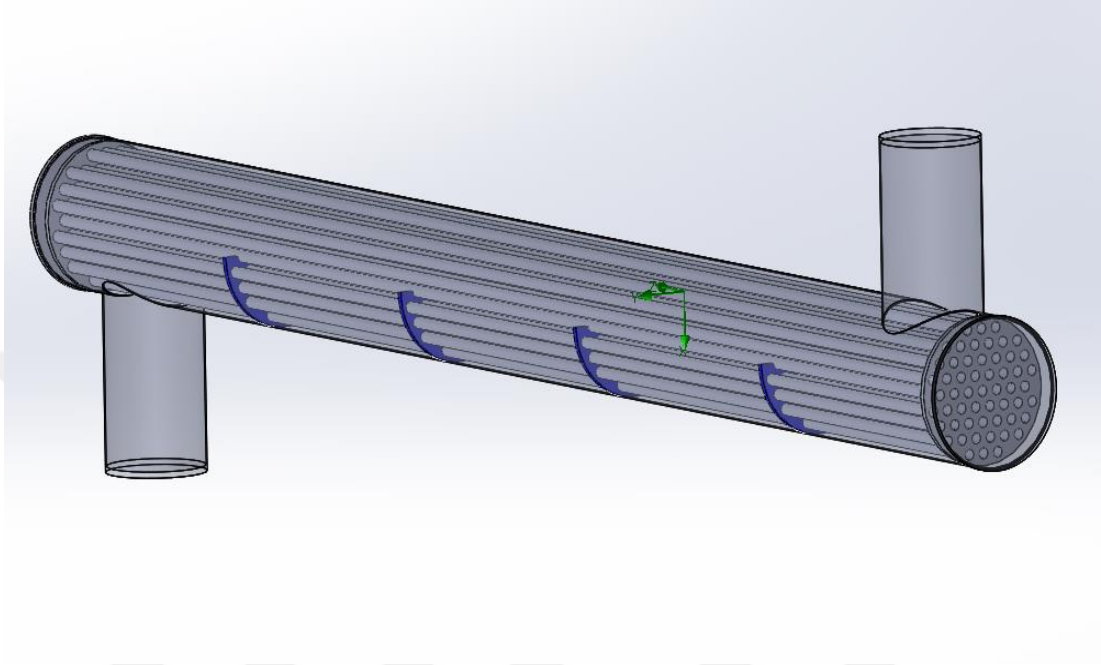


Şekil 3.4. Perforasyon boru dizilimi için standart şaşırtma elemanı tasarımı

3.2.3. Perforasyon boru dizimli dört adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PS – 0/4)

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına aynı yönlü 4 adet şaşırtma elemanı eklenmiştir. Boru dizilimi perforasyon dizilimindedir. Bağlantı flanşları, boru

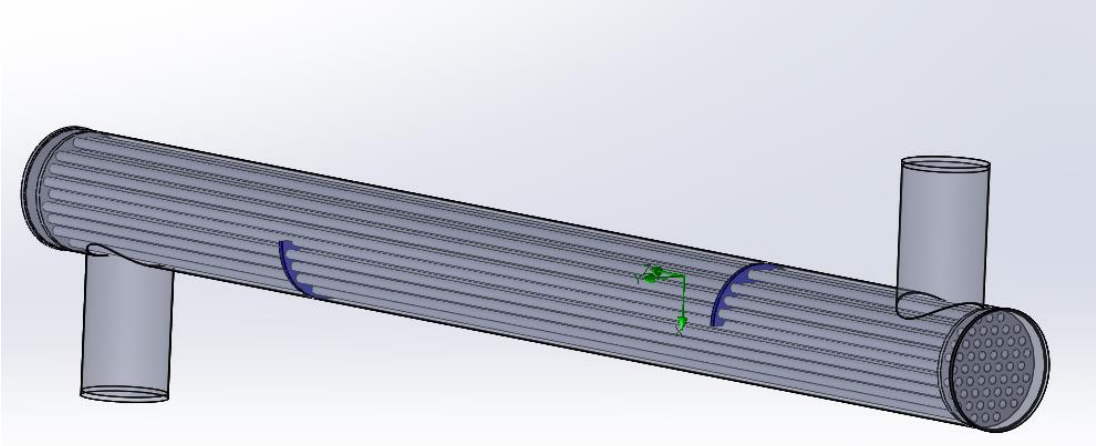
aynaları, ısı aktarım boruları, 4 adet yarım düz şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şaşırtma elemanları yer çekimine paralel ve aralarındaki mesafe 300 mm'dir. Detaylı teknik resim eklerde sunulmuştur.



Şekil 3.5. PS – 0/4 tasarımı

3.2.4. Perforasyon boru dizilimli iki adet standart farklı eksenli yarım şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PS – 1/1)

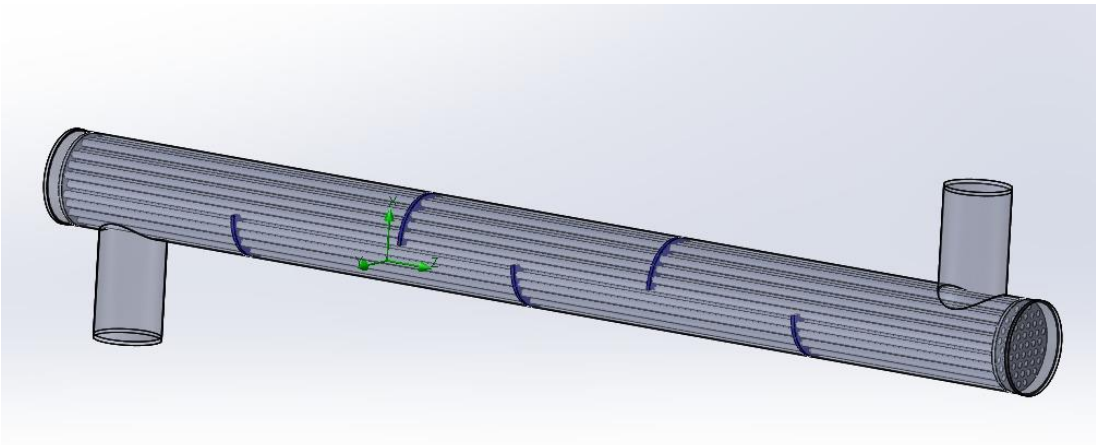
Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 2 adet yarım düz şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şaşırtma elemanları aralarındaki mesafe 600 mm'dir. Şekil 3.6.'de de görüldüğü gibi 1 adet düz şaşırtma elemanı adet gövdenin alt tarafına bir adet ise gövdenin üst tarafına eklenmiştir.



Şekil 3.6. PS – 1/1 tasarımı

3.2.5. Perforasyon boru dizilişli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PS-2/3)

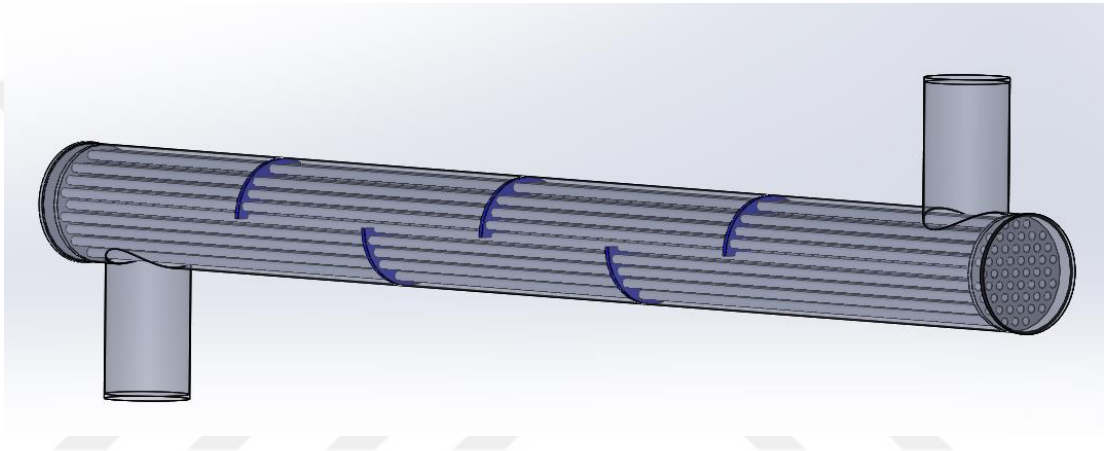
Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 5 adet yarım düz şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şaşırtma elemanları aralarındaki mesafe 350 mm'dir. Şekil 3.7.'de de görüldüğü gibi iki adet gövdenin alt tarafına üç adet ise gövdenin üst tarafına eklenmiştir.



Şekil 3.7. PS-2/3 tasarımı

3.2.6. Perforasyon boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PS-3/2)

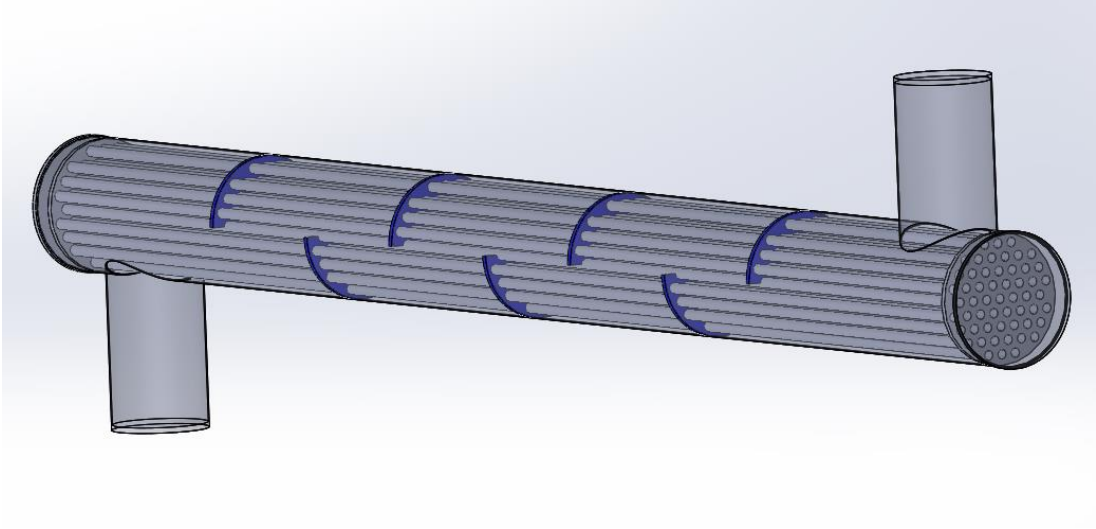
Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 5 adet yarım düz şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şaşırtma elemanları aralarındaki mesafe 350 mm'dir. Şekil 3.8.'de de görüldüğü gibi iki adet gövdenin alt tarafına üç adet ise gövdenin üst tarafına eklenmiştir.



Şekil 3.8. PS-3/2tasarımı

3.2.7. Perforasyon boru dizilimli yedi adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PS-4/3)

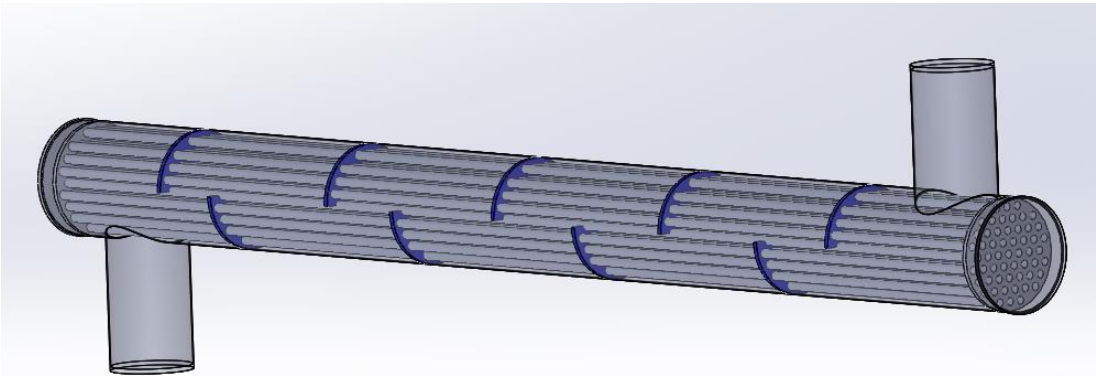
Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 7 adet yarım düz şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şaşırtma elemanları aralarındaki mesafe 300 mm'dir. Şekil 3.9.'da görüldüğü gibi üç adet gövdenin alt tarafına, dört adet ise yerçekimine ters yönde gövdenin üst tarafına eklenmiştir.



Şekil 3.9. PS-4/3 tasarımı

3.2.8. Perforasyon boru dizimli dokuz adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PS-5/4)

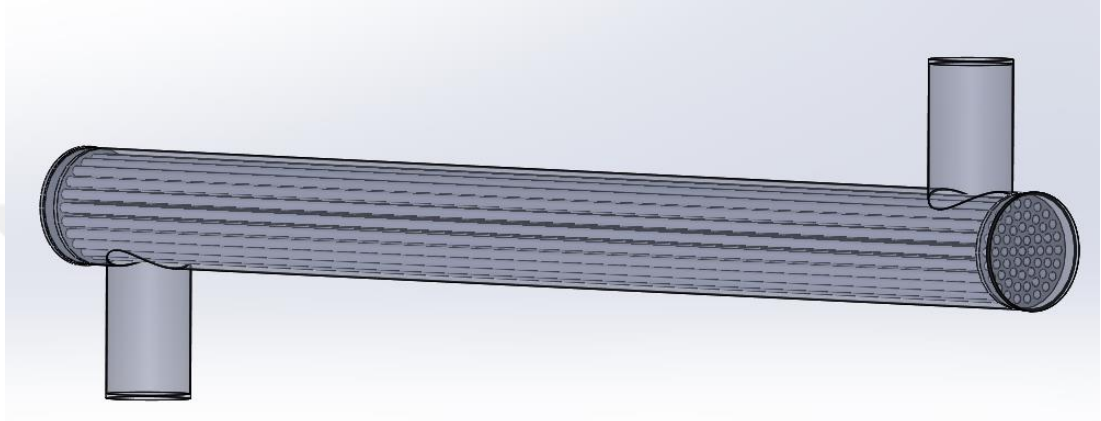
Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 9 adet yarım şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şaşırtma elemanları aralarındaki mesafe 250 mm'dir. Şekil 3.10.'da görüldüğü gibi 5 adet yerçekimine aksi yönde gövdenin üst tarafına, 4 adet ise gövdenin alt tarafına koyulmuştur.



Şekil 3.10. PS-5/4 tasarımı

3.2.9. Dairesel boru dizilimli şaşırtma elemanı içermeyen tasarım (D-0)

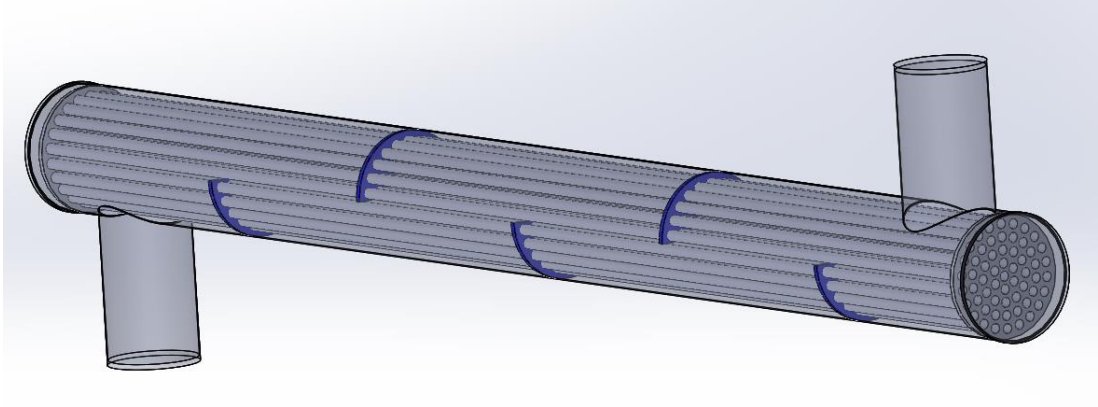
Referans alınan ısı değiştiricinin boru dizilim biçimi değiştirilmiştir. Orijinal modelde perforasyon tipi dizilim dairesele dönüştürülmüştür. Boru çapı 8 mm ve cidar kalınlığı 1mm'dir. Toplamda 59 adet ısı aktarım borusu yerleştirilmiştir. Detaylı teknik resim eklerde sunulmuştur. Isı aktarım yüzey alanı 5,889,718 mm² olarak ölçülmüştür.



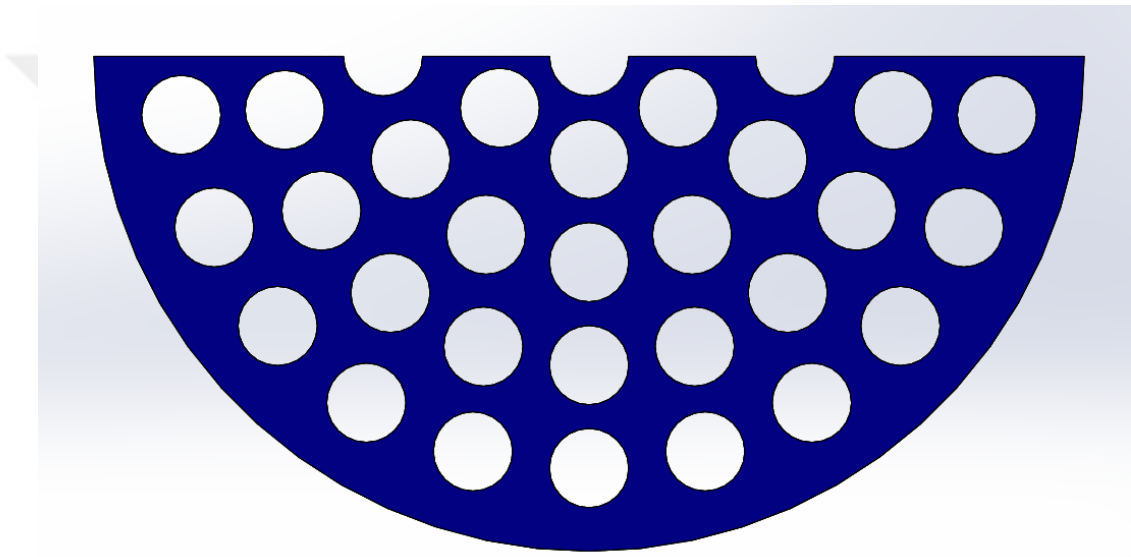
Şekil 3.11. D-0 tasarımı

3.2.10. Dairesel boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (DS-2/3)

Boru dizilimi değiştirilen model için şaşırtma elemanı tasarımı yapılmıştır. Detaylı teknik resim eklerde sunulmuştur. Tasarlanan ısı değiştiriciye farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 5 adet yarım düz şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şekil 3.12.'de görüldüğü gibi 2 adet yerçekimine aksi yönde gövdenin üst tarafına, 3 adet ise gövdenin alt tarafına yerleştirilmiştir.



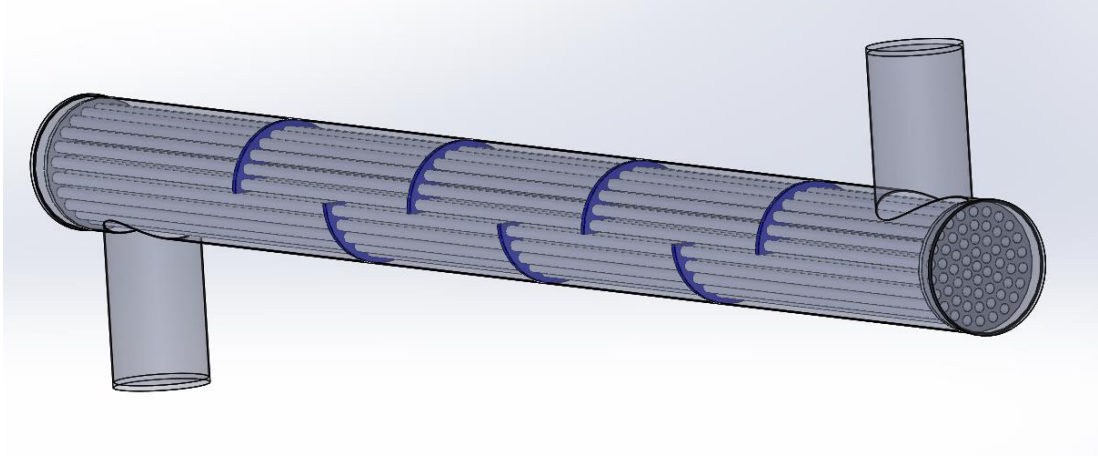
Şekil 3.12. DS-2/3 tasarımı



Şekil 3.13. Dairesel boru dizilimi için standart şaşırtma elemanı tasarım modeli

3.2.11. Dairesel boru dizilimli yedi adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarım (DS-4/3)

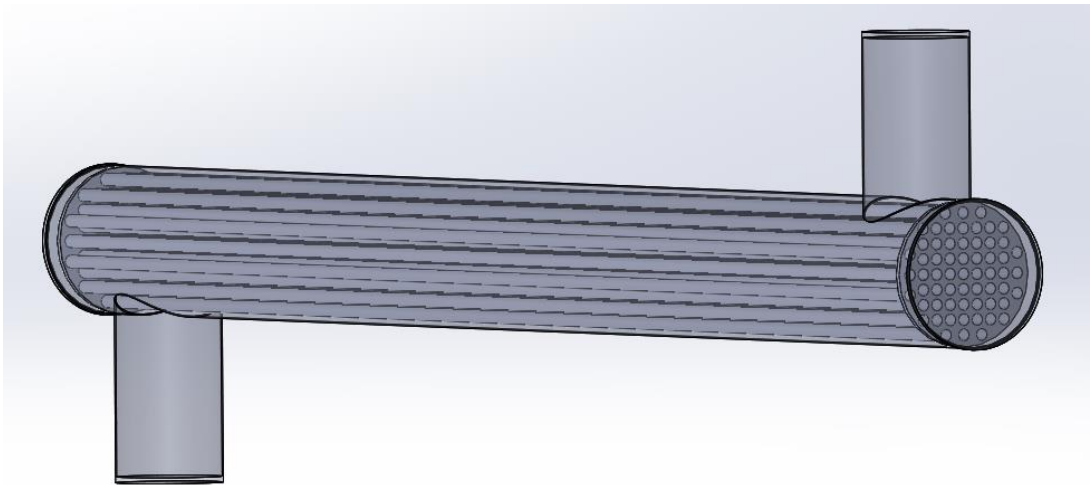
Tasarlanan ısı değiştiriciye farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 7 adet yarım şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şekil 3.14.'de de görüldüğü üzere 3 adet şaşırtma elemanı gövdenin alt tarafına 4 adet şaşırtma elemanı ise yerçekiminin aksi yönde gövdenin üst tarafına yerleştirilmiştir.



Şekil 3.14. DS-4/3 tasarımı

3.2.12. Tam kare boru dizimli şasırtma elemanı içermeyen gövde boru ısı değiştirici tasarım (T-0)

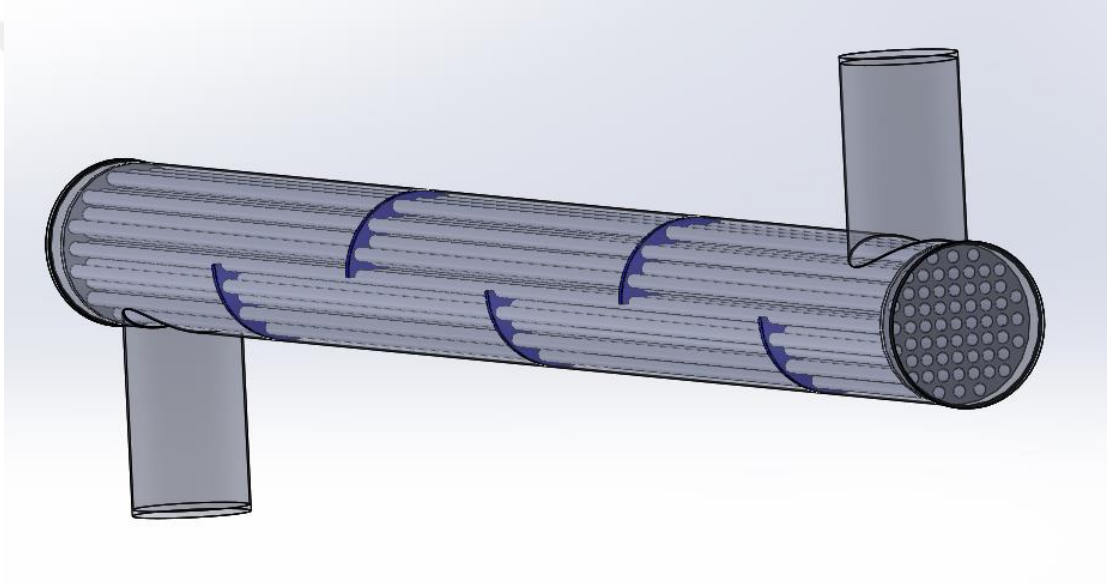
Referans alınan ısı değiştiricinin boru dizilim biçimi değiştirilmiştir. Orijinal modelde perforasyon tipi dizilim kare dizilime dönüştürülmüştür. Boru çapı 8mm ve cidar kalınlığı 1mm'dir. Toplamda 61 adet ısı aktarım borusu yerleştirilmiştir. Detaylı teknik resim eklerde sunulmuştur. Isı aktarım yüzey alanı $6,067,450\text{mm}^2$ olarak ölçülmüştür.



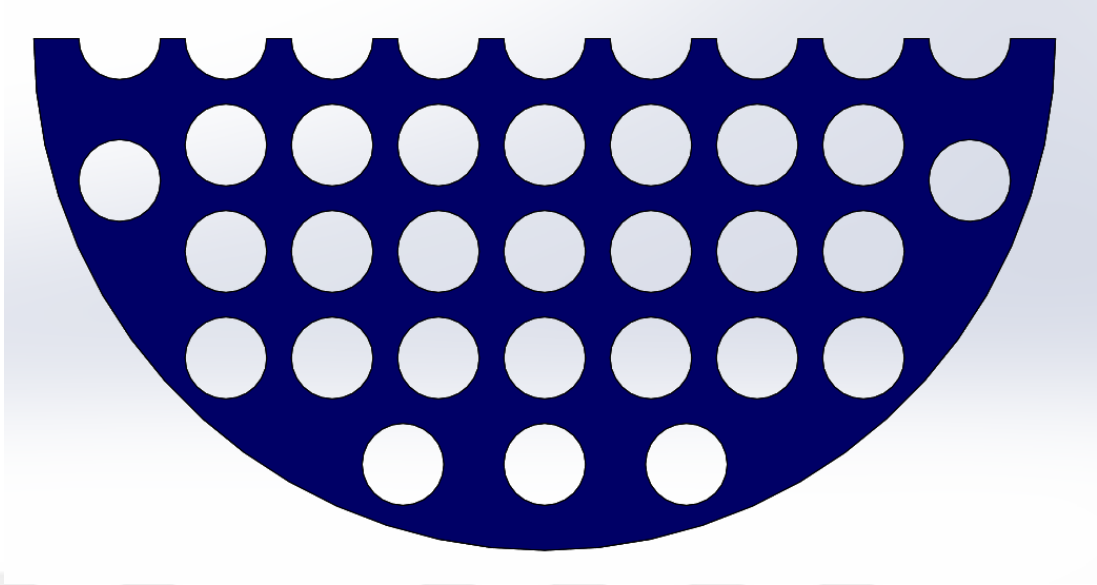
Şekil 3.15. T-0 tasarımı

3.2.13. Tam kare boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değıştirici tasarımı (TS-2/3)

Boru dizilimi değıştirilen model için şaşırtma elemanı tasarımı yapılmıştır. Detaylı teknik resim eklerde sunulmuştur. Tasarlanan ısı değıştiriciye farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 5 adet yarım şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şekil 3.16.'da da görüldüğü üzere 2 adet düz yarım şaşırtma elemanı gövdenin üst tarafına 3 adet ise gövdenin alt tarafına yerleştirilmiştir.



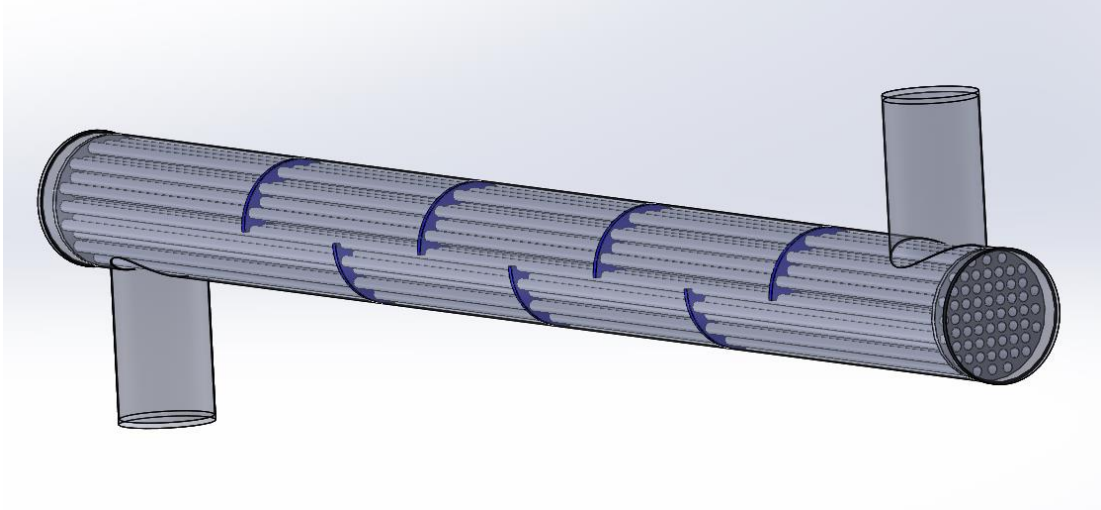
Şekil 3.16. TS-2/3 tasarımı



Şekil 3.17. Tam Kare boru dizilimi için standart şaşırtma elemanı tasarımı

3.2.14. Tam kare boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değıştirici tasarım (TS-4/3)

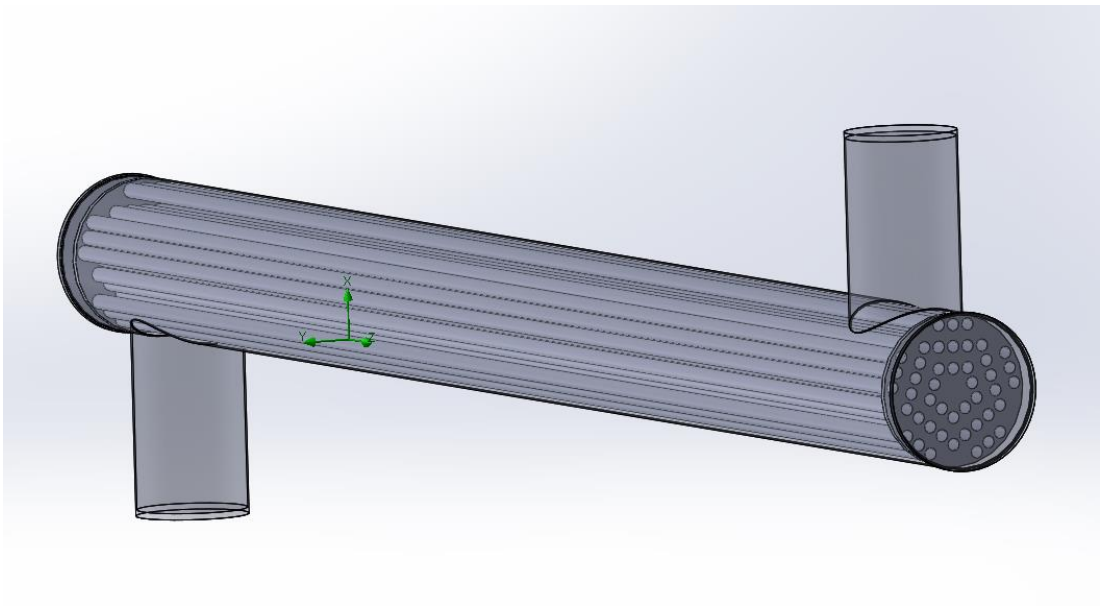
Tasarlanan ısı değıştiriciye farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 7 adet yarım şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şekil 3.18.'de de görüldüğü üzere 4 adet düz yarım şaşırtma elemanı yerçekiminin aksi yönde yani gövdenin üst tarafına 3 adet şaşırtma elemanı ise gövdenin alt tarafına yerleştirilmiştir.



Şekil 3.18. TS-4/3 tasarımı

3.2.15. Beşgen boru dizimli şaşırtma elemanı içermeyen gövde boru ısı değiştirici tasarımı (B-0)

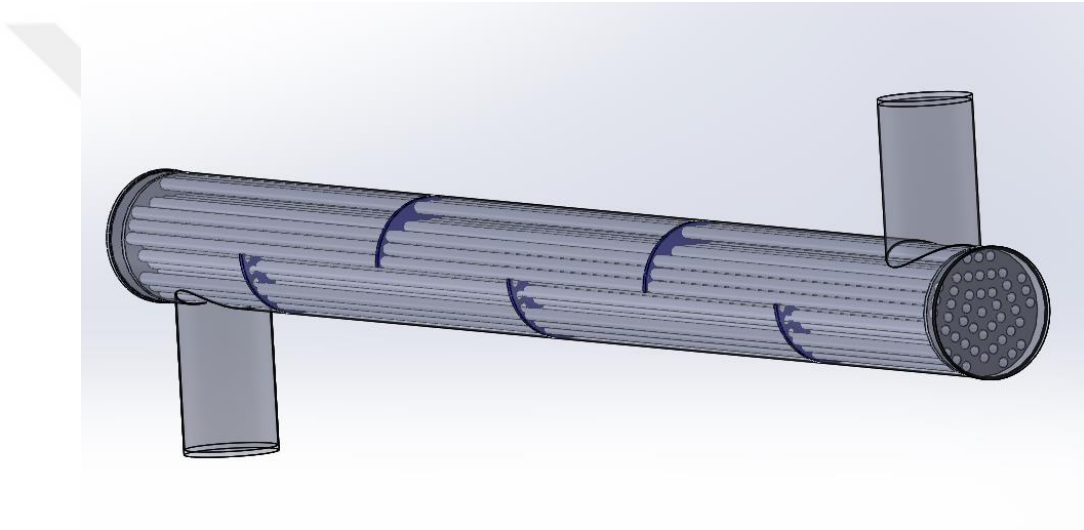
Referans alınan ısı değiştiricinin boru dizilim biçimi değiştirilmiştir. Orijinal modelde perforasyon tipi dizilim beşgen dizilime dönüştürülmüştür. Boru çapı 8 mm ve cidar kalınlığı 1 mm'dir. Toplamda 46 adet ısı aktarım borusu yerleştirilmiştir. Detaylı teknik resim eklerde sunulmuştur. Isı aktarım yüzey alanı $4,699,618 \text{ mm}^2$ olarak ölçülmüştür.



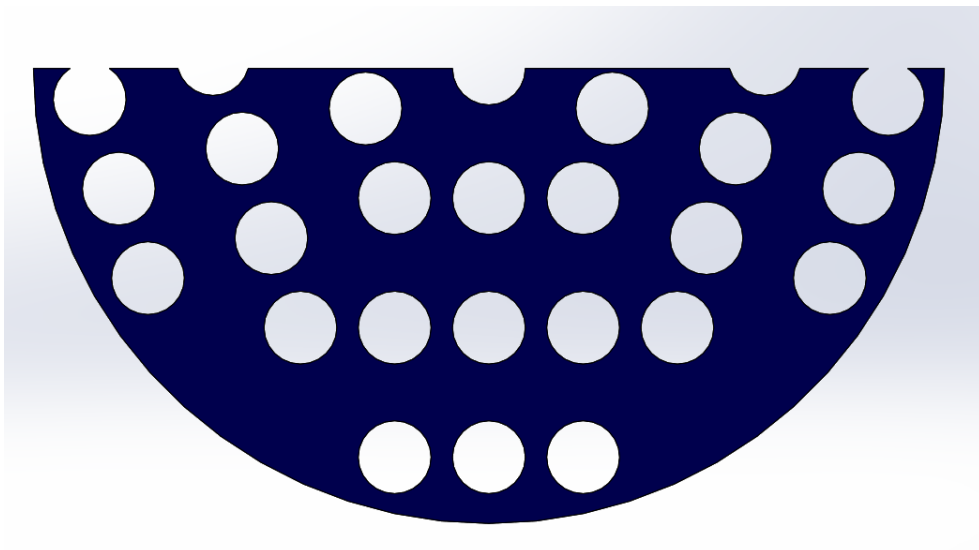
Şekil 3.19. B-0 tasarımı

3.2.16. Beşgen boru dizilimli beş adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değıştirici tasarımı (BS-2/3)

Boru dizilimi değıştirilen model için şaşırtma elemanı tasarımı yapılmıştır. Detaylı teknik resim eklerde sunulmuştur. Tasarlanan ısı değıştiriciye farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 5 adet yarım şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şekil 3.20.'de de görüldüğü üzere 2 adet düz yarım şaşırtma elemanı yerçekiminin aksi yönde yani gövdenin üst tarafına 3 adet şaşırtma elemanı ise gövdenin alt tarafına yerleştirilmiştir.



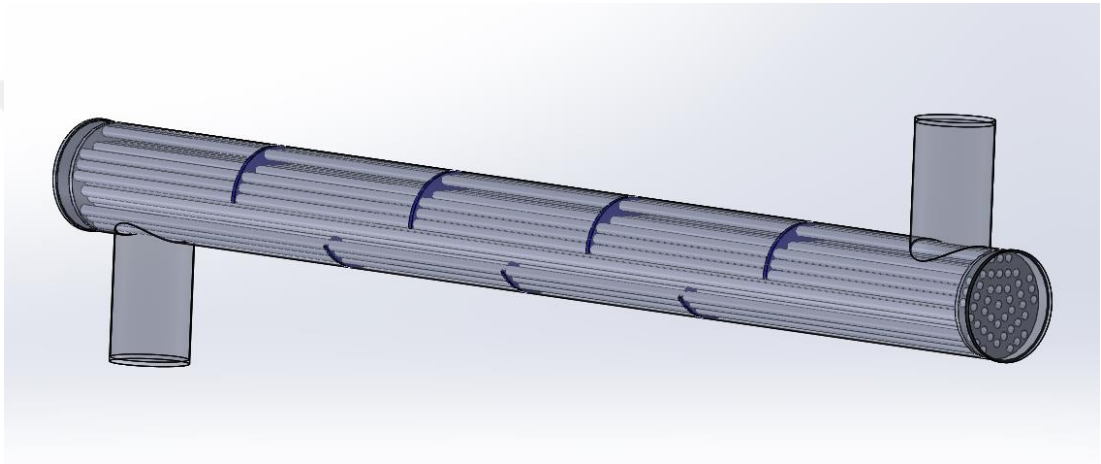
Şekil 3.20. BS-2/3 tasarımı



Şekil 3.21. Beşgen boru dizilimi için standart şaşırtma elemanı tasarımı

3.2.17. Beşgen boru dizilimli yedi adet standart şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değıştirici tasarım (BS-4/3)

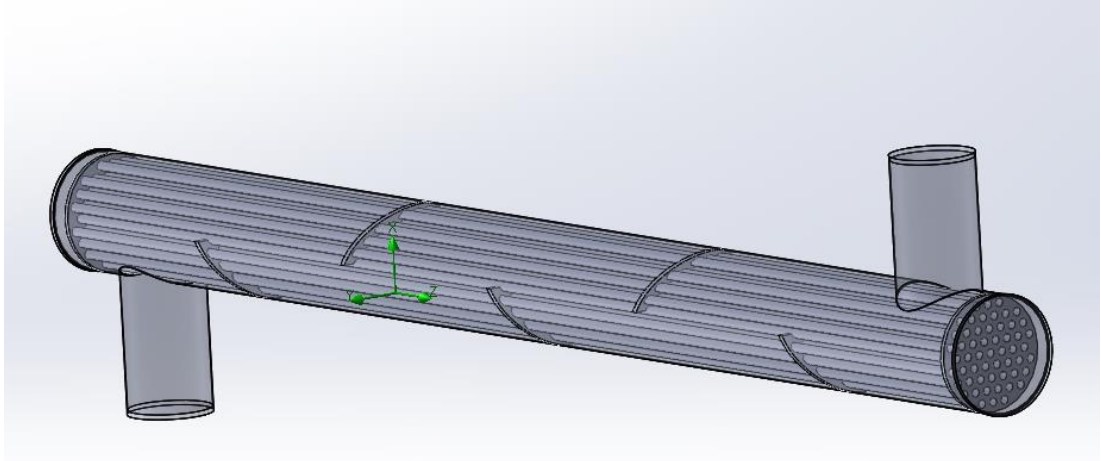
Tasarlanan ısı değıştiriciye farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 7 adet yarım şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şekil 3.22.'de de görüldüğü üzere 4 adet düz yarım şaşırtma elemanı yerçekiminin aksi yönde yani gövdenin üst tarafına 3 adet şaşırtma elemanı ise gövdenin alt tarafına yerleştirilmiştir.



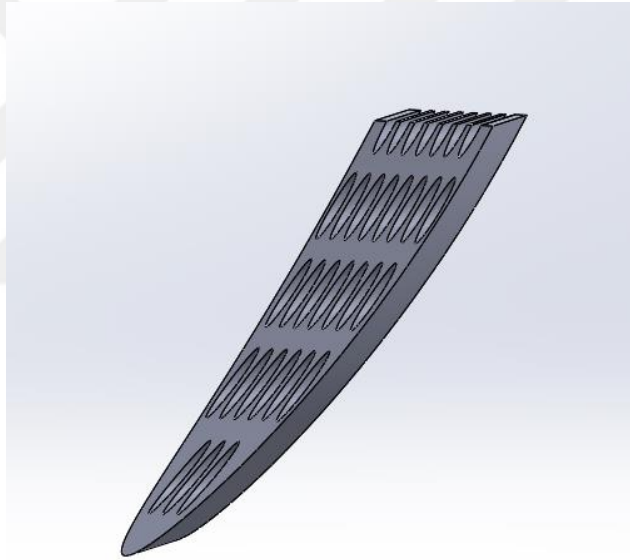
Şekil 3.22. BS-4/3tasarımı

3.2.18. Perforasyon boru dizilimli beş adet özgün 250mm radüslü özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değıştici tasarımı (PR25-2/3)

Orijinal ısı değıştirici geometri ve dizilimine uygun yeni özgün bir şaşırtma elemanı tasarımı yapılmıştır. Basınç kaybının düşürülmesi için şaşırtma elemanına akışkanı yönlendirebilecek bir form verilmiş olup, ısı transferinin artması için sıcak akışkanın ısı değıştirici içerisinde şaşırtma elemanları sayesinde daha fazla yol kat etmesi hedeflenmektedir 24 adet tam, 7 adet yarım dairesel kanaldan oluşmaktadır. Şekil 3.23.'de de görüldüğü üzere 2 adet özgün yarım şaşırtma elemanı yerçekiminin aksi yönde yani gövdenin üst tarafına 3 adet şaşırtma elemanı ise gövdenin alt tarafına yerleştirilmiştir.



Şekil 3.23. PR25-2/3tasarımı

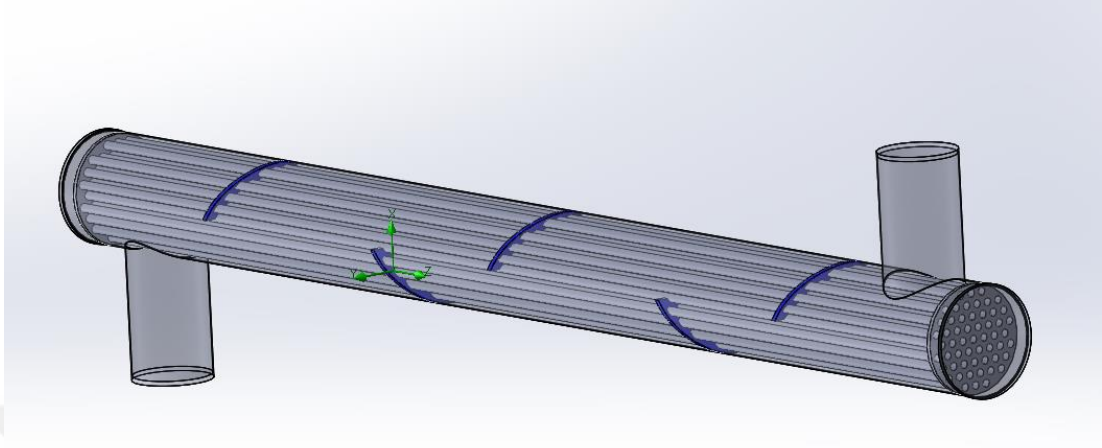


Şekil 3.24. Perforasyon boru dizilimi için 250mm radüslü özgün şaşırtma elemanı tasarımı

3.2.19. Perforasyon boru dizilimli beş adet 250mm radüslü farklı eksenli özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değıştirici tasarım (PR25-3/2)

Tasarlanan özgün şaşırtma elemanları ısı değıştirici içerisinde farklı eksenlerde yerleştirilmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 5 adet yarım şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şekil 3.25.'de de görüldüğü üzere 3

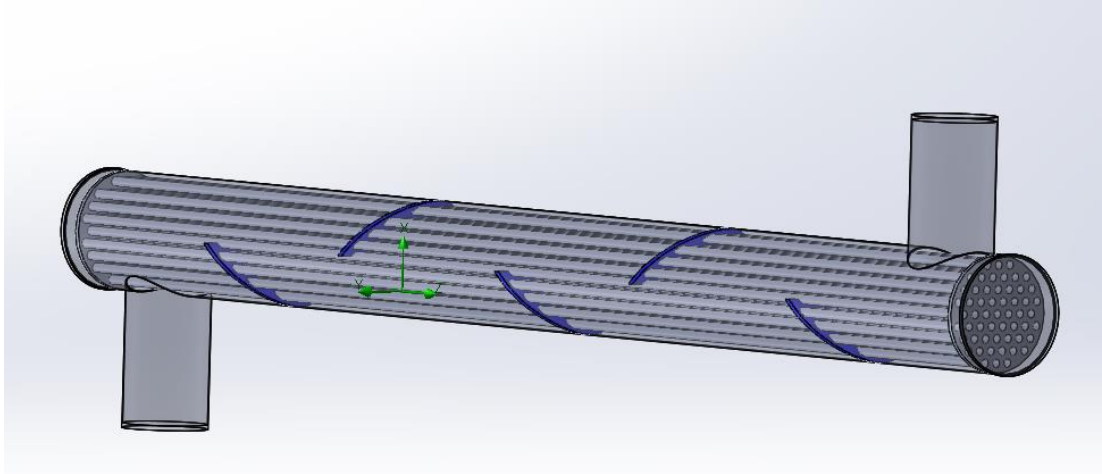
adet özgün yarım şaşırtma elemanı yerçekiminin aksi yönde yani gövdenin üst tarafına 2 adet şaşırtma elemanı ise gövdenin alt tarafına yerleştirilmiştir.



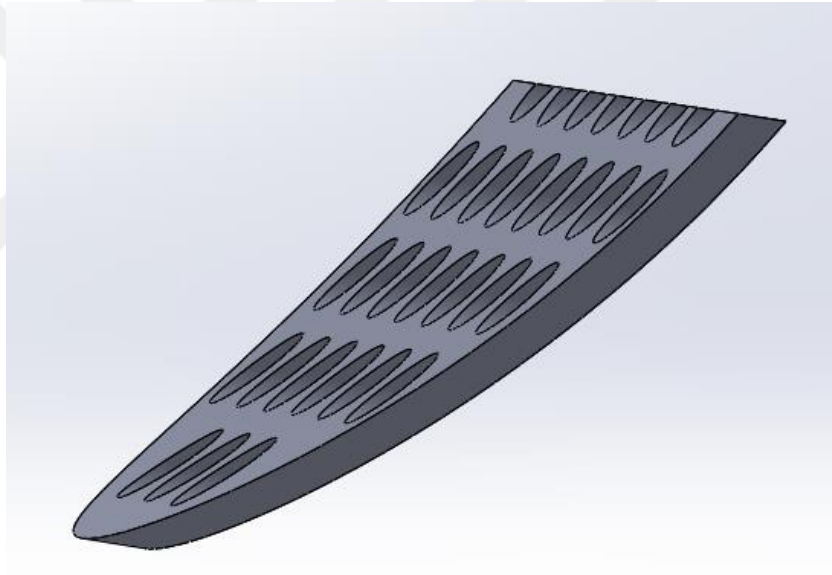
Şekil 3.25. PR25-3/2 tasarımı

3.2.20. Perforasyon boru diziliimli beş adet 400mm radüslü özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değıştirici tasarımı (PR40-2/3)

Yeni şaşırtma elemanının radüs açış değıştirilerek baştan tasarlanmıştır. Şaşırtma elemanı tasarımı yapılırken basınç kaybı düşürölmesi ve ısı transfer veriminin arttırılması için akışkanı yönlendirecek büküm değerin arttırılması hedeflenmiştir. Detaylı teknik resim ekte sunulmuştur. 24 adet tam, 7 adet yarım dairesel kanaldan oluşmaktadır. Şekil 3.26.'da da görüldüğü üzere 2 adet özgün yarım şaşırtma elemanı yerçekiminin aksi yönde yani gövdenin üst tarafına 3 adet şaşırtma elemanı ise gövdenin alt tarafına yerleştirilmiştir.



Şekil 3.26. PR40-2/3 tasarımı

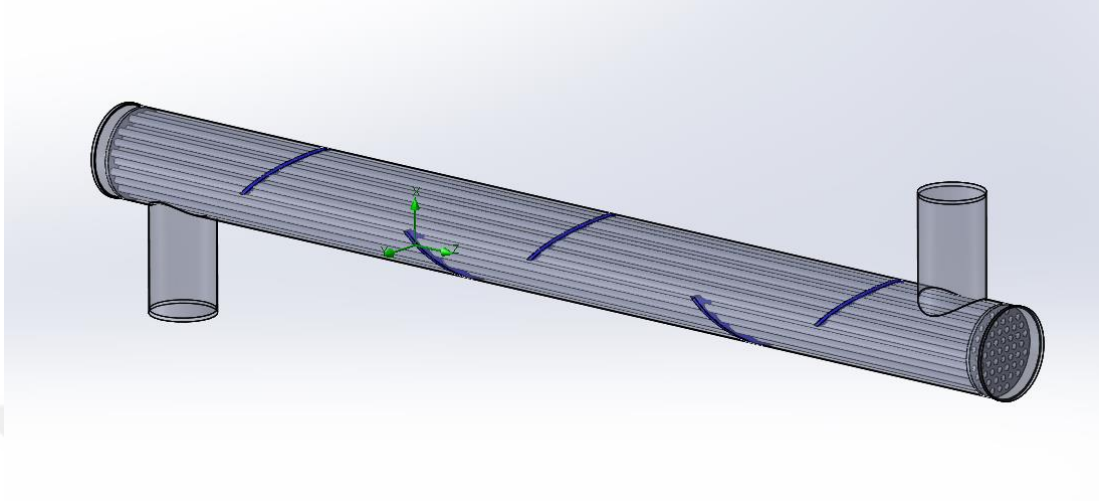


Şekil 3.27. Perforasyon boru dizilimi için 400mm radüslü özgün şaşırtma elemanı tasarımı

3.2.21. Perforasyon boru dizilimli beş adet 400mm radüslü farklı eksenli özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değıştirici tasarımı (PR40-3/2)

Tasarlanan özgün şaşırtma elemanları ısı değıştirici içerisinde farklı eksenlerde yerleştirilmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 5 adet yarım şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şekil 3.28.'de de görüldüğü üzere 3

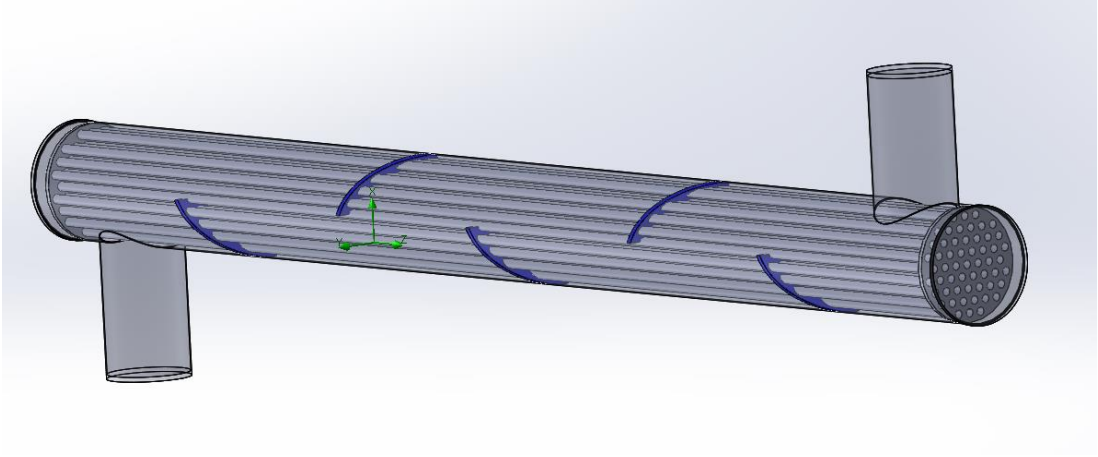
adet özgün yarım şaşırtma elemanı yerçekiminin aksi yönde yani gövdenin üst tarafına 2 adet şaşırtma elemanı ise gövdenin alt tarafına yerleştirilmiştir.



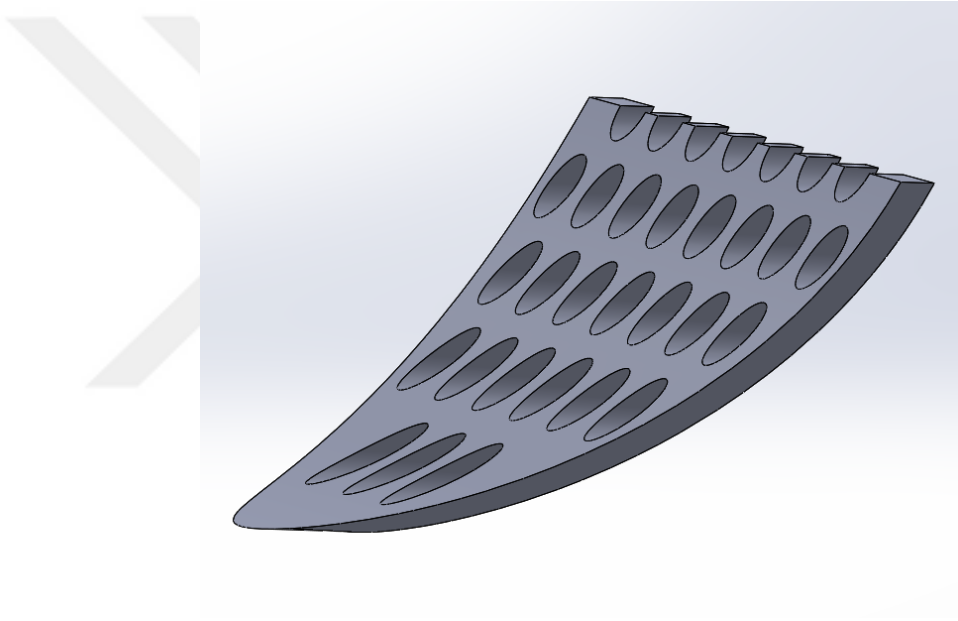
Şekil 3.28. PR40-3/2 tasarımı

3.2.22. Perforasyon boru dizilimli beş adet 600mm radüslü özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değiştirici tasarımı (PR60-2/3)

Yeni şaşırtma elemanının radüs açısı değiştirilerek baştan tasarlanmıştır. Şaşırtma elemanı tasarımı yapılırken basınç kaybı düşürülmesi ve ısı transfer veriminin artırılması için akışkanı yönlendirecek büküm değerinin artırılması hedeflenmiştir. Detaylı teknik resim ekte sunulmuştur. 24 adet tam, 7 adet yarım dairesel kanaldan oluşmaktadır. Şekil 3.29.'da da görüldüğü üzere 2 adet özgün yarım şaşırtma elemanı yerçekiminin aksi yönde yani gövdenin üst tarafına 3 adet şaşırtma elemanı ise gövdenin alt tarafına yerleştirilmiştir.



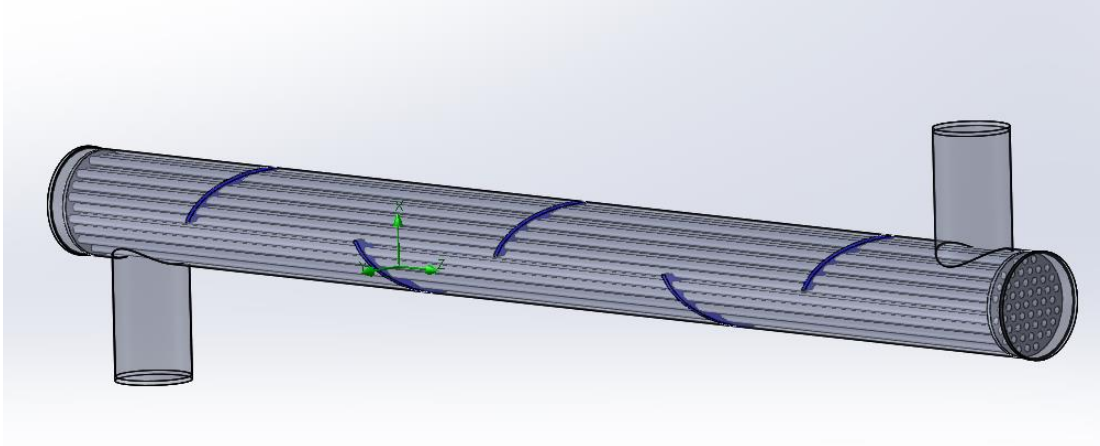
Şekil 3.29. PR60-2/3 tasarımı



Şekil 3. 30. Perforasyon boru dizilimi için 600mm radüslü özgün şaşırtma elemanı tasarımı

3.2.23. Perforasyon boru dizilimli beş adet 600mm radüslü farklı eksenli özgün şaşırtma elemanı içeren gövde boru ısı değıştirici tasarım (PR60-3/2)

Tasarlanan özgün şaşırtma elemanları ısı değıştirici içerisinde farklı eksenlerde yerleştirilmiştir. Bağlantı flanşları, boru aynaları, ısı aktarım boruları, 5 adet yarım şaşırtma elemanı ve dış gövdeden oluşmaktadır. Şekil 3.31.'de de görüldüğü üzere 3 adet özgün yarım şaşırtma elemanı yerçekiminin aksi yönde yani gövdenin üst tarafına 2 adet şaşırtma elemanı ise gövdenin alt tarafına yerleştirilmiştir.



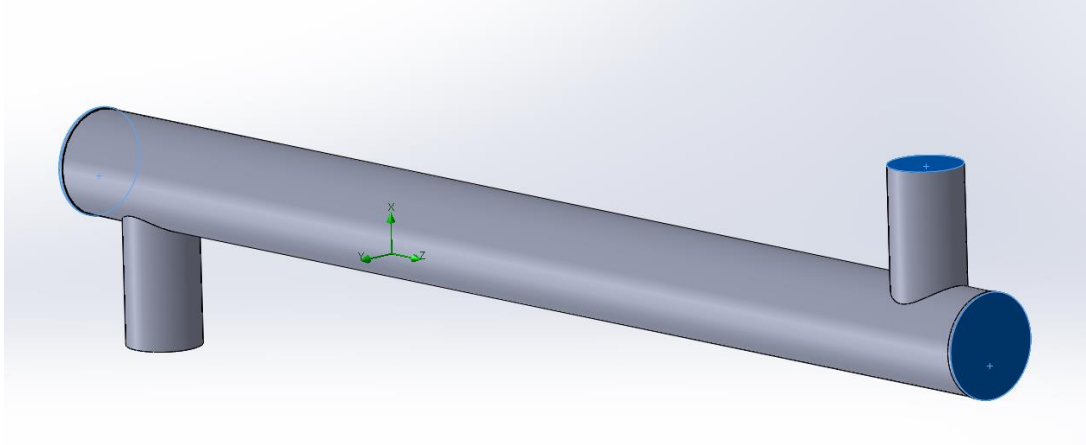
Şekil 3. 31. PR60-3/2 tasarımı

3.3. Cfd Analiz Modeli Hazırlama

Analiz çalışmalarının yapılabilmesi için Solidworks Unsur tabanlı tasarım programı ve aynı programın gelişmiş analiz modülü kullanılmıştır. Flow Simulation programı ısı değiştirici analizi için özelleştirilmiş eklentileri bulunan bir programdır. Temel olarak CFD denklemleri ile çözüm yapmaktadır. Analiz sonuçları referans alınarak çizilen grafikler için Matlab R2015a programı kullanılmıştır. Isı değiştirici analiz çalışmalarının yapılması için örnek alınan model Solidwork'te orijinal ölçülere göre tekrar tasarlanmıştır. Yapılacak çalışmalara referans olması için öncelikle orijinal model üzerinden performans tespit analizleri yapılmıştır.

3.3.1. Analiz model hazırlığı

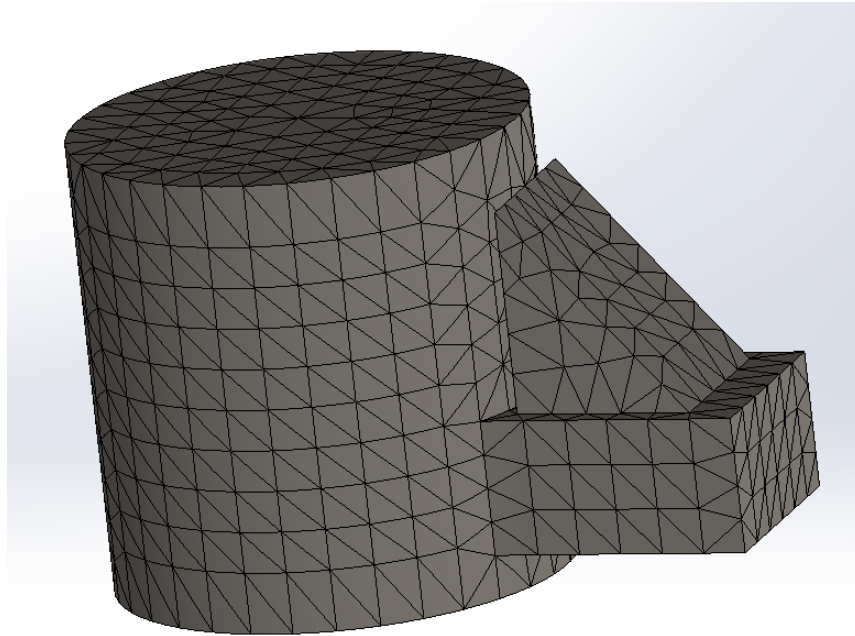
Tasarımı biten ısı değiştirici modellerinin analiz modülüne aktarılması, iç akış analizi yapılabilmesi için öncelikle akışkan giriş ve çıkış bölgelerinin katı bir geometriyle kapatılması gerekmektedir. Bundan dolayı giriş ve çıkış flanşları baştan tasarlanmış, flanşlar dairesel kapaklarla izole edilmiştir. Solidworks'te bu işleme Water Tight Design denilmektedir.



Şekil 3. 32. Solidworks gövde boru ısı değıştiricisinde sızdırmazlık durumunun tasarımı

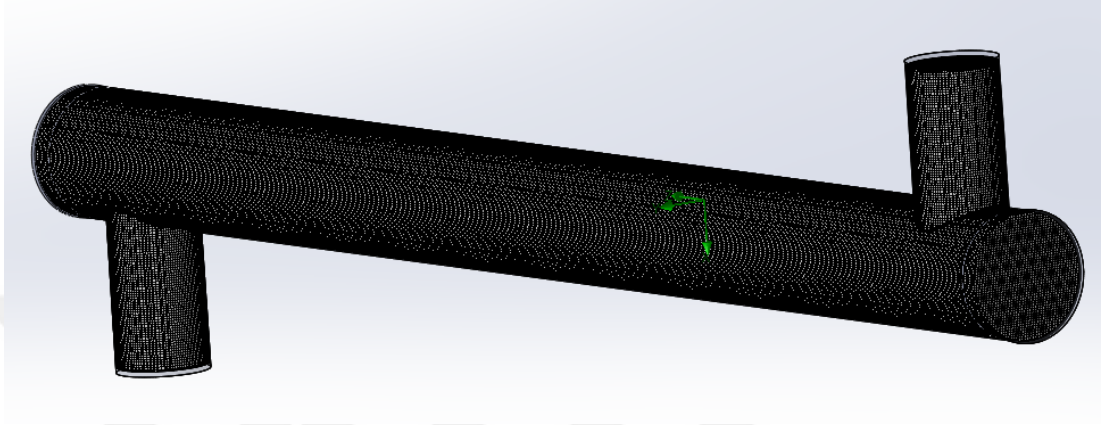
3.3.2. Çözüm ağı (mesh oluşturma)

Hesaplamalı akışkanlar mekaniği analizlerinin yapılabilmesi için 3 boyutlu olarak tasarlanan geometrilerin mesh (çözüm ağı) oluşturulması gereklidir. Mesh tanım olarak 3 boyutlu geometrinin hesap yapılabilir küçük diferansiyel parçalara bölünmesidir. Solidworks Flow Simulation programı mesh yapısı olarak Hex/Dominant (Üçgensel- dikdörtgensel) yöntemini kullanır. Geometri üzerinde mesh optimizasyon çalışması yapılarak, boru kesitlerindeki mesh yoğunluğu çoğaltılmıştır.

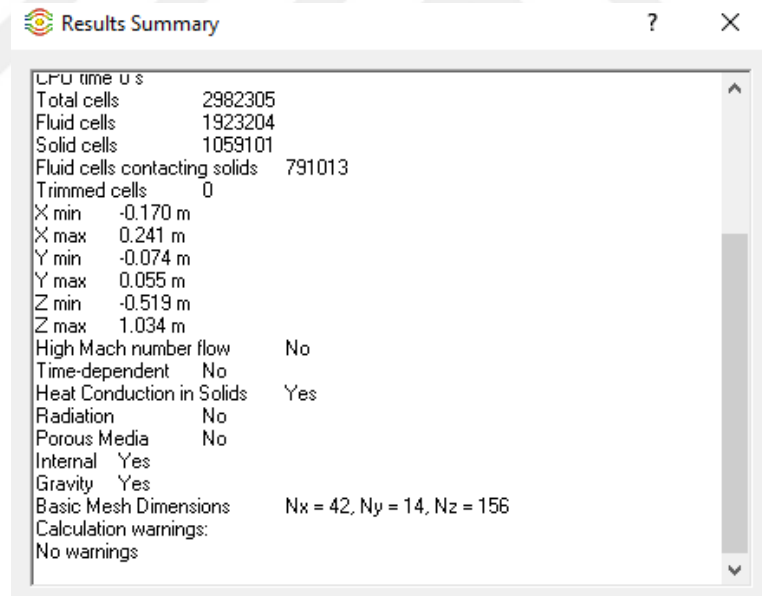


Şekil 3.33. Örnek hex dominant mesh yapısı

Mesh optimizasyon çalışması biten orijinal modelde 2,982,305 adet mesh parçasından oluşmaktadır. Akışkan kısmı için 1,923,204 adet Fluid mesh, metal boru ve gövde için 1,059,101 adet mesh parçası oluşturulmuştur. Oluşturulan özel mesh modeli tüm analizlerde sabit tutulmuştur.



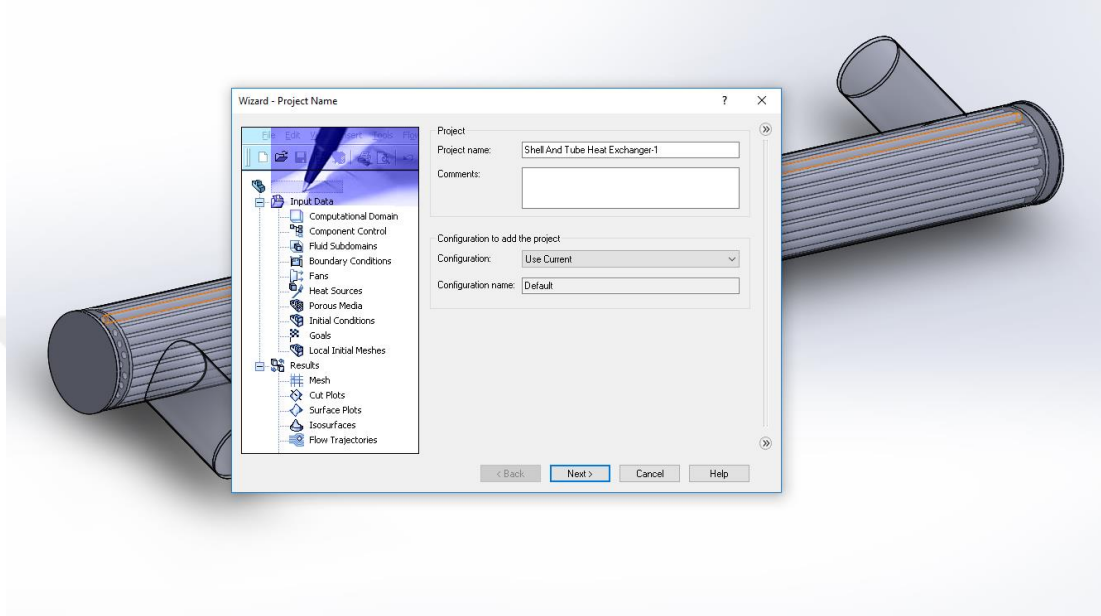
Şekil 3.34. Borulu ısı değiştiricisi özel mesh modeli gösterimi



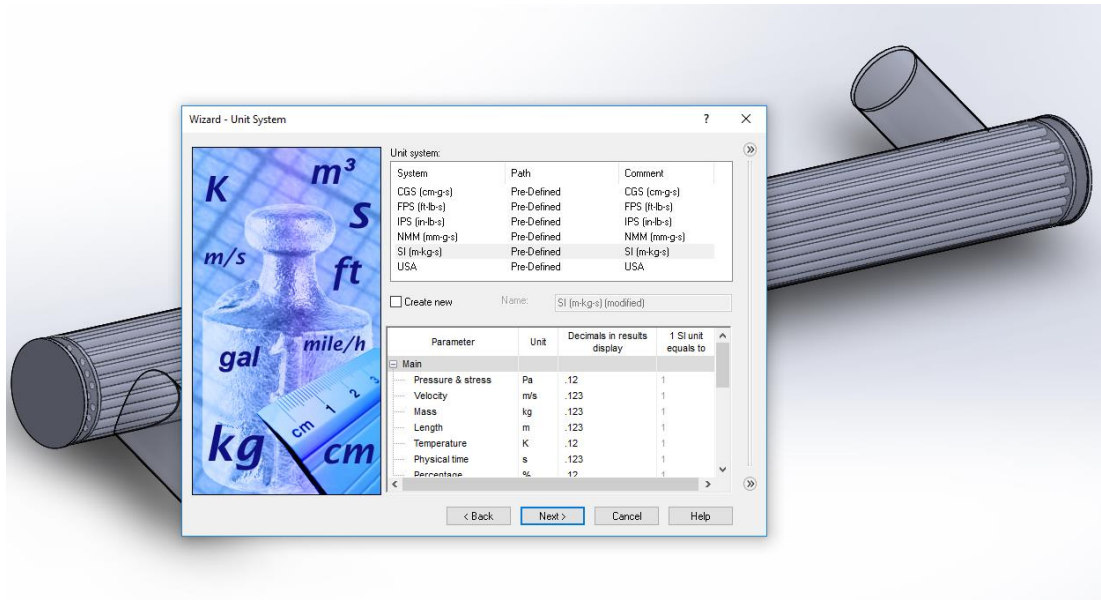
Şekil 3.35. Mesh Sonuçları

3.3.3. Analiz modeli hazırlama

Tasarım bölümünde hazırlanan, analiz için özelleştirilen ve mesh yapısı oluşturulan model Flow Simulation modülüne alınarak yapılacak çalışma isimlendirilmiştir.

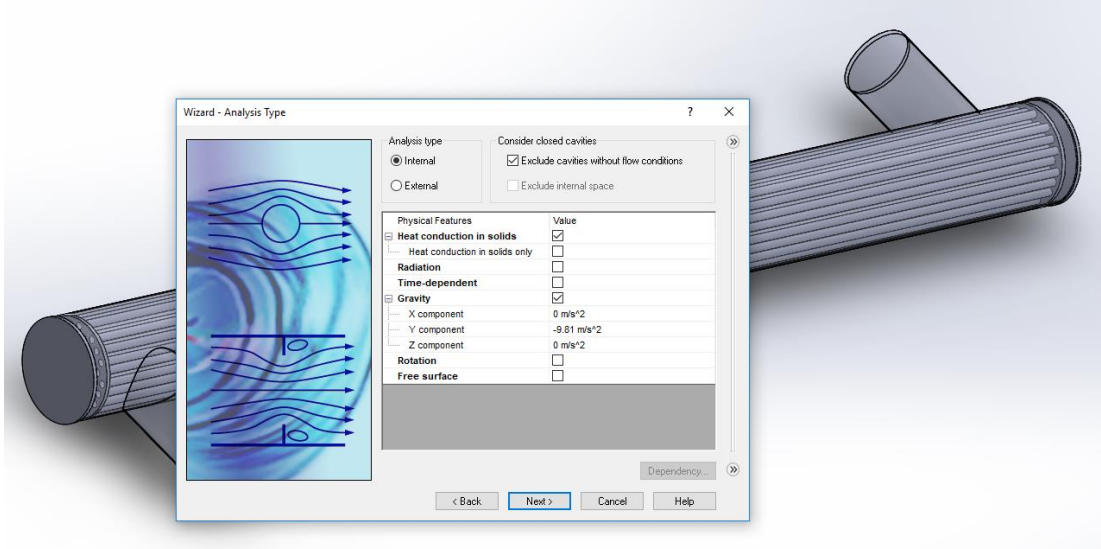


Şekil 3.36. Solidworks akış analizi başlangıç penceresi



Şekil 3.37. Solidworks akış analizi birim sistemi penceresi

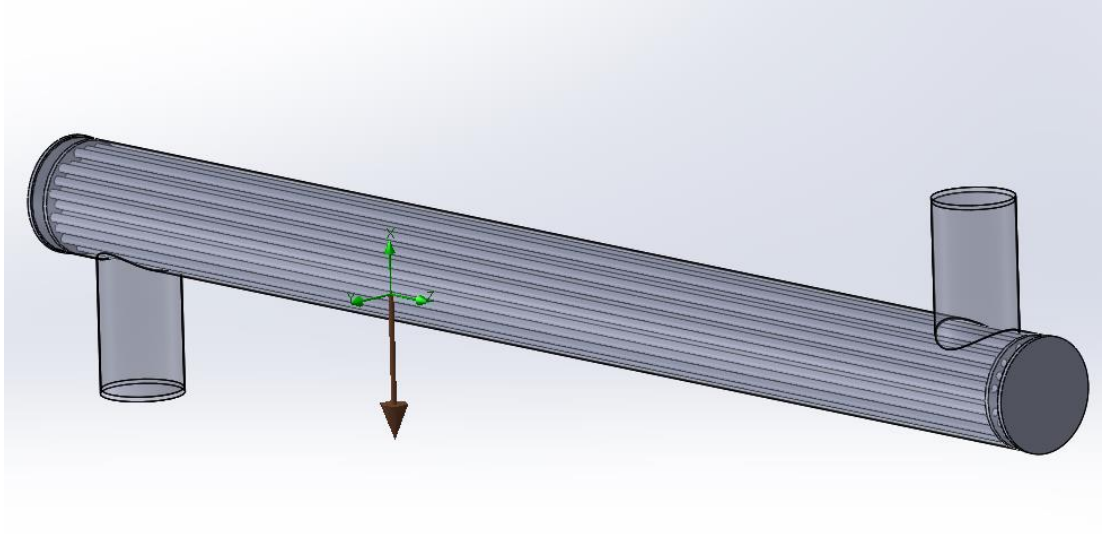
İlk olarak birim sistemi olarak SI, hassasiyet olarak 3 dijit seçilmiştir.



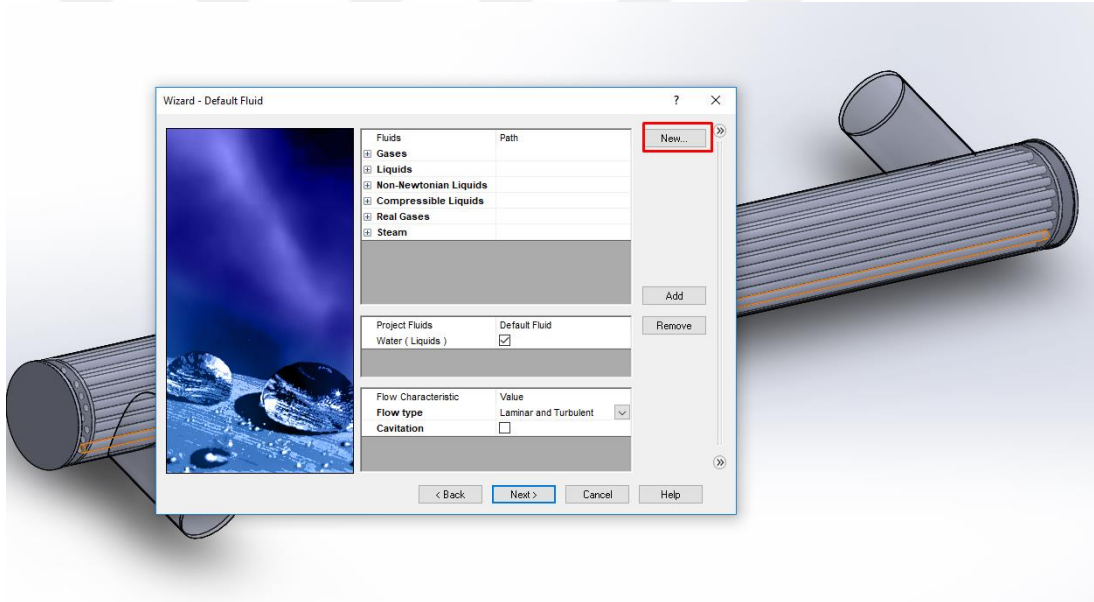
Şekil 3.38. Solidworks akış analizi ve yer çekimi kontrol penceresi

Analiz modelinin kurulabilmesi için çözülecek model seçimleri yapılmıştır. Akış biçimi olarak iç akış analizi seçilmiştir. Ayrıca içerisinde akışkankan parçacığı bulunmayan hacimlerin analizden çıkarılabilmesi için Exclude cavities without flow conditions seçeneği açılmıştır. Bu seçenek sayesinde eğer çözüm ağı yapısında analiz sonuçlarını etkileyecek bir hata oluşursa, program üzerinden otomatik olarak hata alınması sağlanmıştır.

Katı geometriler arasında ısı aktarımının sağlanması için Heat conduction in solids seçeneği, yerçekimi etkisinin sağlanması için gravity seçeneği açılmıştır. Çizilen modele göre -X eksen yönünde 9.81 m/s^2 lik yerçekimi kuvveti tanımlanmıştır.

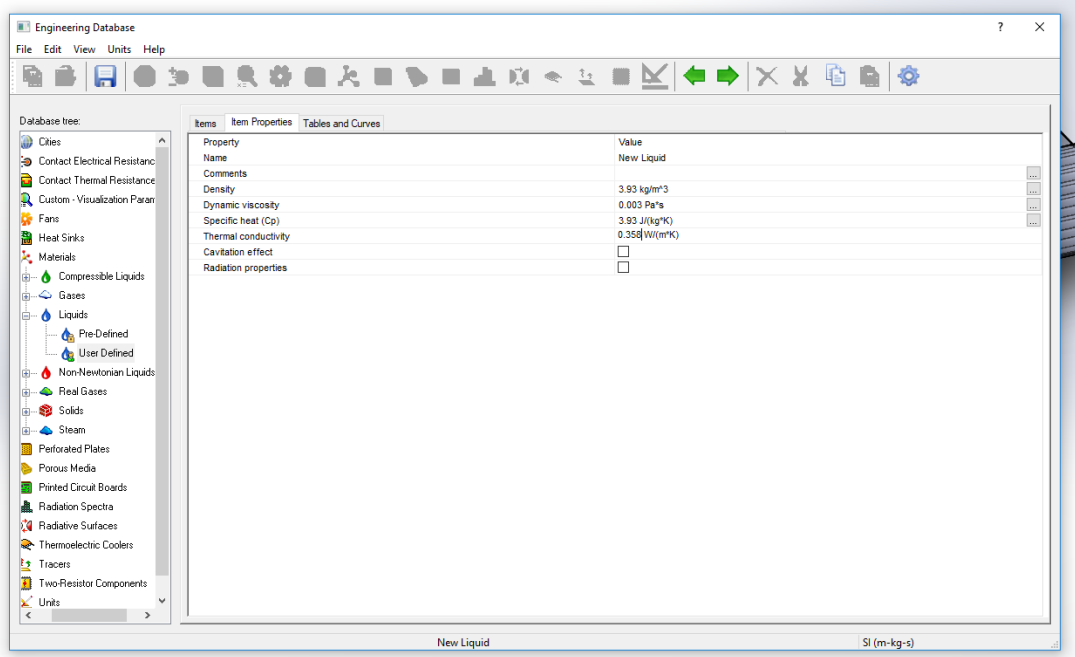


Şekil 3.39. Yer çekimi gösterimi



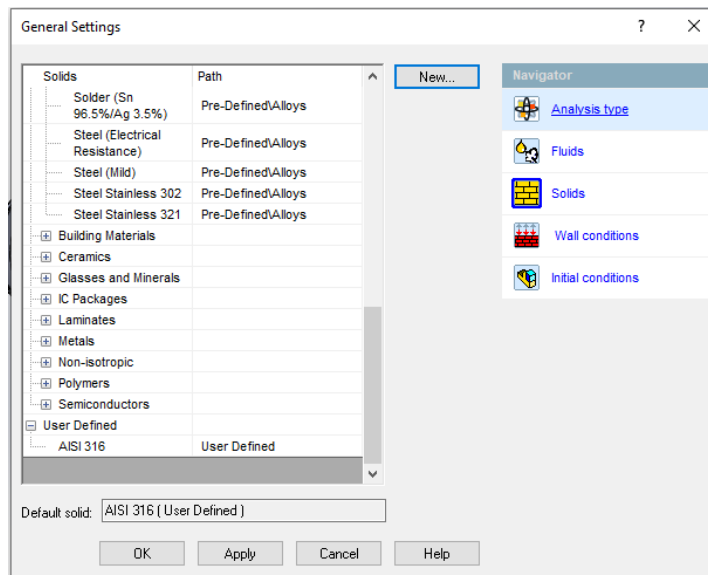
Şekil 3.40. Solidworks akış analizi akışkan meteryali seçim penceresi

İş akışkanı olarak gıda maddesi süt program veritabanının da bulunmadığı için kullanıcı tanımlı olarak girilmiştir. Yeni bir akışkan tanımlana bilmesi için new seçeneğinden girilip teknik özellik bölümünde Özkütle 1035 kg/m^3 , dinamik viskozite 0.003 Ns/Pa.s , Öz ısı (C_p) 3.93 kJ/kg K ve termal iletkenlik değeri 0.358 W/m.K olarak tanımlanmıştır. Türbülans modeli simülasyonu için k- ϵ modeli kullanılmaktadır.



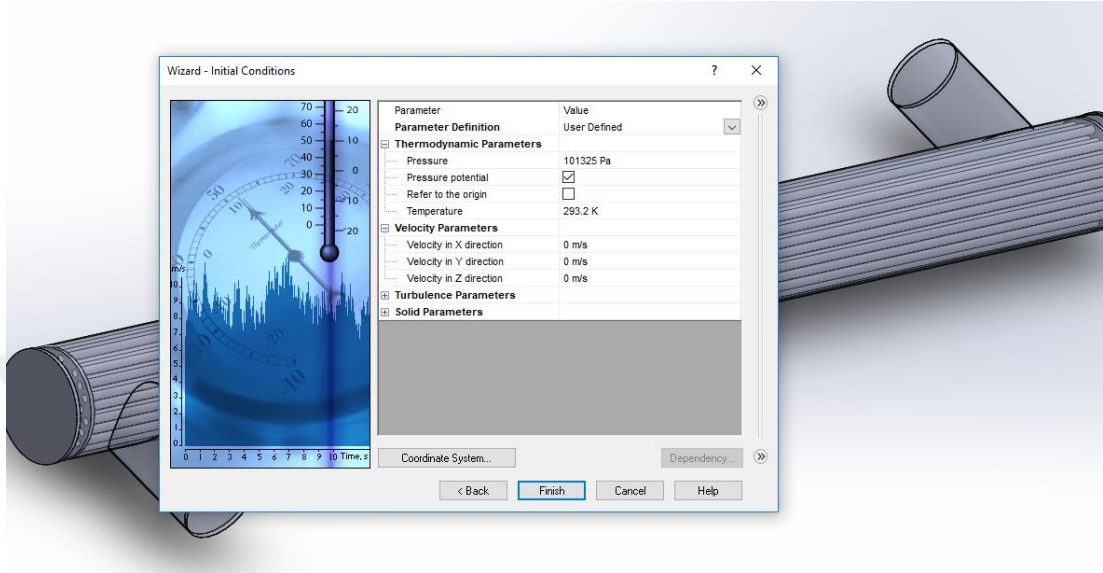
Şekil 3.41. Solidworks akış analizi yeni akışkan giriş penceresi

Isı iletim malzemesi AISI 316 paslanmaz çelik veritabanının da bulunmadığı için kullanıcı tanımlı olarak girilmiştir. Yeni bir malzemenin tanımlana bilmesi için new seçeneğinden girilip teknik özellik bölümünde Özkütle 8500 kg/m³, Öz ısı (Cp) 500 J/kg K ve termal iletkenlik değeri 16,2 W/m.K olarak tanımlanmıştır.

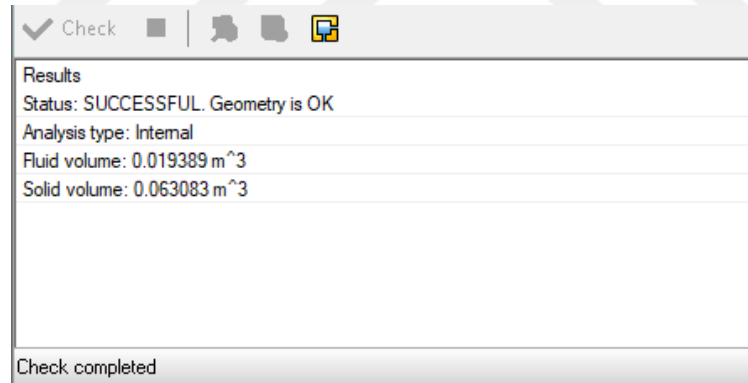


Şekil 3.42. Solidworks akış analizi borulu ısı değiştirici malzeme özelliği penceresi

Açık hava basıncı 101325 Pa olarak tanımlanmıştır. Analiz model özeti incelenip son hal verilmiştir. Model program tarafından otomatik olarak tanınarak akışkan ve katı geometri alanları tanımlanmıştır.

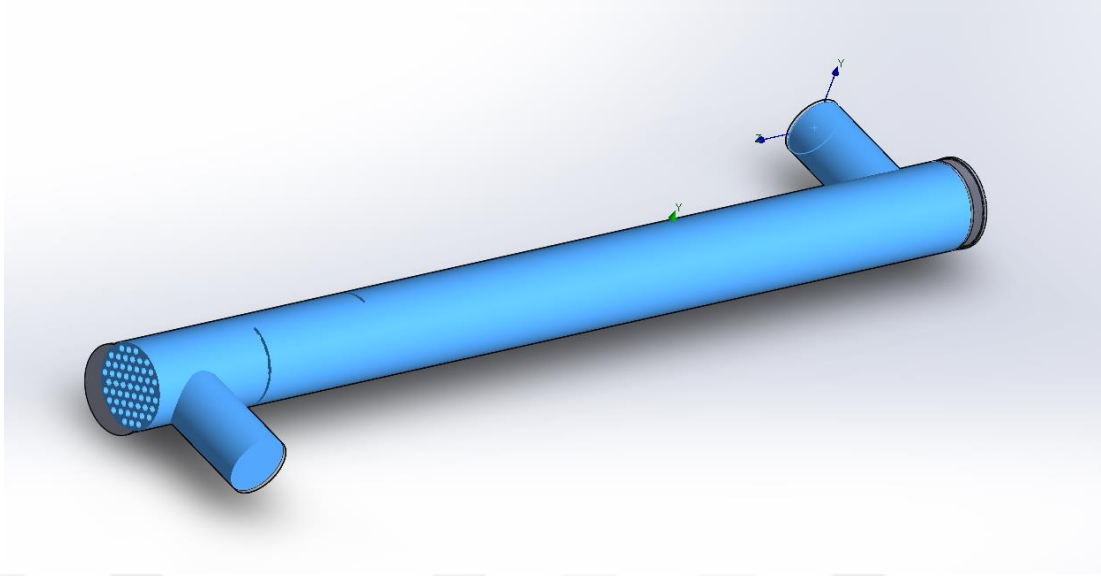


Şekil 3.43. Analiz model özeti

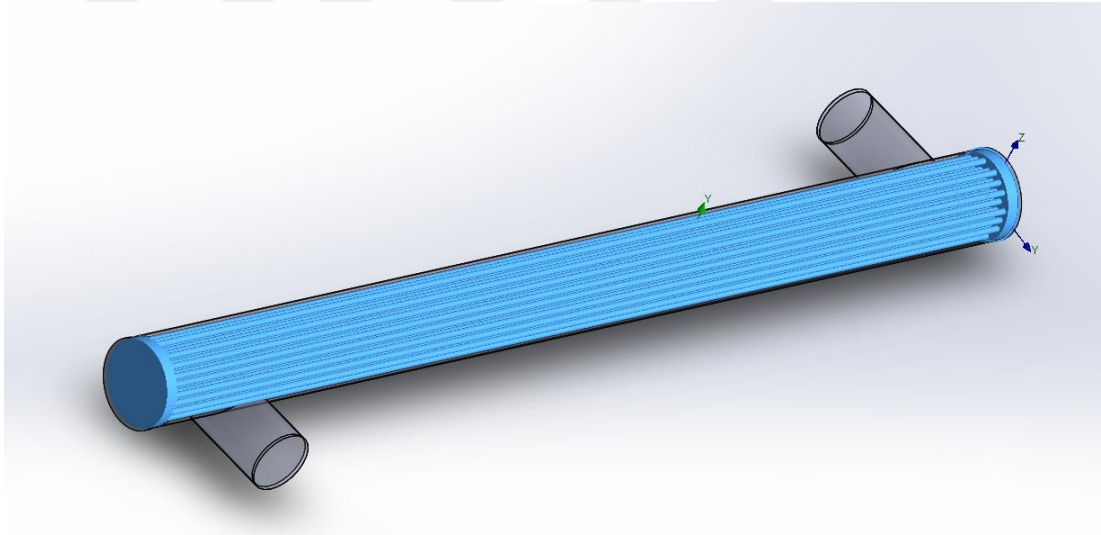


Şekil 3.44. Analiz yapılacak hacimler gösterimi

Analiz de süt ve su geçen bölümlerinin ayrılabilmesi için için Fluid Subdomains (Alt Akışkan Alanları) oluşturulmuştur.

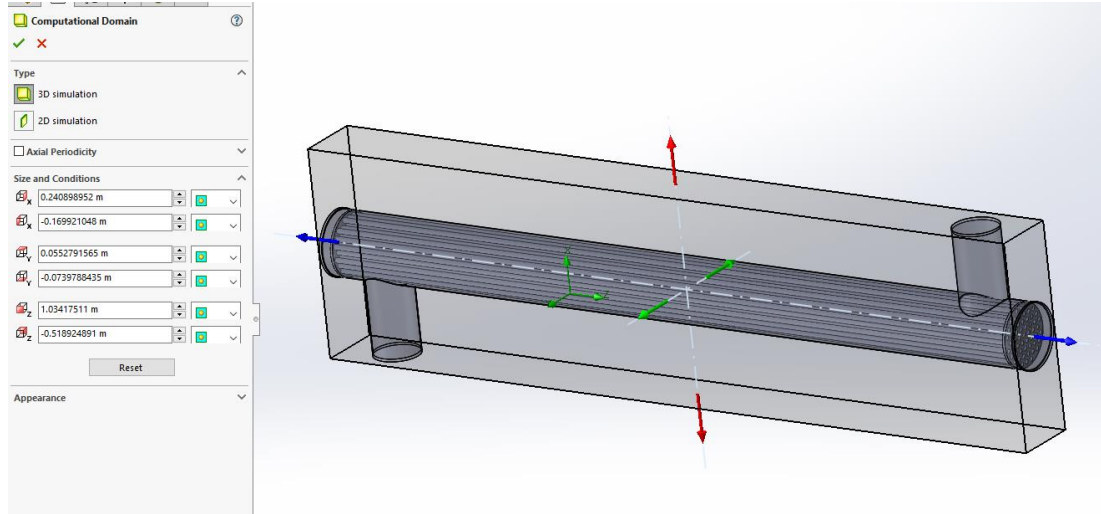


Şekil 3.45. Kızgın su buharı akış alanı



Şekil 3.46. Süt akış alanı

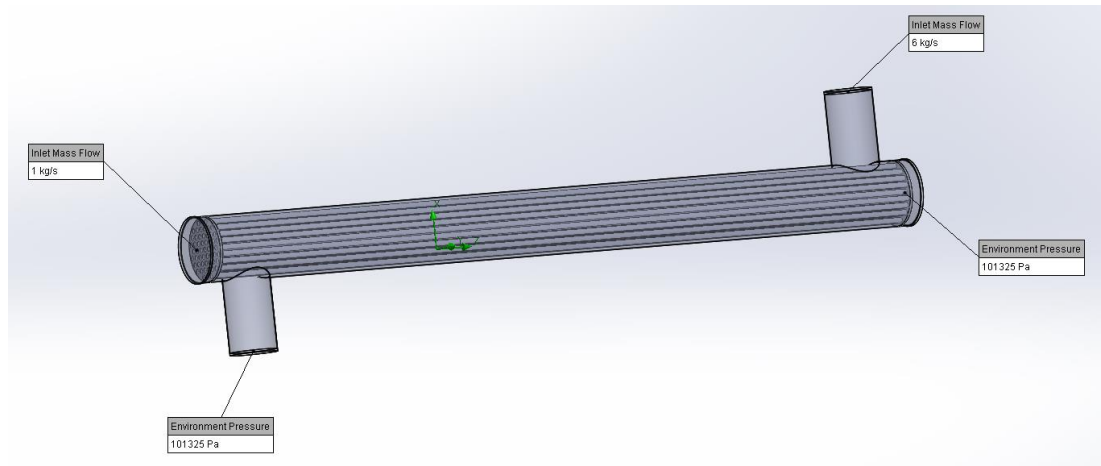
Katı modelin program tarafından hesaplanacak bölgesinin tanımlanabilmesi için ısı değiştiricinin aksenal olarak maksimum ve minimum boyutları programa [m] cinsinden girilmiştir.



Şekil 3.47. Süt akış hacmi kontrol hacim tayini

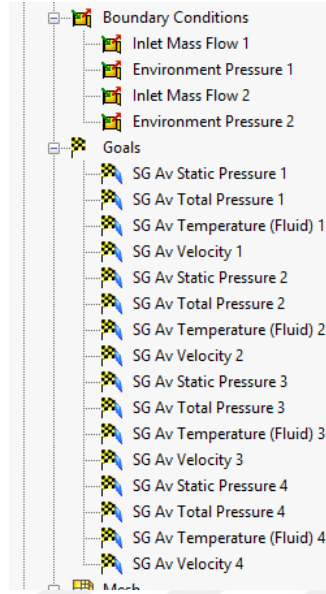
3.3.4. Sınır ve başlangıç koşulları

Model dosyası hazırlanabilmesi için öncelikle başlangıç koşulları tanımlanmıştır. Boru kısmından 1kg/s debi ile 277 K sıcaklıkta iş akışkanı olan süt kütleli debi olarak tanımlanmıştır. Gövde kısmında ise 6kg/s ile 450K sıcaklıkta kızgın su buharı gönderilmiştir. Basınç çıktıları için kapak kısımlara atmosfer basıncı tanımlanmıştır.



Şekil 3.48. Başlangıç koşulları gösterimi

Analiz çalıştırılırken ve sonuç esnasından sıcaklık, hız ve basınç değerlerinin tespit edilebilmesi için boru ve gövdenin giriş çıkış alanların surface goal(yüzey hedefi) tanımlanmıştır.



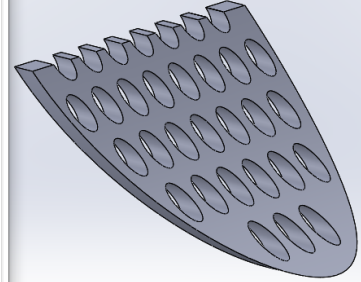
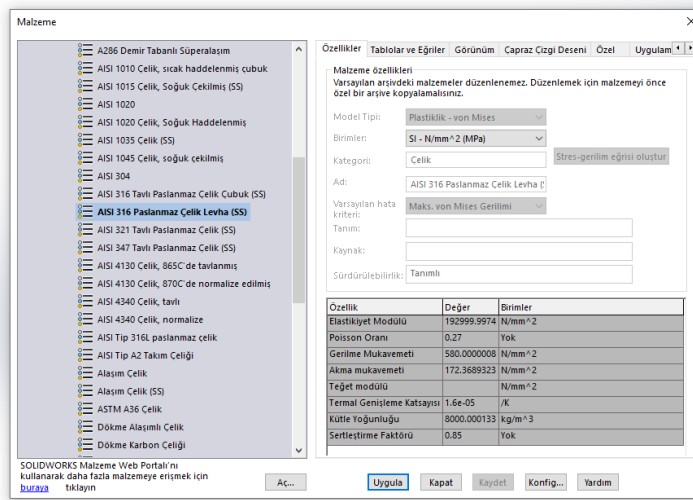
Şekil 3. 49. Analiz sınır koşulları gösterimi

Başlangıç ve sınır koşulları tanımlanan analiz modeli sonuçlarının incelenebilmesi için orta kesit düzleminde hız, basınç ve sıcaklık kesit sonuç gösterimi, akış yönü ve modelinin görüntülenebilmesi için akış yörüngesi tanımlanmıştır. Ayrıca analiz sonuçlarının sayısal olarak dış bir programa aktarılabilmesi için tüm analiz sonuçları (sıcaklık, basınç ve hız) iterasyona sayısına bağlı olarak kayıt edilecek XML dosyasına dönüştürülmüştür.

3.4. Yüzey Gerilim ve Üretim Analizi Hazırlama

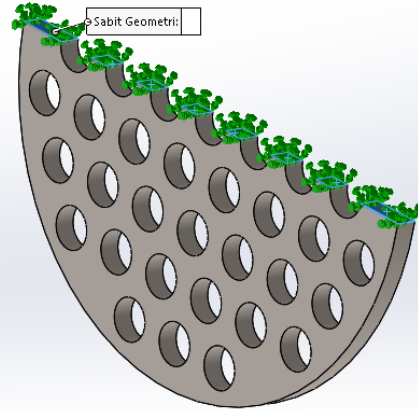
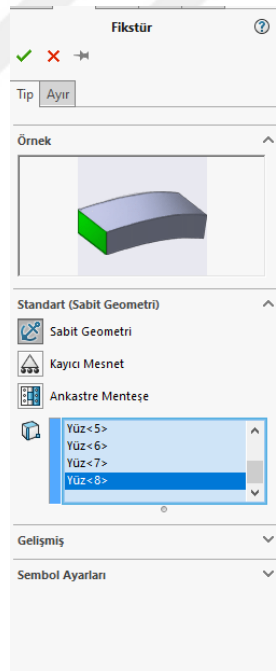
Yapılan çalışma bağlamında tasarlanan özgün şaşırtma elemanlarının üretilebilirlik ve endüstriye uyarlanabilirlik açısından performansının tespit edilebilmesi için kuvvet, yer değiştirme ve yüzey gerilim analizleri yapılmıştır. Bu analizler Solidworks 2018 programının Simulation modülünde yapılmıştır.

Öncelikle şaşırtma elemanın malzemesi hazır veri tabanından AISI 316 Paslanmaz Çelik Levha olarak seçilmiştir.



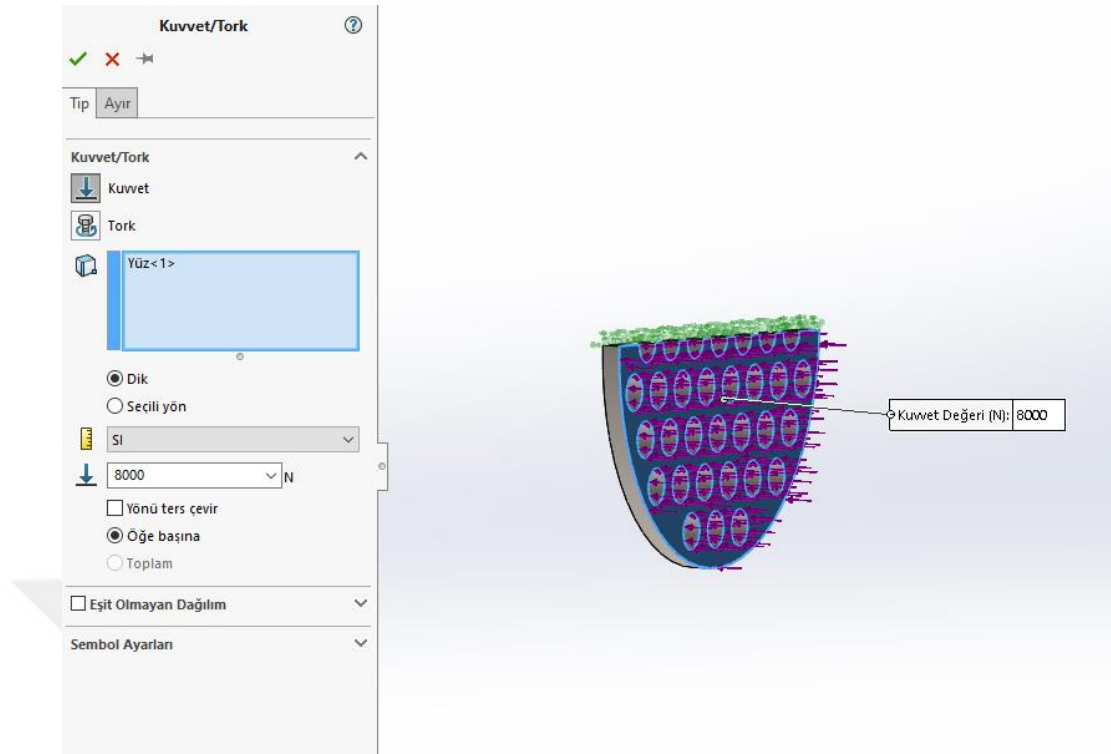
Şekil 3.50. Şaşırtma elemanı malzeme seçimi

Malzemenin özgün tasarıma göre şekil alabilmesi için sabit destek noktalarından tutulması gerekmektedir. Bu sabit noktalar şaşırtma elemanının yarım daire alanlarıdır. Bu noktalara ankastre mesnet (destek noktası) tanımlanmıştır.



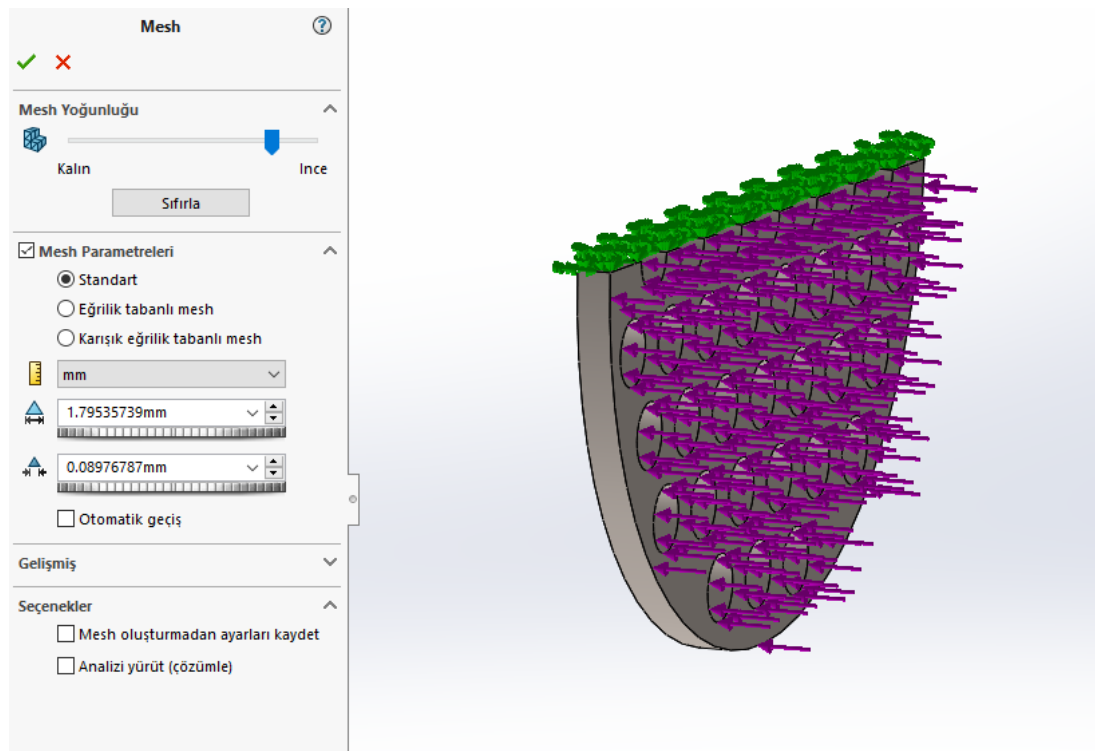
Şekil 3.51. Ankastre mesnet (destek noktası)

Şekil değişiminin sağlanması için şaşırtma elemanın yüzey kısmına dik olarak 8000N luk bir kuvvet tanımlanmıştır.

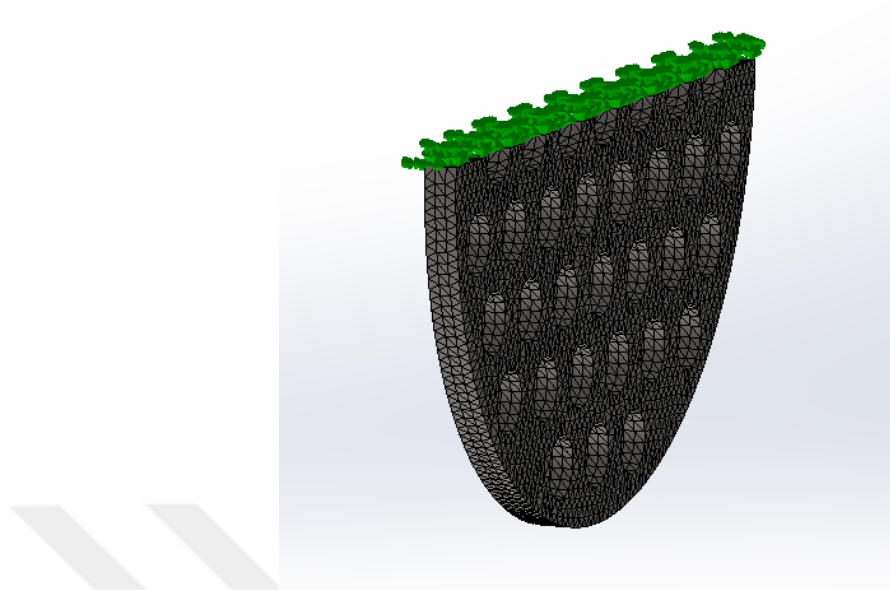


Şekil 3. 52.Yüzey kısmına dik gelen kuvvetlerin gösterimi

Analiz modelinin çözümlenebilmesi için mesh (çözüm ağı) yapısı oluşturulmuştur.

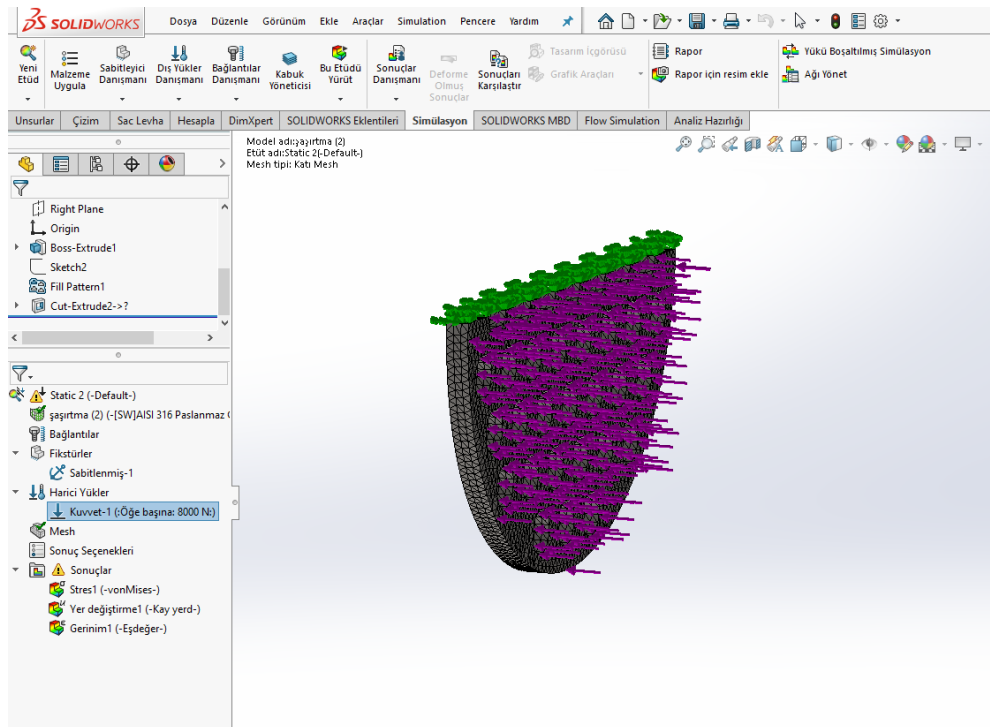


Şekil 3. 53. Modelin mesh yoğunluğu



Şekil 3. 54. Mesh sonucu

Analiz sonuçlarının gözlenebilmesi için birleşik kuvvet etkisi (von mises), şekil değişiminin gözlenebilmesi için yerdeğiştirme ve şekil değiştirme esnasında oluşan yüzey gerilimin tespiti için gerinim sonuç gösterme seçeneği eklenmiştir.



Şekil 3.55. Analiz özeti

BÖLÜM 4. ARAŞTIRMA BULGULARI

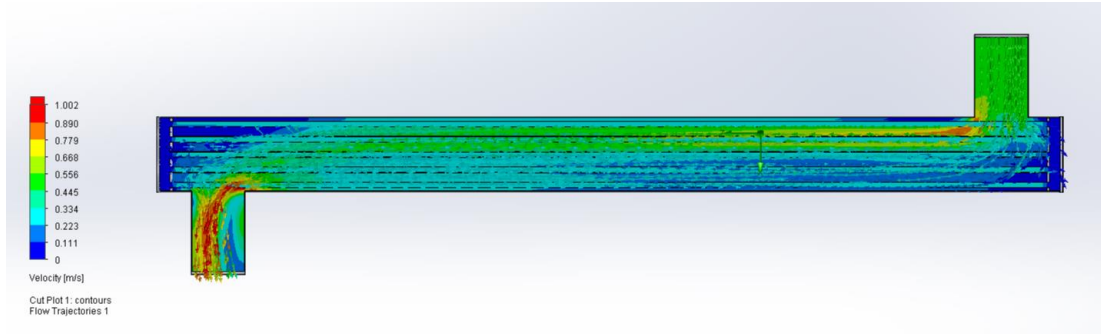
4.1. CFD Analiz Sonuçları

4.1.1. P-0 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına ait hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar, 30,8 derece sıcaklık kaybederek 419,2K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 58,1 derece sıcaklık kazanarak 335,1K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 499Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 4843Pa olarak tespit edilmiştir.

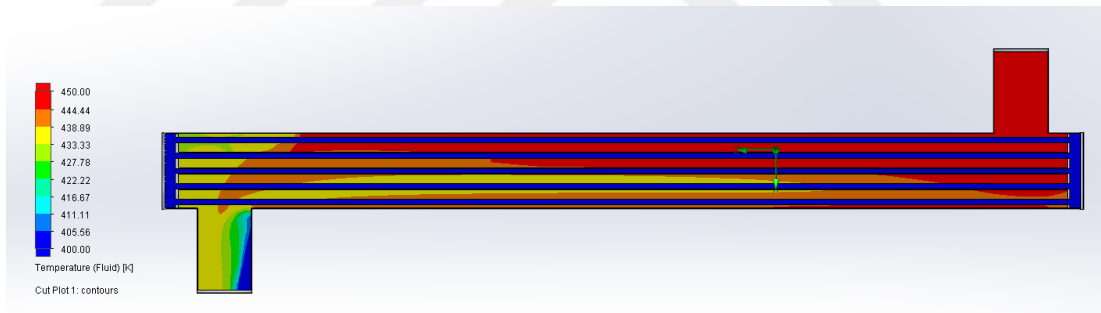
Tablo 4.1. P-0 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.093.905		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	103862	0,53
Kızgın Su Buharı Çıkış	419,2	99019	0,54
Fark	30,8	4843	-0,01
Süt Giriş	277	101480	0,04
Süt Çıkış	335,1	100981	0,08
Fark	58,1	499	-0,04

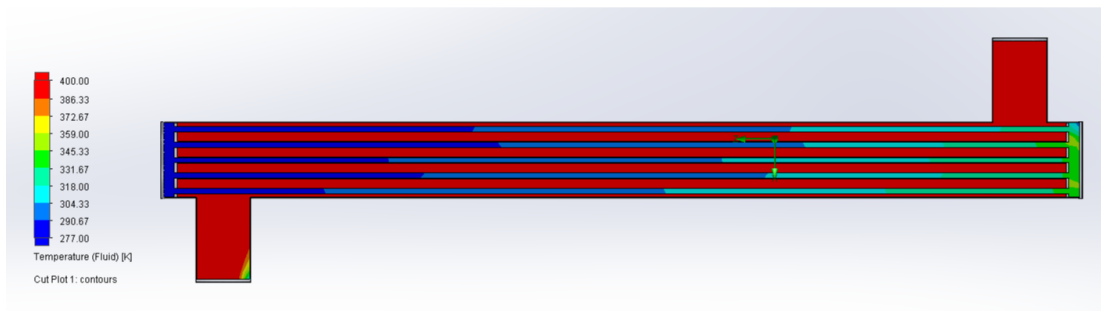


Şekil 4.1. P-0 hız dağılımı

Referans ısı değiştiricisi modeli analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı üniform olarak başlamakta yerçekiminin etkisi ile uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Hız dağılım modelinden görüleceği üzere ısı değiştirici içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalar bulunmaktadır. Bu noktalar termal ve hidrolik açıdan verimsizlik yaratmaktadır.

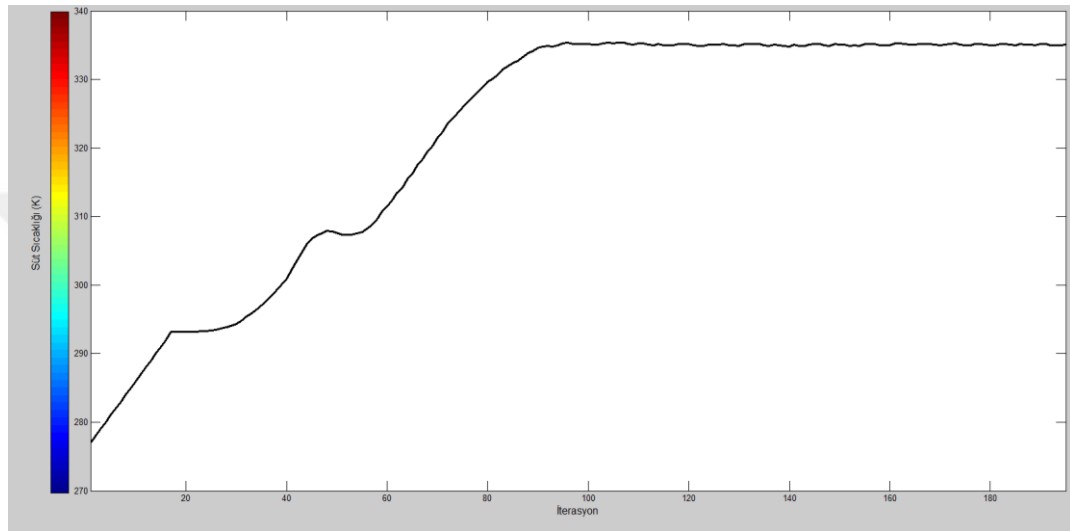


Şekil 4.2. P-0 Gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.3. P-0 Boru tarafı sıcaklık dağılımı

Referans ısı değıştircisi modeli sıcaklık dağılımları incelendiğinde sıcaklık dağılımı karşıt akış ve yerçekiminin etkisiyle uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Sıcaklık dağılımı ve hız dağılımı modeli beraber incelendiğinde ısı değıştirci içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalarda ısı aktarımı yavaşlamakta ve bu noktalar termal açıdan verimsizlik yaratmaktadır.



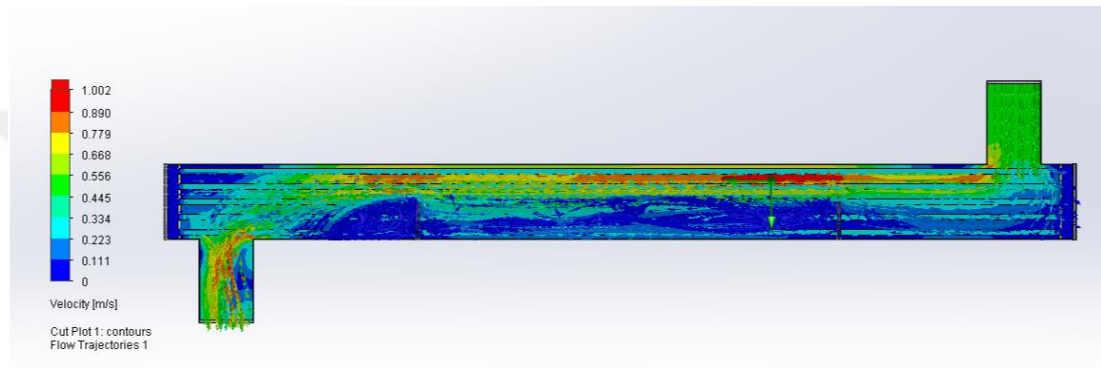
Şekil 4.4. P-0 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.2. PS- 0/2 analizi

Referans alınan ısı değıştircisinin orijinal tasarımına 2 adet standart şaşırtma elemanı eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değıştircisine gönderilen kızgın buhar, 11,5 derece sıcaklık kaybederek 438,5 K sıcaklıkta ısı değıştirciyi terk etmiştir. İş akışkanını olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değıştircisine girmiş, 56,2 derece sıcaklık kazanarak 333,1 K sıcaklıkta ısı değıştirciyi terk etmiştir. Isı değıştirci içerisinde iki akışkanda da faz değışimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 499 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 4948 Pa olarak tespit edilmiştir.

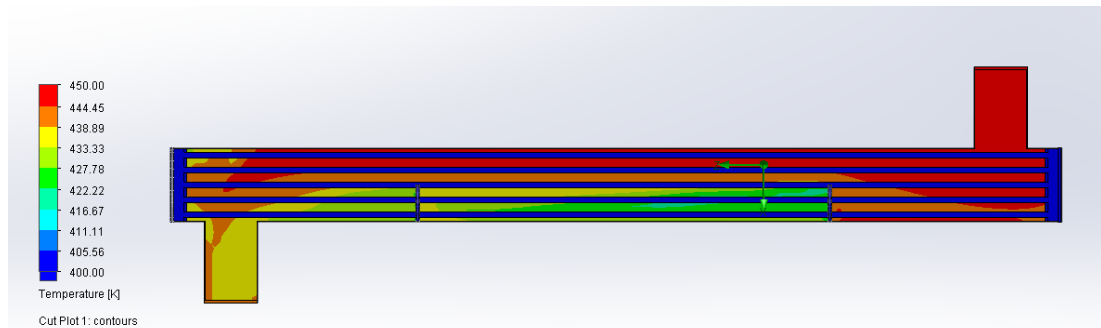
Tablo 4.2. PS-0/2 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.902.145		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	104108	0,532
Kızgın Su Buharı Çıkış	438,5	99160	0,534
Fark	11,5	4948	-0,002
Süt Giriş	277	101476	0,04
Süt Çıkış	333,2	100981	0,082
Fark	56,2	495	-0,042

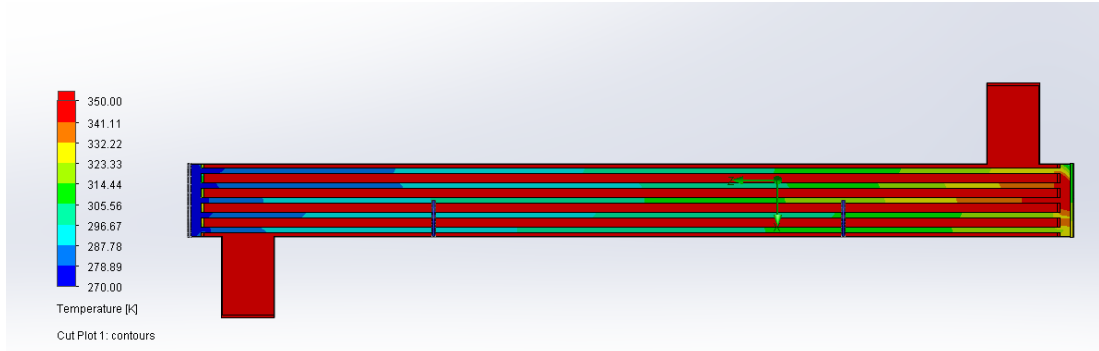


Şekil 4.5. PS-0/2 hız dağılımı

Gövde ve boru tarafı hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı uniform olarak başlamakta yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Hız dağılım modelinden görüleceği üzere ısı değiştirici içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalar bulunmaktadır. Bu noktalar termal ve hidrolik açıdan verimsizlik yaratmaktadır.

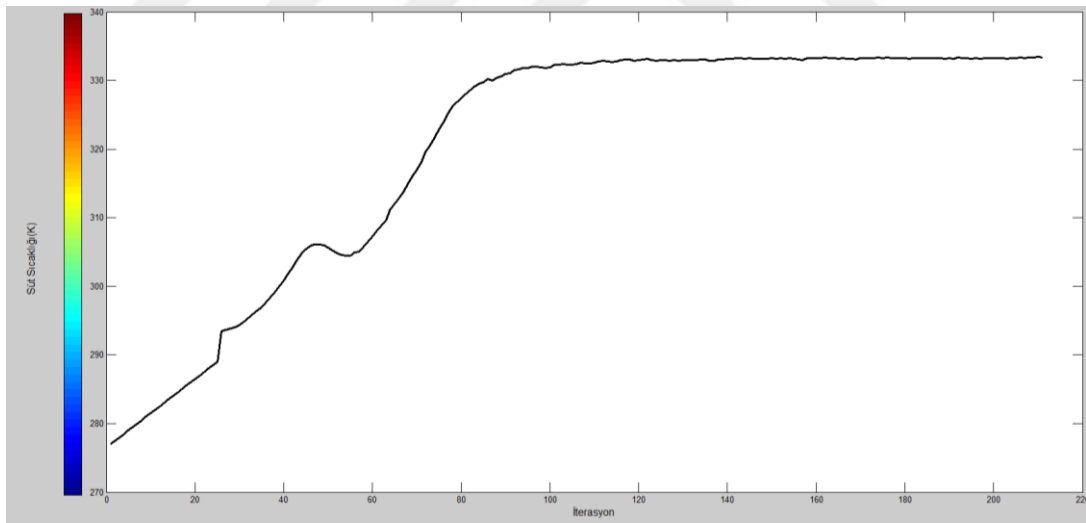


Şekil 4.6. PS-0/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.7. PS-0/2 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı şaşırtma elemanları ve yerçekiminin etkisiyle uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ise ısı değiştirici içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalarda ısı aktarımı yavaşlamakta ve bu noktalar termal açıdan verimsizlik yaratmaktadır. Yerçekimi ekseninde yerleştirilen şaşırtma elemanları termal ve hidrolik verimliliği bir miktar düşürmektedir.



Şekil 4.8. PS-0/2 sıcaklık-iterasyon grafiği

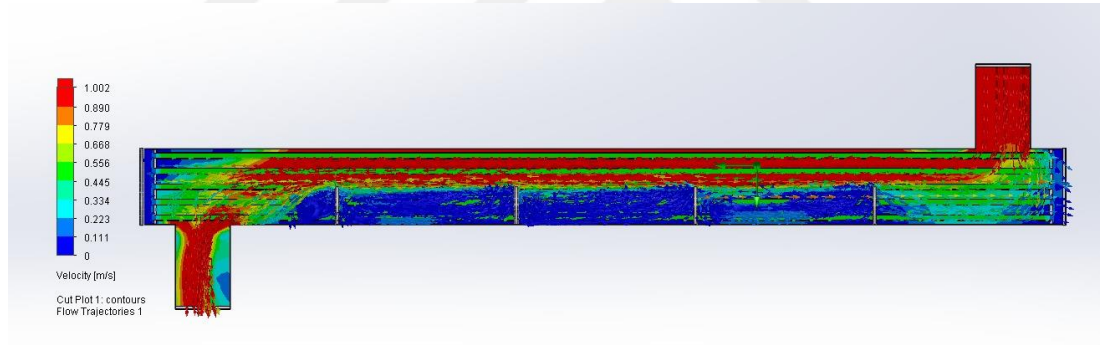
4.1.3. PS-0/4 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına 4 adet standart şaşırtma elemanı eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar,

11,1 derece sıcaklık kaybederek 438,9 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 54,7 derece sıcaklık kazanarak 331,7 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 495Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 5386Pa olarak tespit edilmiştir.

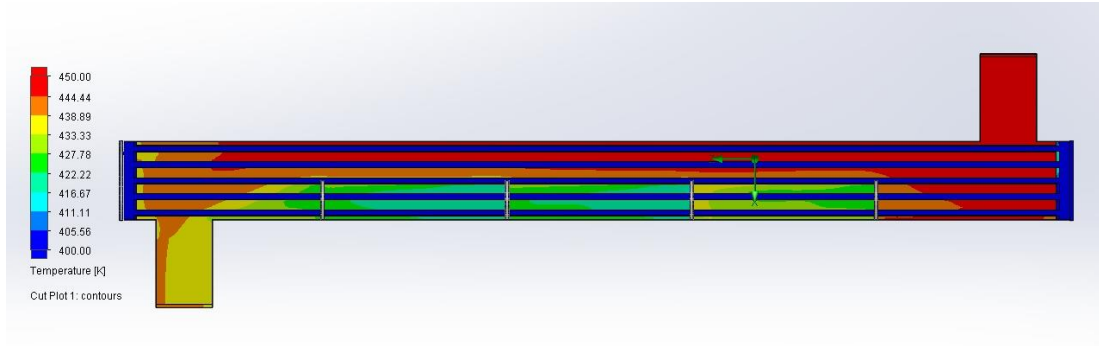
Tablo 4.3. PS-0/4 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.962.060		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	104406	0,521
Kızgın Su Buharı Çıkış	438,9	99020	0,534
Fark	11,1	5386	-0,013
Süt Giriş	277	101476	0,04
Süt Çıkış	331,7	100981	0,082
Fark	54,7	495	-0,042

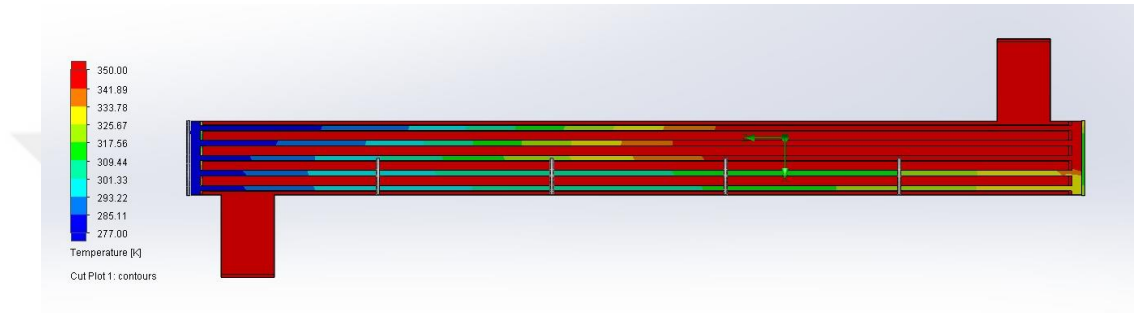


Şekil 4.9. PS-0/4 hız dağılımı

Referans ısı değiştiricisi modeli analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı uniform olarak başlamakta yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Şaşırtma elemanları aynı eksene konulduğunda ısı aktarımı ve hız dağılımı açısından verimsiz sonuçlara sebep olmaktadır. Hız dağılım modelinden görüleceği üzere ısı değiştirici içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalar bulunmaktadır. Bu noktalar termal ve hidrolik açıdan verimsizlik yaratmaktadır.

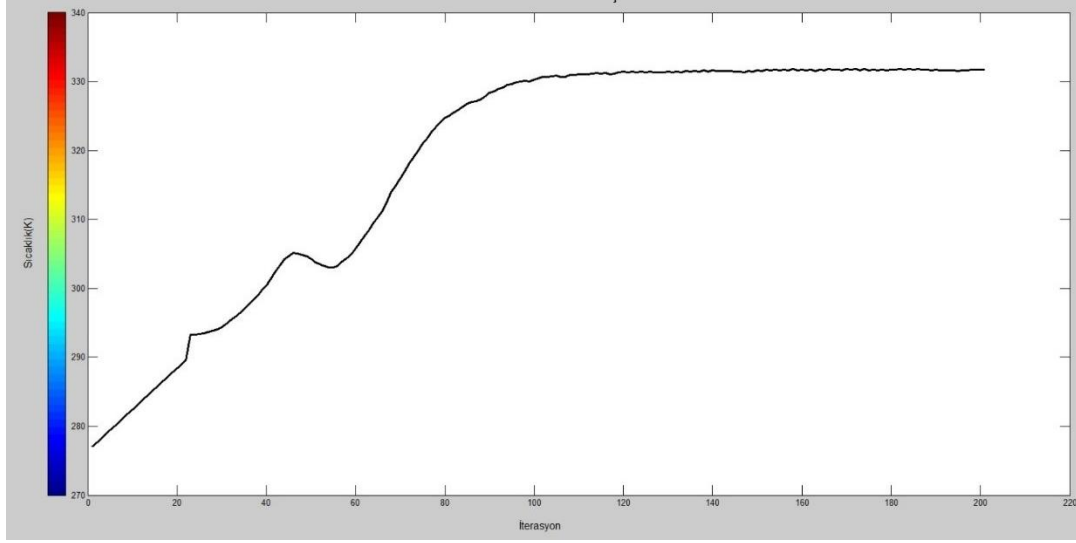


Şekil 4.10. PS-0/4 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.11. PS-0/4 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Referans ısı değiştirici modeli analiz sonuçlarına göre gövde ve boru tarafı sıcaklık dağılımları incelendiğinde sıcaklık dağılımı şaşırtma elemanları ve yerçekiminin etkisiyle uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Sıcaklık dağılımı ve hız dağılımı modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalarda ısı aktarımı yavaşlamakta ve bu noktalar termal açıdan verimsizlik yaratmaktadır. Yerçekimi ekseninde yerleştirilen şaşırtma elemanları ısı değiştiricisi borularını etkin şekilde kullanmayı engelleyerek termal ve hidrolik verimliliği düşürmektedir.



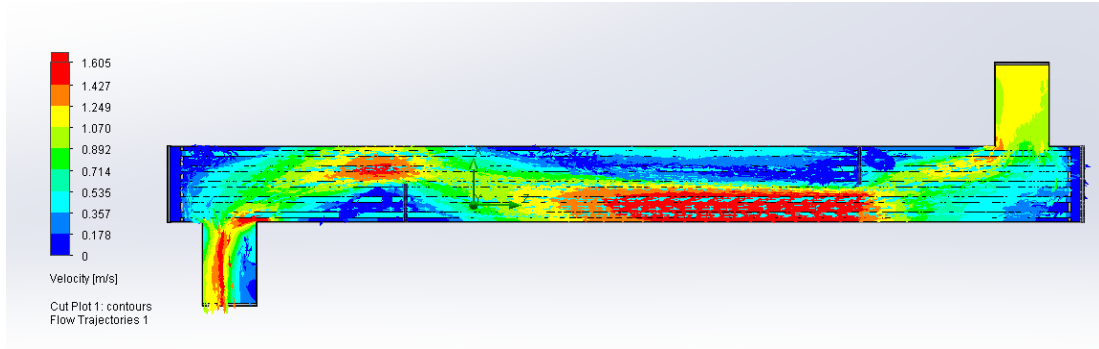
Şekil 4.12. PS-0/4 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.4. PS-1/1 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına 2 adet farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar, 11,88 derece sıcaklık kaybederek 438,12 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 60,1 derece sıcaklık kazanarak 337,1 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 486Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 5203 Pa olarak tespit edilmiştir.

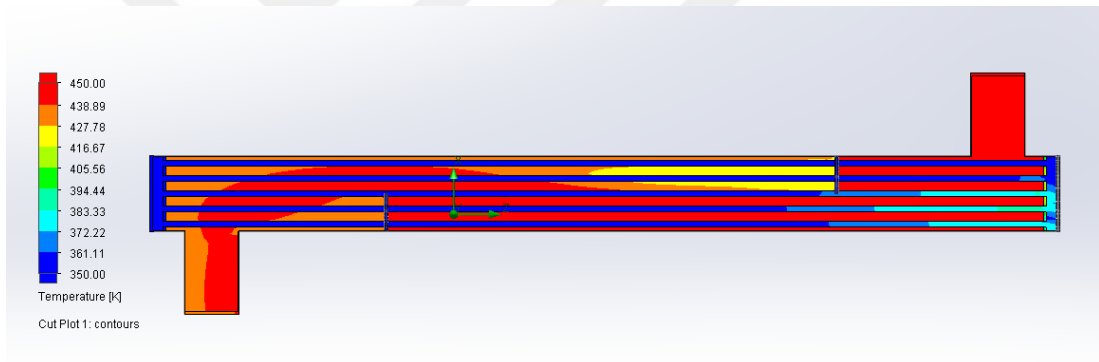
Tablo 4.4. PS-1/1 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.905.180		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	104223	0,552
Kızgın Su Buharı Çıkış	438,12	99020	0,56
Fark	11,88	5203	-0,008
Süt Giriş	277	101476	0,04
Süt Çıkış	337,1	100990	0,082
Fark	60,1	486	-0,042

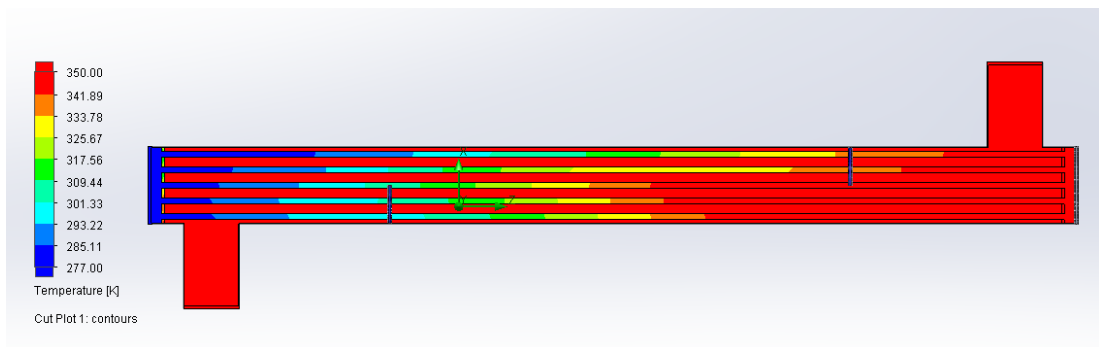


Şekil 4.13. PS-1/1 hız dağılımı

Şaşırtma elemanları farklı eksenlere konulduğunda ısı aktarımı ve hız dağılımı açısından verimli sonuçlara sebep olmaktadır. Hız dağılım modelinden görüleceği üzere ısı değiştirici içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalar bulunmaktadır. Bu noktalar ise termal ve hidrolik açıdan verimsizlik yaratmaktadır.



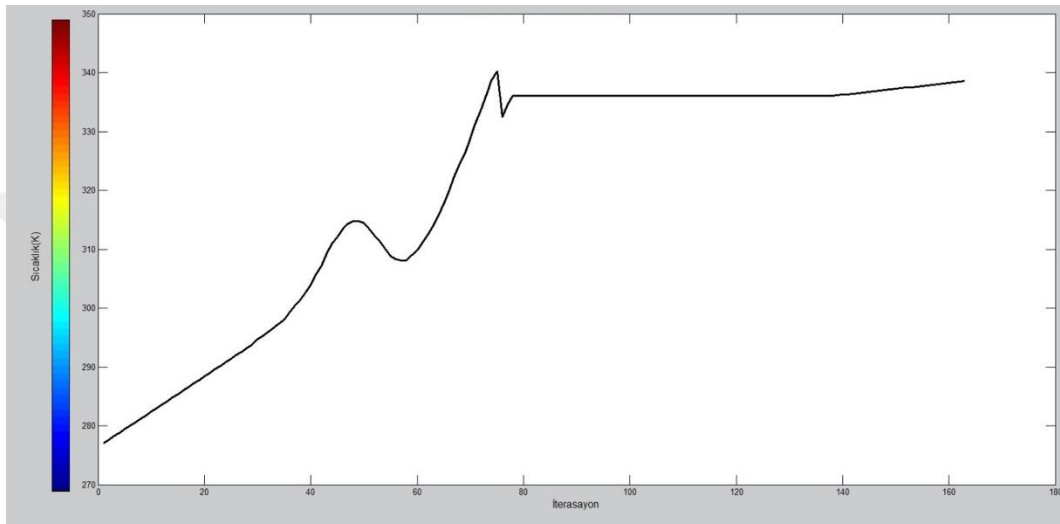
Şekil 4.14. PS-1/1 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.15. PS-1/1 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Referans ısı değiştiricisi modeli analiz sonuçlarına göre sıcaklık dağılımları incelendiğinde sıcaklık dağılımı şaşırtma elemanları ve yerçekiminin etkisiyle uniform

formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalarda ısı aktarımı yavaşlamakta ve bu noktalar termal açıdan verimsizlik yaratmaktadır. Yerçekimi doğrultusunda farklı eksenlerde yerleştirilen şaşırtma elemanları ise ısı değiştiricisinin verimini termal açıdan arttırdığı tespit edilmiştir.



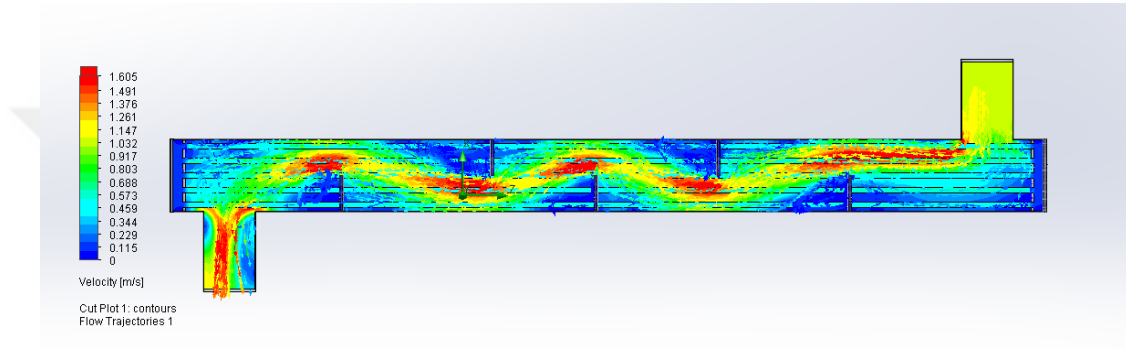
Şekil 4.16 PS-1/1 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.5. PS-2/3 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına 5 adet farklı eksenlerde standart şaşırtma elemanı eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar, 39,8 derece sıcaklık kaybederek 410,2 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 63,1 derece sıcaklık kazanarak 340,1 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 495 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 7423 Pa olarak tespit edilmiştir.

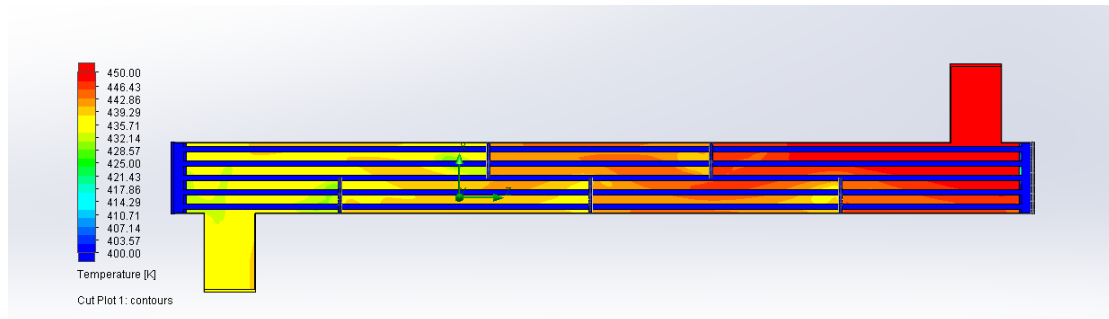
Tablo 4.5. PS-2/3 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.999.850		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	105593	0,552
Kızgın Su Buharı Çıkış	410,2	98170	0,734
Fark	39,8	7423	-0,182
Süt Giriş	277	101476	0,04
Süt Çıkış	340,1	100981	0,082
Fark	63,1	495	-0,042

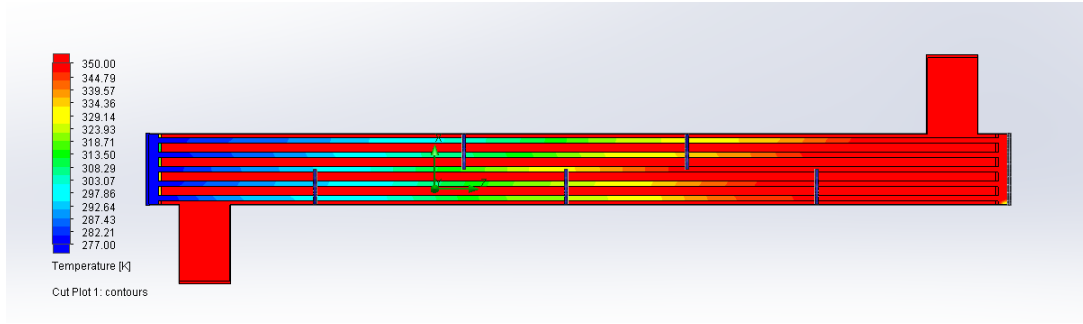


Şekil 4.17. PS-2/3 hız dağılımı

Referans alınan ısı değiştiricisi modeli analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı üniform olarak başlamakta yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Şaşırtma elemanları sayısı artırılıp farklı eksene konulduğunda ısı aktarımının yükseldiği gözlemlenmiştir. Ancak akışkanın hareketi şaşırtma elemanları tarafından engellendiği için gövde tarafı basınç kaybı artmıştır.

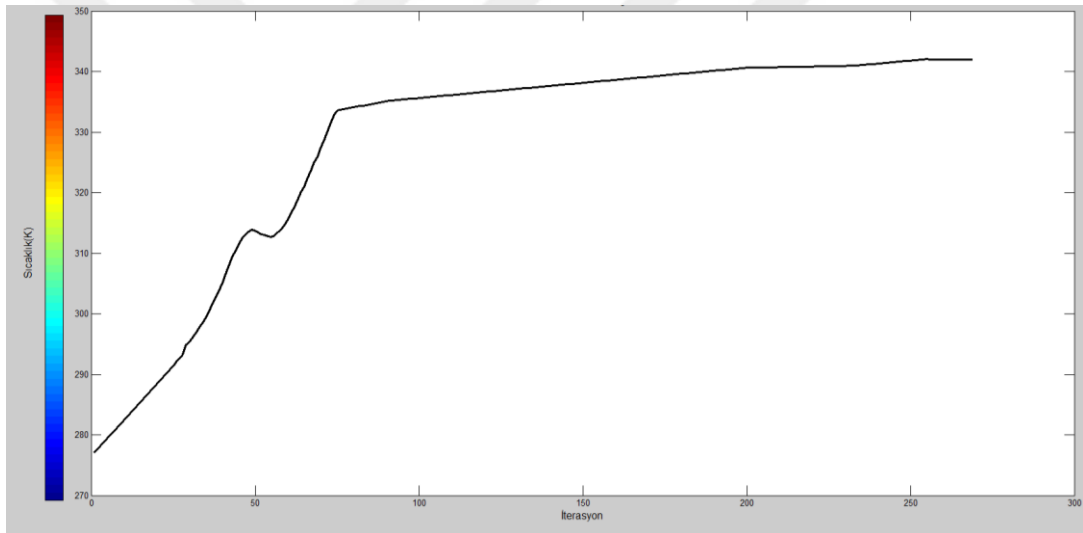


Şekil 4.18. PS-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.19. PS-3/2 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalarda ısı aktarımı yavaşlamakta ve bu noktalar termal açıdan verimsizlik yaratmaktadır.



Şekil 4.20. PS-3/2 sıcaklık-iterasyon grafiği

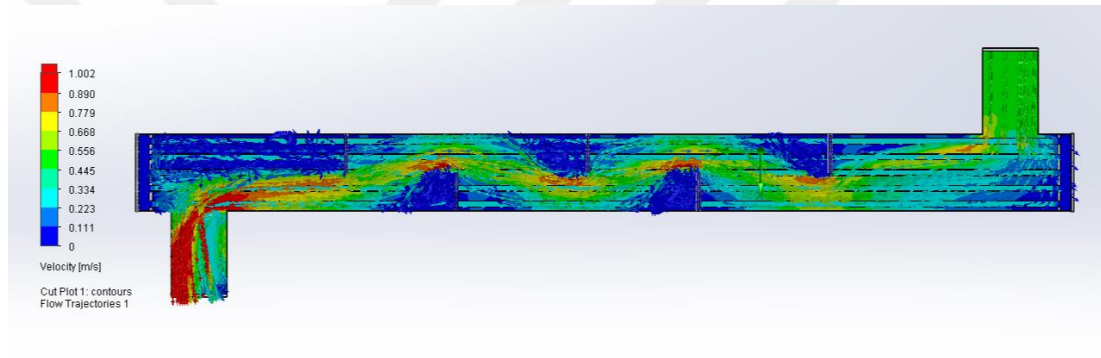
4.1.6. PS-3/2 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına 5 adet farklı eksenlerde standart şaşırtma elemanı eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar, 46 derece sıcaklık kaybederek 404 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 61,2 derece sıcaklık kazanarak 338,2 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi

gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 495 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 6576 Pa olarak tespit edilmiştir.

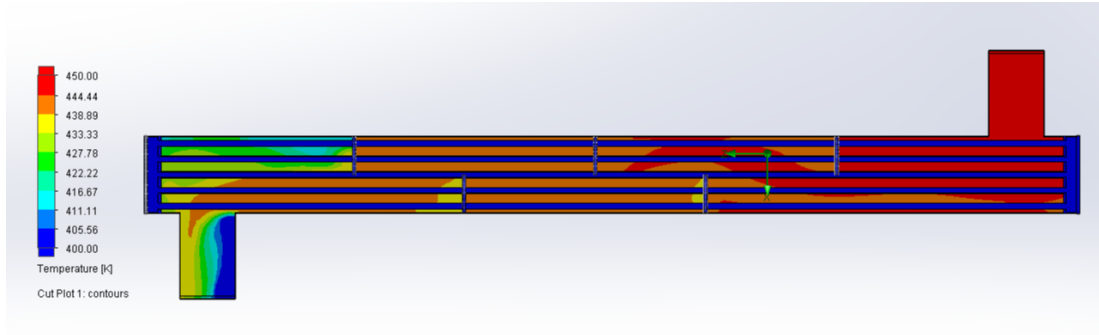
Tablo 4.6. PS-3/2 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.998.700		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	105593	0,552
Kızgın Su Buharı Çıkış	404	99017	0,68
Fark	46	6576	-0,128
Süt Giriş	277	101476	0,04
Süt Çıkış	338,2	100981	0,082
Fark	61,2	495	-0,042

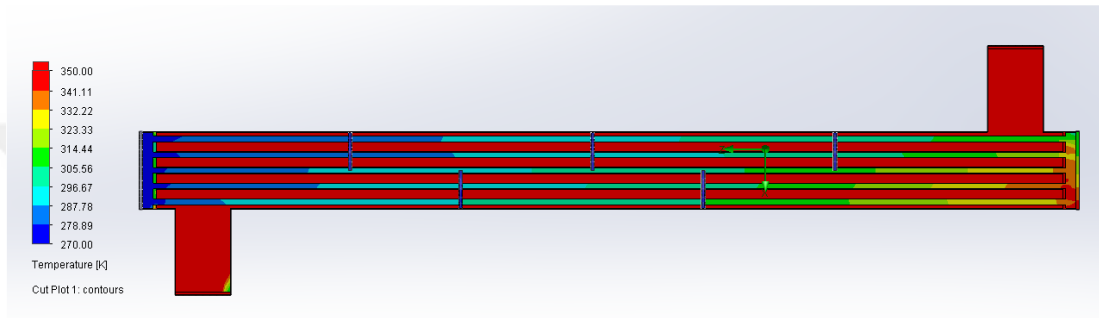


Şekil 4.21. PS-3/2 hız dağılımı

Referans alınan ısı değiştiricisi modeli analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı uniform olarak başlamakta yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Şaşırtma elemanları sayısı arttırılıp farklı eksene konulduğunda ısı aktarımı artmaktadır. Ancak akışkanın hareketi şaşırtma elemanları tarafından engellendiği için basınç kaybı da artmıştır.

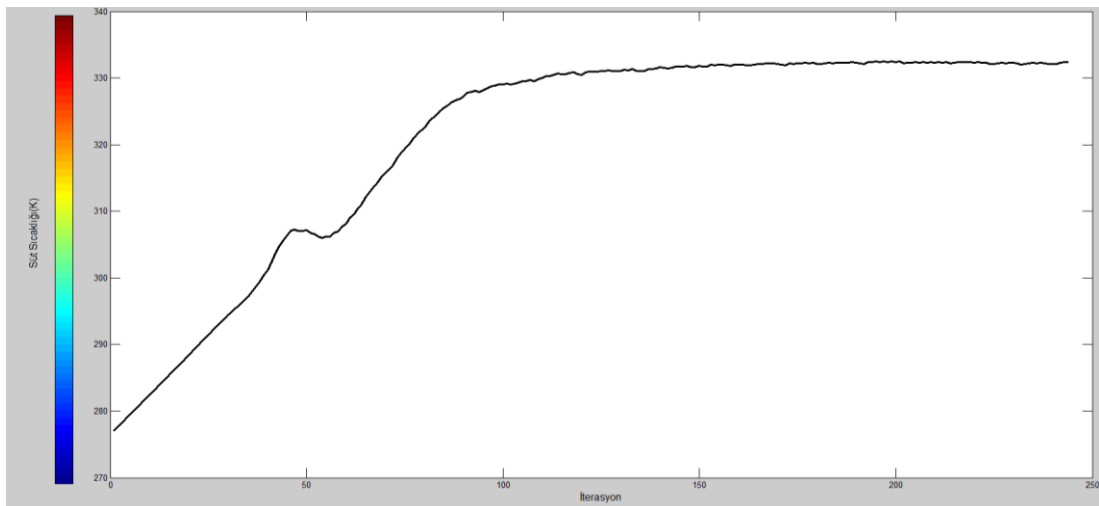


Şekil 4.22. PS-3/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.23. PS-3/2 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalarda ısı aktarım hızı düşmekte ve bu noktalar termal açıdan verimsizlik yaratmaktadır.



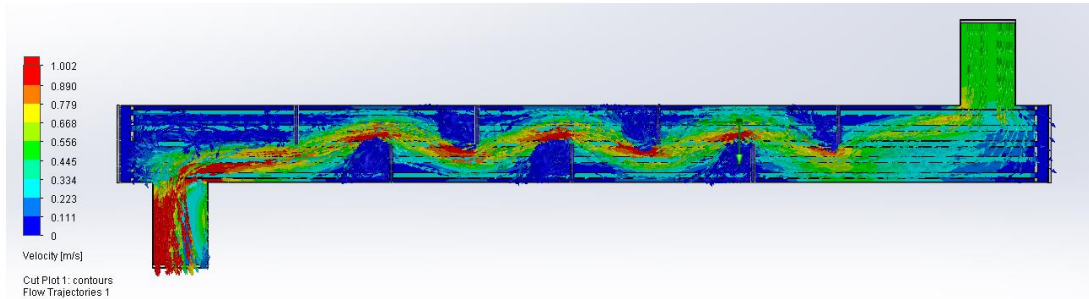
Şekil 4.24. PS-3/2 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.7. PS-4/3 analizi

Referans alınan ısı değıştiricinin orijinal tasarımına 7 adet farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleel debi, 450K sıcaklıkta ısı değıştiricisine gönderilen kızgın buhar, 44,98 derece sıcaklık kaybederek 405 K sıcaklıkta ısı değıştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleel debi, 277K sıcaklıkta ısı değıştiricisine girmiş, 63,1 derece sıcaklık kazanarak 340,1 K sıcaklıkta ısı değıştiriciyi terk etmiştir. Isı değıştirici içerisinde iki akışkanda da faz değışimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 486 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 8054 Pa olarak tespit edilmiştir.

Tablo 4.7. PS-4/3 analiz sonuçları

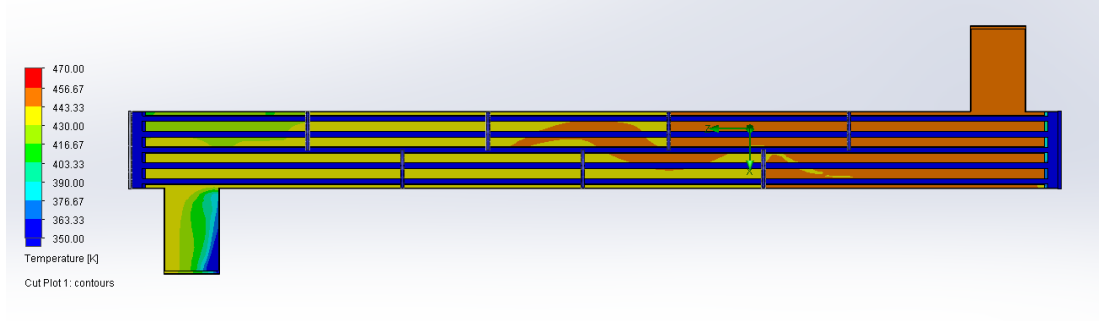
Mesh Sayısı	2.998.700		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	107281	0,552
Kızgın Su Buharı Çıkış	405,02	99227	0,78
Fark	44,98	8054	-0,228
Süt Giriş	277	101476	0,04
Süt Çıkış	340,1	100990	0,082
Fark	63,1	486	-0,042



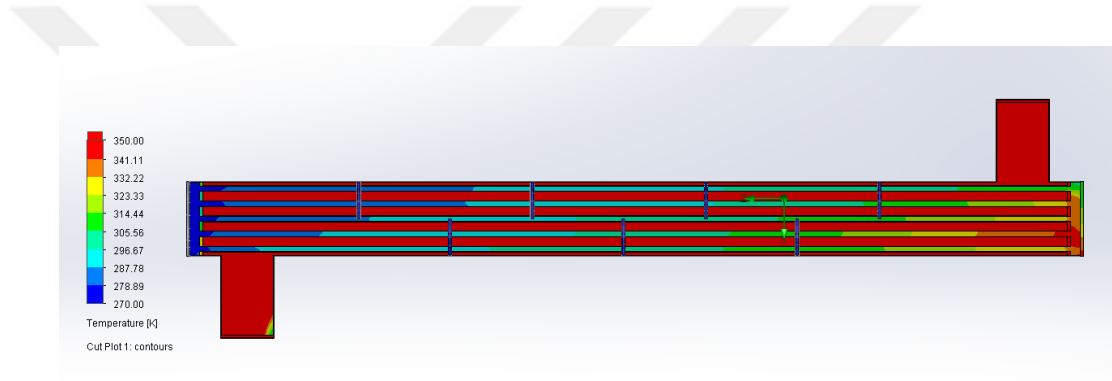
Şekil 4.25. PS-4/3 hız dağılımı

Referans alınan ısı değıştiricisi modeli analiz sonuçlarına göre gövde ve boru tarafı hız dağılımı incelenmiştir. Hız dağılımı uniform olarak başlamakta yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Şaşırtma elemanları sayısı arttırılıp farklı eksene

konulduğunda ısı aktarımı artmaktadır. Ancak akışkanın hareketi şaşırtma elemanları tarafından engellendiği için basınç kaybı da yükselmiştir.

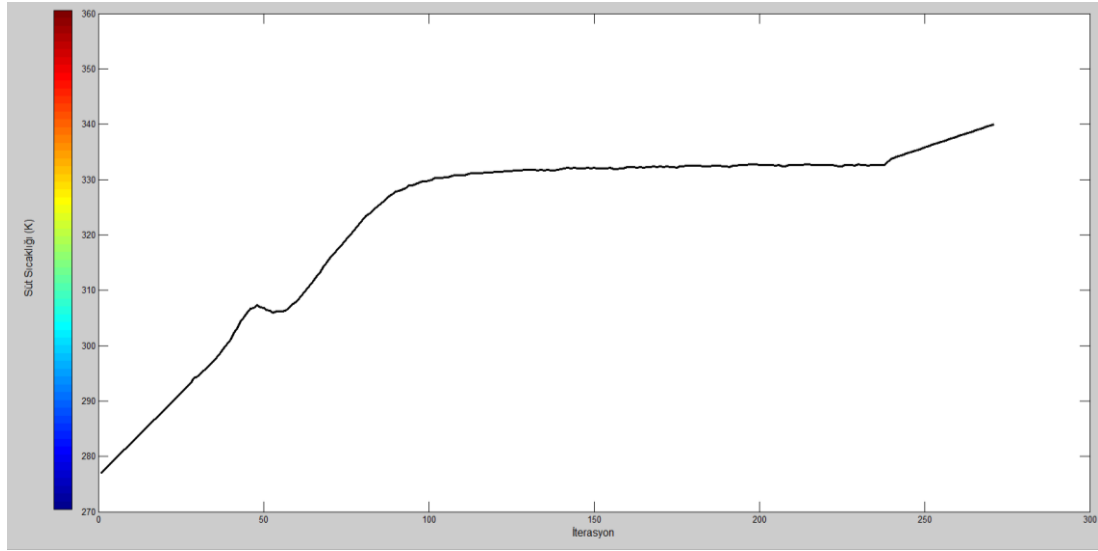


Şekil 4.26. PS-4/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.27. PS-4/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalarda ısı aktarımı yavaşlamakta ve bu noktalar termal açıdan verimsizlik yaratmaktadır.



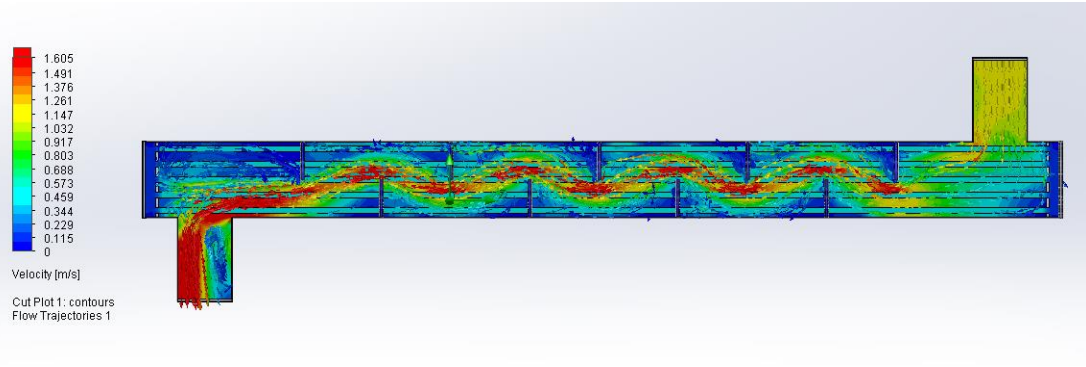
Şekil 4.28. PS-4/3 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.8. PS-5/4 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına 9 adet farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar, 48,81 derece sıcaklık kaybederek 401,19 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 67,93 derece sıcaklık kazanarak 344,93 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkan da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 486 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 8595 Pa olarak tespit edilmiştir.

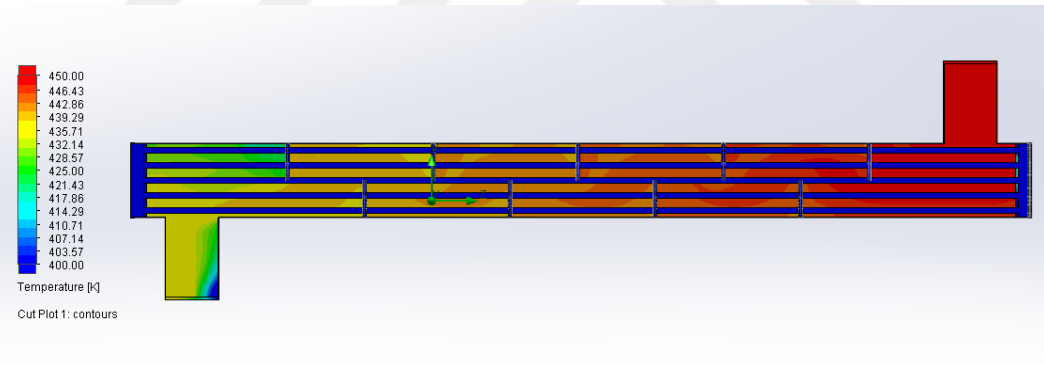
Tablo 4.8. PS-5/4 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	3.102.520		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	138167	0,552
Kızgın Su Buharı Çıkış	401,19	129572	0,98
Fark	48,81	8595	-0,428
Süt Giriş	277	101476	0,04
Süt Çıkış	344,93	100990	0,082
Fark	67,93	486	-0,042

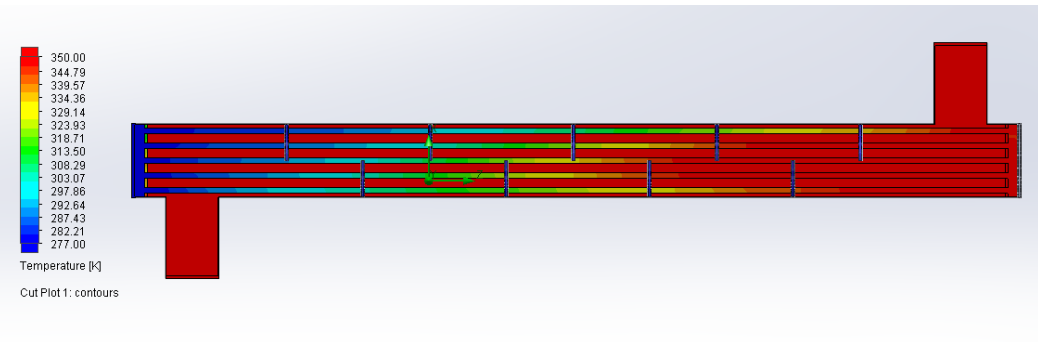


Şekil 4.29. PS-5/4 hız dağılımı

Referans alınan ısı değiştiricisi modeli analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı üniform olarak başlamakta yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Şaşırtma elemanları sayısı artırılıp farklı eksene konulduğunda ısı aktarımı artmaktadır. Ancak akışkanın hareketi de şaşırtma elemanları tarafından engellendiği için basınç kaybı artmıştır.

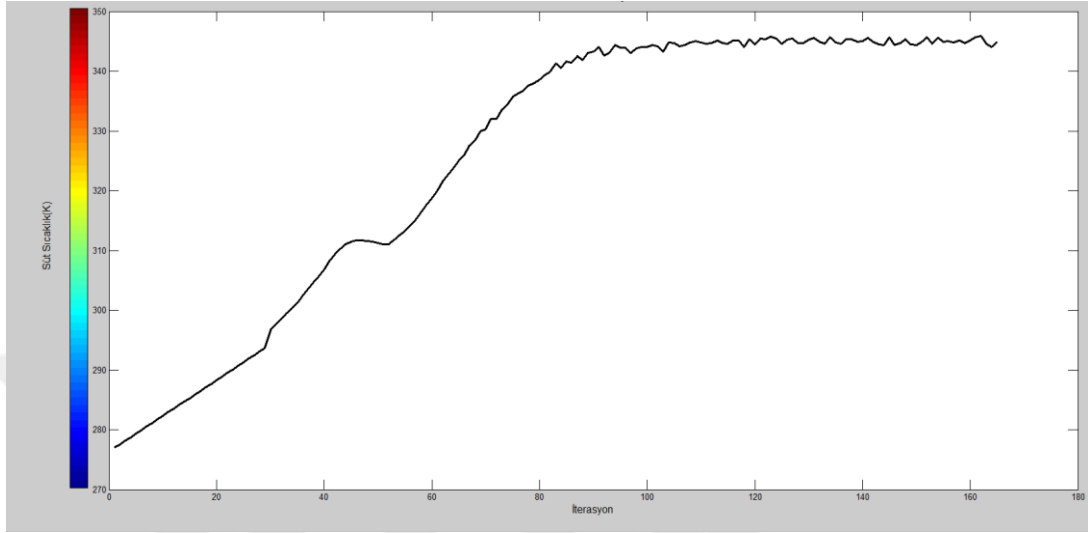


Şekil 4.30. PS-5/4 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.31. PS-5/4 gövde tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılımı beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışkanın hızının çok az olduğu noktalarda ısı aktarımı yavaşlamakta ve bu noktalar termal açıdan verimsizlik yaratmaktadır.



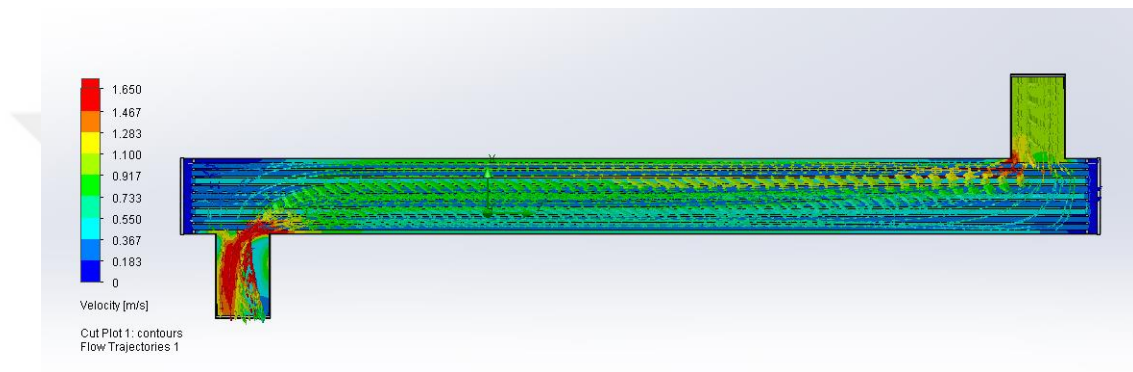
Şekil 4.32. PS-5/4 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.9. D-0 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımındaki boru dizilimi değiştirilmiş ve dairesel biçime göre hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar 14,6 derece sıcaklık kaybederek 435,4K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 66,2 derece sıcaklık kazanarak 343,2 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 986 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 12514,47 Pa olarak tespit edilmiştir.

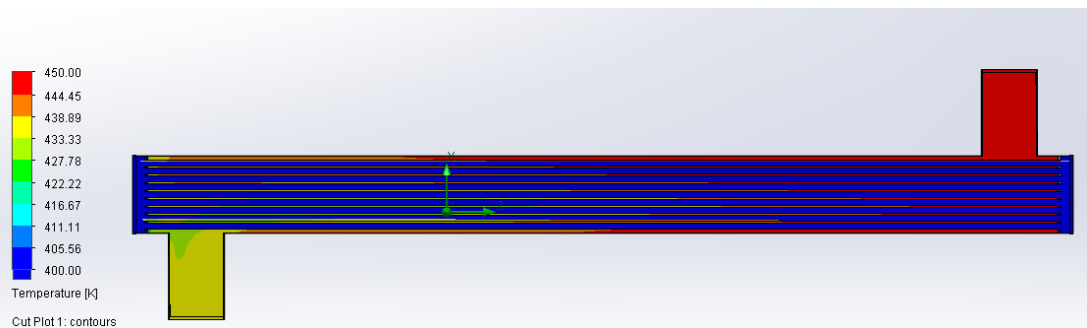
Tablo 4.9. D-0 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.802.110		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	112741,47	0,552
Kızgın Su Buharı Çıkış	435,4	100227	0,88
Fark	14,6	12514,47	-0,328
Süt Giriş	277	101976	0,06
Süt Çıkış	343,2	100990	0,12
Fark	66,2	986	-0,06

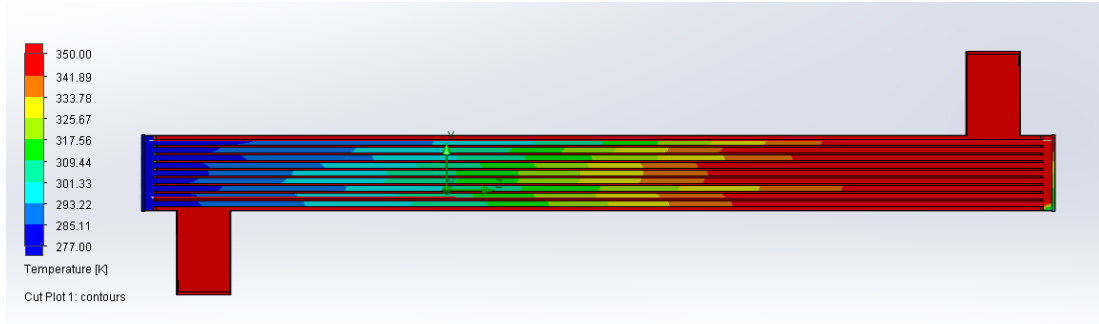


Şekil 4.33. D-0 hız dağılımı

Değiştirilen boru dizilimli modelin analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı uniform olarak başlamakta yerçekimi etkisi ile uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Boru diziliminin değiştirilmesiyle ısı değiştirici içerisindeki kızgın buharın geçişi zorlaşmış ve ortalama hız düşmüştür.

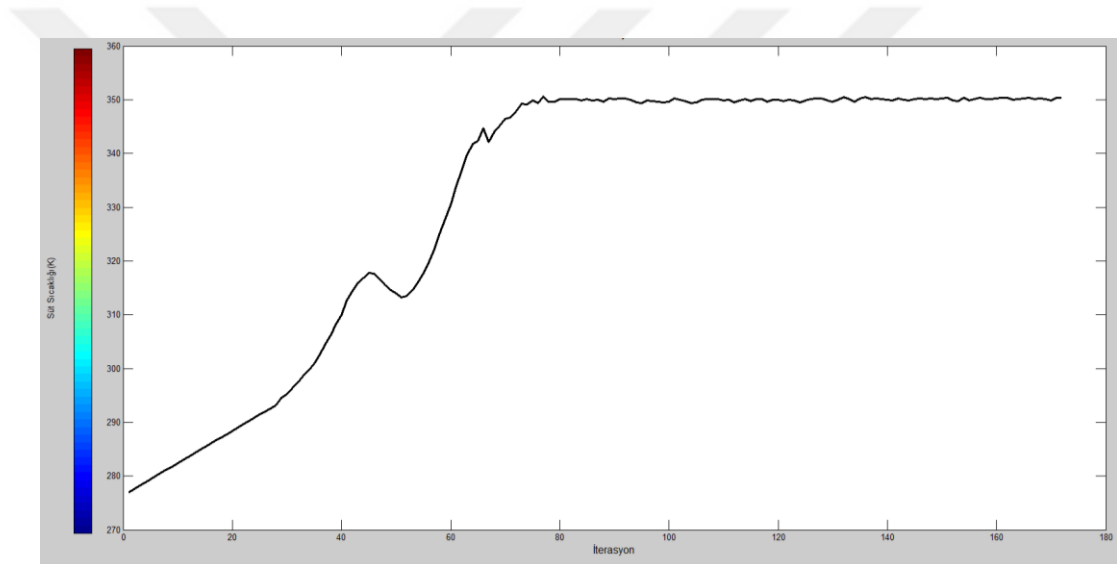


Şekil 4.34. D-0 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.35. D-0 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışanın geçişi zorlaşmış ısı aktarımı iyileşse de basınç kaybı ciddi ölçüde artmıştır.



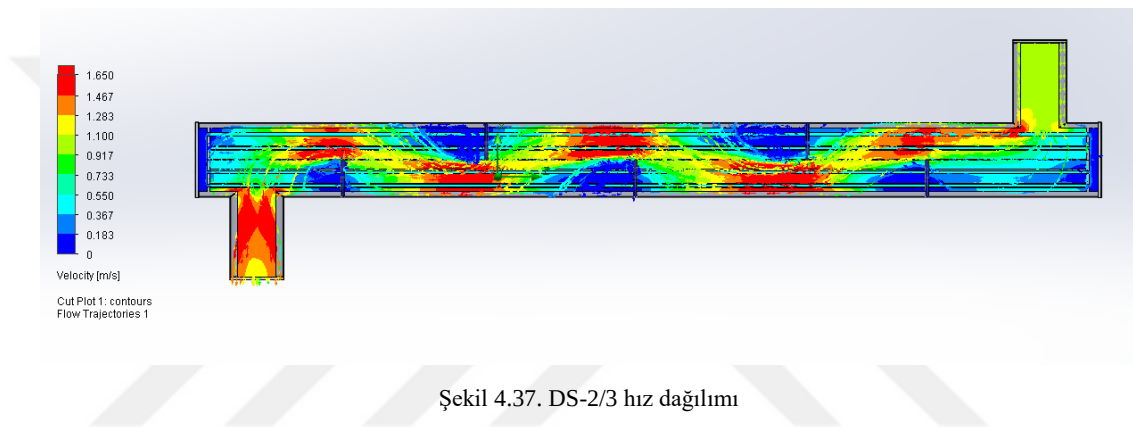
Şekil 36. D-0 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.10. DS-2/3 analizi

Boru dizilimi dairesel olarak değiştirilmiş, 5 adet şaşırtma elemanı eklenmiştir. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar, 31,8 derece sıcaklık kaybederek 418,2 sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 69,5 derece sıcaklık kazanarak 346,5 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi yaşanmamıştır. Boru tarafındaki basınç kaybı 986 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 15100,70Pa olarak bulunmuştur.

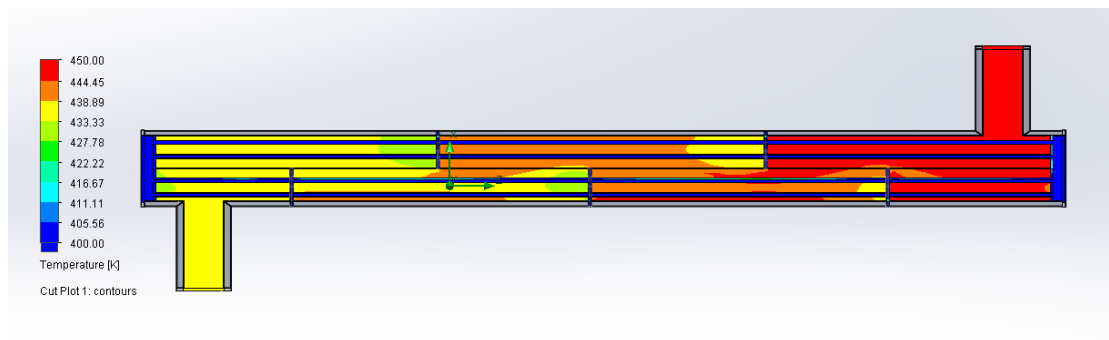
Tablo 4.10. DS-2/3 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.982.190		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	115327,7	0,552
Kızgın Su Buharı Çıkış	418,2	100227	0,98
Fark	31,8	15100,705	-0,428
Süt Giriş	277	101976	0,06
Süt Çıkış	346,5	100990	0,12
Fark	69,5	986	-0,06

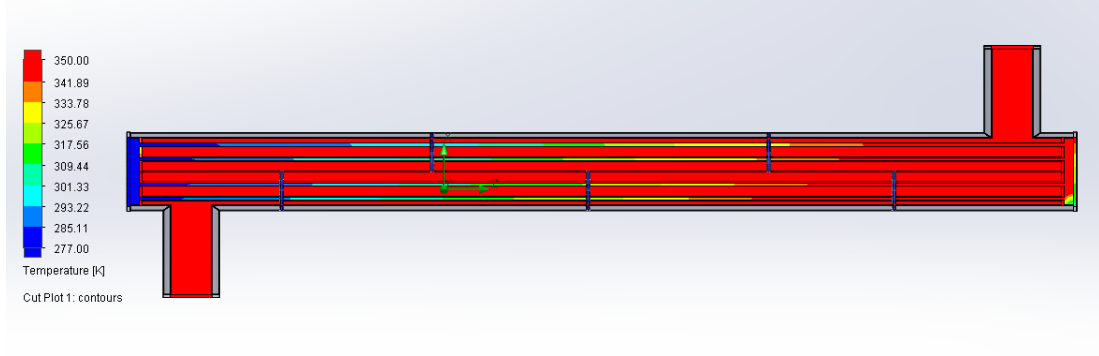


Şekil 4.37. DS-2/3 hız dağılımı

Değiştirilen boru dizilimli modelin analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı üniform olarak başlamakta yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile üniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Boru diziliminin dairesel olarak değiştirilmesi ve şaşırtma elemanlarının eklenmesiyle ısı değiştirici içerisindeki kızgın buharın geçişi zorlaşmış ve ortalama hız düşmüştür.

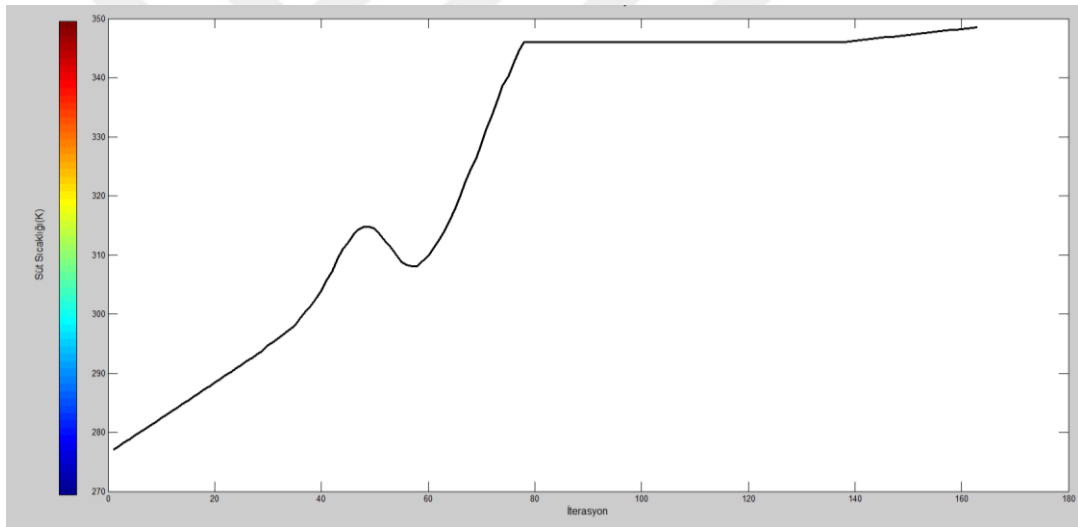


Şekil 4.38. DS-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.39. DS-2/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışanın geçişi zorlaşmış ısı aktarımı iyileşse de basınç kaybı ciddi ölçüde arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.40. DS-2/3 sıcaklık-iterasyon grafiği

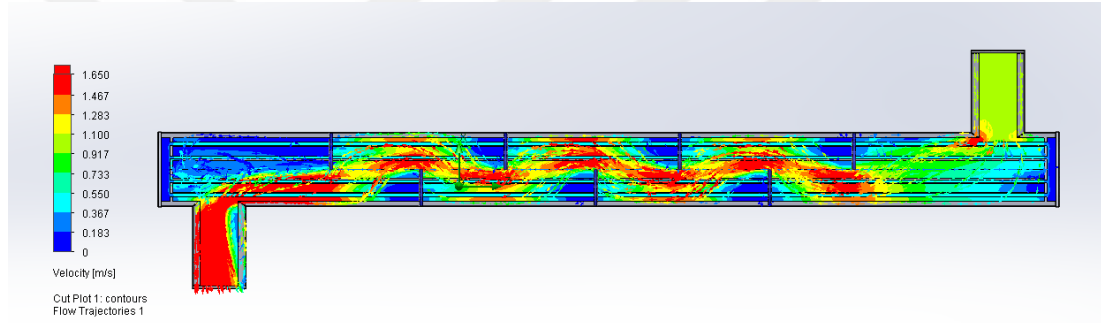
4.1.11. DS-4/3 analizi

Boru dizilimi dairesel olarak değiştirilmiş ve 7 adet şaşırtma elemanı eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar, 41,8 derece sıcaklık kaybederek 408,2 sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 71,1 derece sıcaklık kazanarak 348,1 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki

akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 986 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 131647,7 olarak tespit edilmiştir.

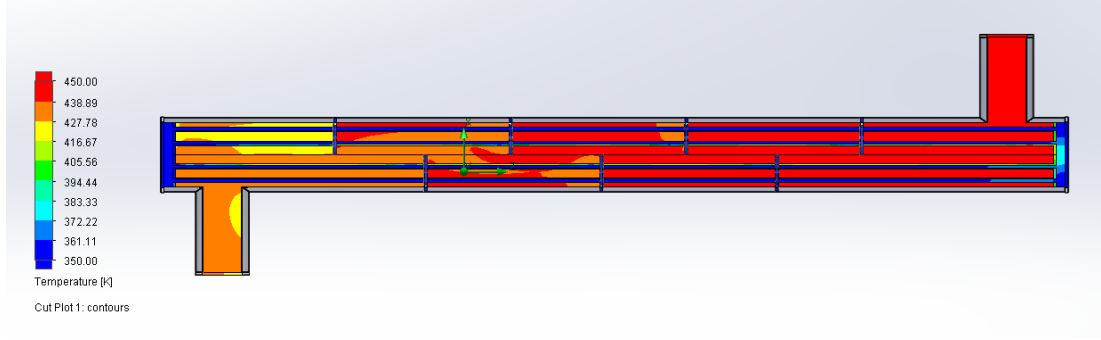
Tablo 4.11. DS-4/3 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.982.190		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	114827,7	0,552
Kızgın Su Buharı Çıkış	408,2	101180	0,95
Fark	41,8	13647,7	-0,398
Süt Giriş	277	101976	0,06
Süt Çıkış	348,1	100990	0,12
Fark	71,1	986	-0,06

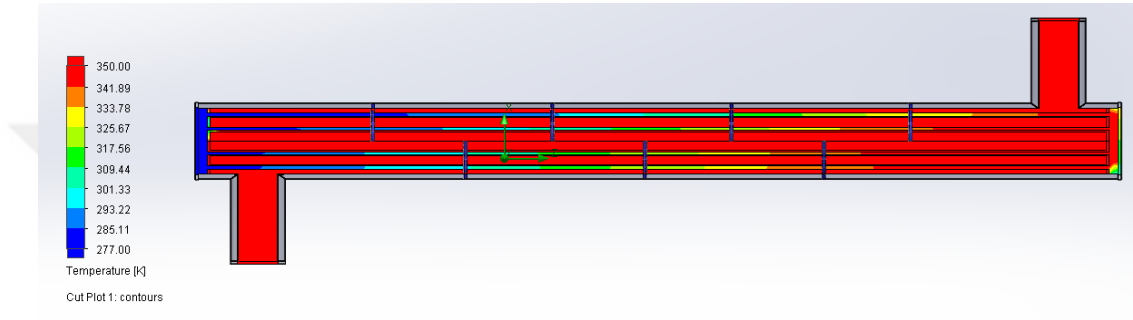


Şekil 4.41. DS-4/3 hız dağılımı

Değiştirilen boru dizilimli modelin analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı üniform olarak başlamakta yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile üniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Boru diziliminin değiştirilmesi ve şaşırtma elemanlarının eklenmesiyle ısı değiştirici içerisindeki kızgın buharın geçişi şaşırtma elemanı olmayan modele göre zorlaşmış ve ortalama hız düşmüştür. Ancak DS-2/3'e göre ortalama basınç kaybı düşmüş, ısı geçişi artmıştır.

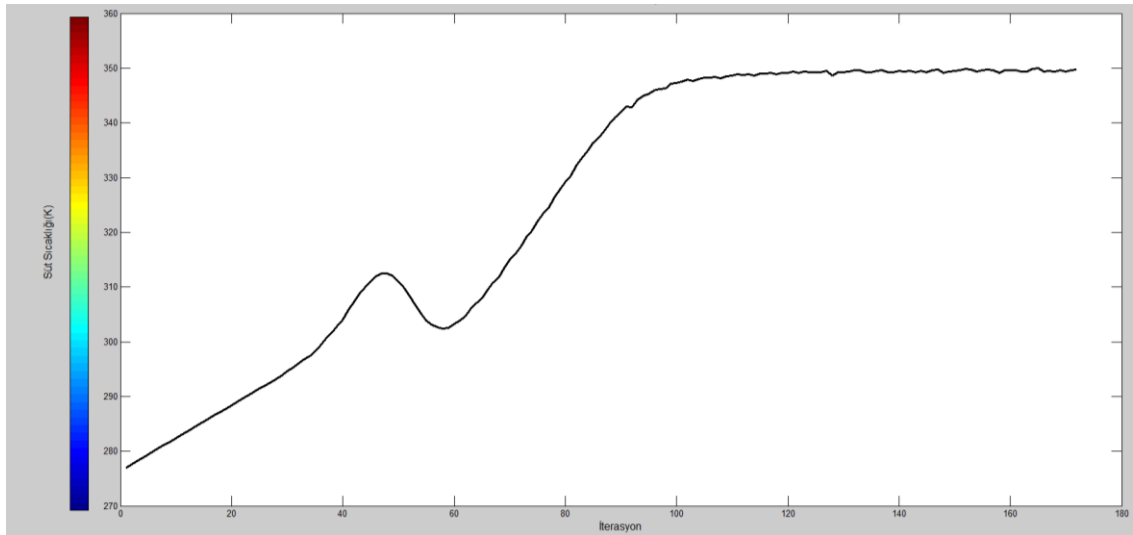


Şekil 4.42. DS-4/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.43. DS-4/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde orijinal modele göre akışanın geçişi zorlaşmış ısı aktarımı iyileşse de basınç kaybı ciddi ölçüde arttığı tespit edilmiştir.



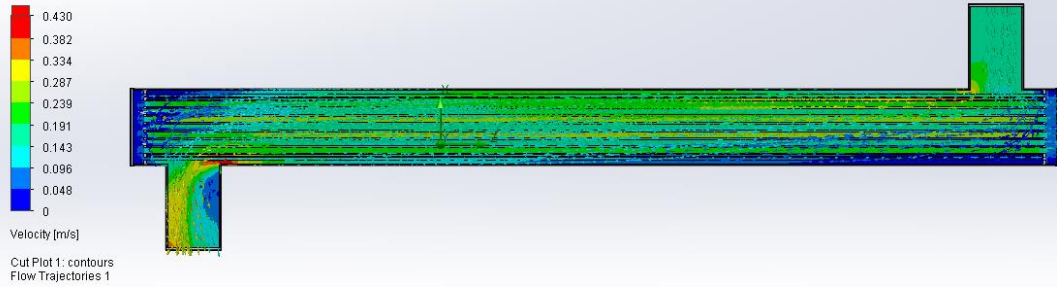
Şekil 4.44. DS-4/3 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.12. T-0 analizi

Boru dizilimi tam kare olacak biçimde değiştirilmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar 35,6 derece sıcaklık kaybederek 414,4K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 42,2 derece sıcaklık kazanarak 319,2 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 684 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 6219 Pa olarak tespit edilmiştir.

Tablo 4.12. T-0 analiz sonuçları

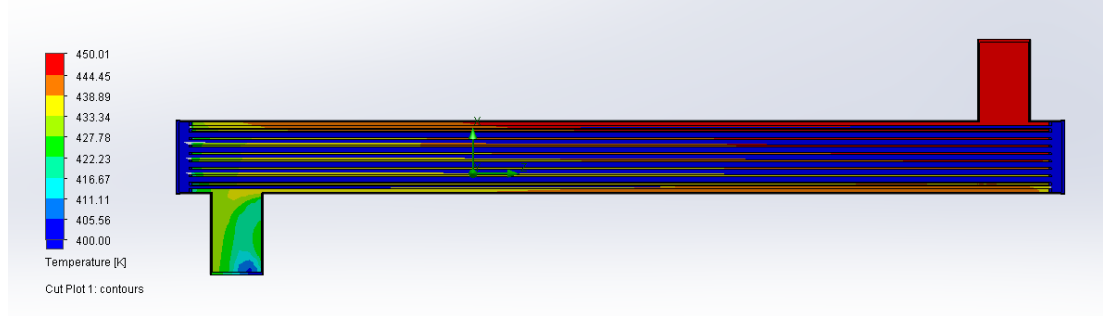
Mesh Sayısı	2.992.882		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	106104,13	0,532
Kızgın Su Buharı Çıkış	414,4	99885,126	0,634
Fark	35,6	6219	-0,102
Süt Giriş	277	101976	0,06
Süt Çıkış	319,2	101292	0,14
Fark	42,2	684	-0,08



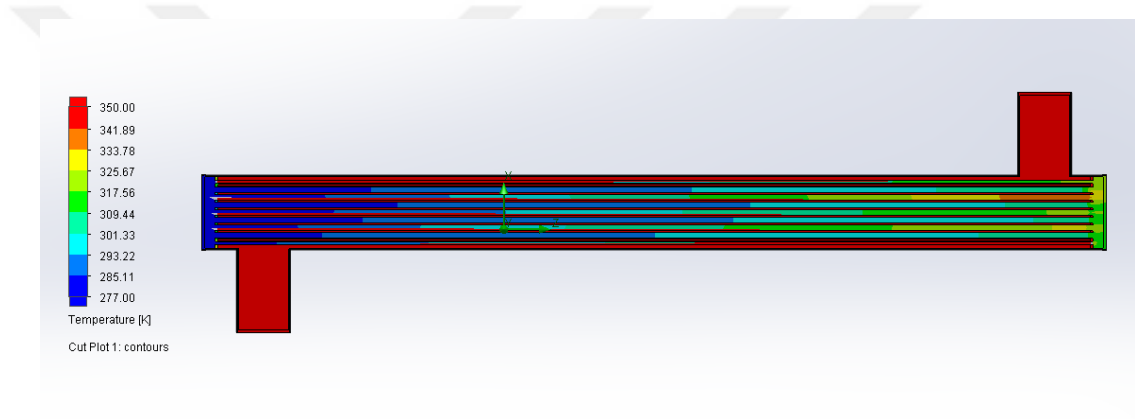
Şekil 4.45. T-0 hız dağılımı

Değiştirilen boru dizilimli modelin analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı üniform olarak başlamakta yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile üniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır.

Boru diziliminin değiştirilmesiyle ısı değiştirici içerisindeki kızgın buharın geçişi çok fazla zorlaşmış ve ortalama hız kritik seviyenin altına düşmüştür.

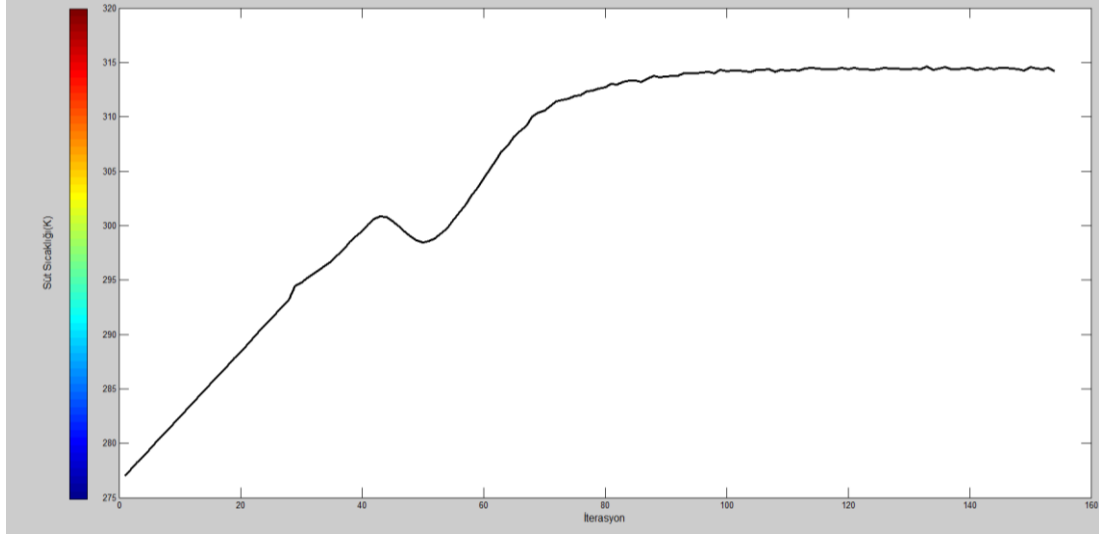


Şekil 4.46. T-0 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.47. T-0 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışanın geçişi zorlaşmış ısı aktarımı ciddi ölçüde düşmüş, basınç kaybı ise referans modele göre artmıştır.



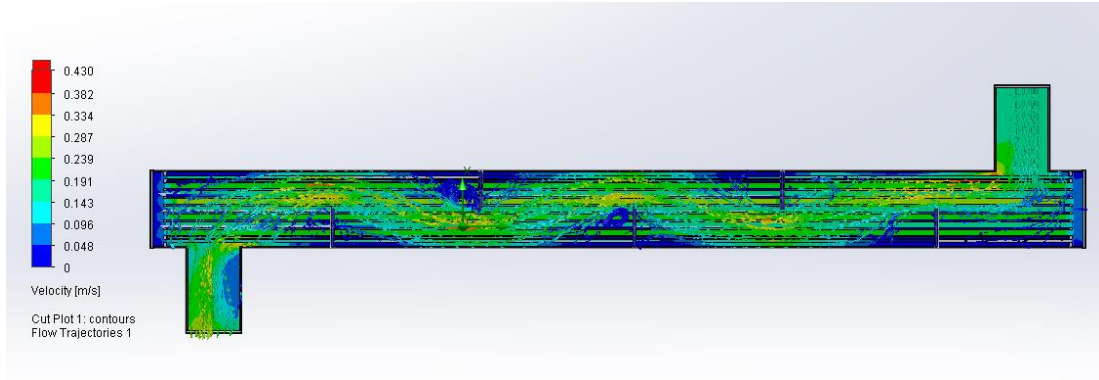
Şekil 4.48. T-0 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.13. TS-2/3 analizi

Boru dizilimi referans modele göre değiştirilmiş ve 5 adet şaşırtma elemanları eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar 37,8 derece sıcaklık kaybederek 412,2K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 44,2 derece sıcaklık kazanarak 321,2 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 684 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 8220 Pa olarak tespit edilmiştir.

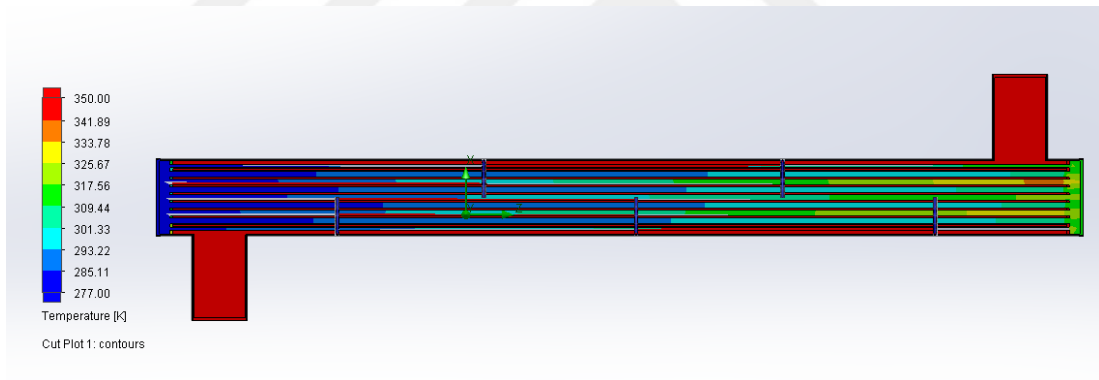
Tablo 4.13. TS-2/3 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	3.382.190		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	108104,13	0,532
Kızgın Su Buharı Çıkış	412,2	99885,126	0,834
Fark	37,8	8220	-0,302
Süt Giriş	277	101976	0,06
Süt Çıkış	321,2	101292	0,14
Fark	44,2	684	-0,08

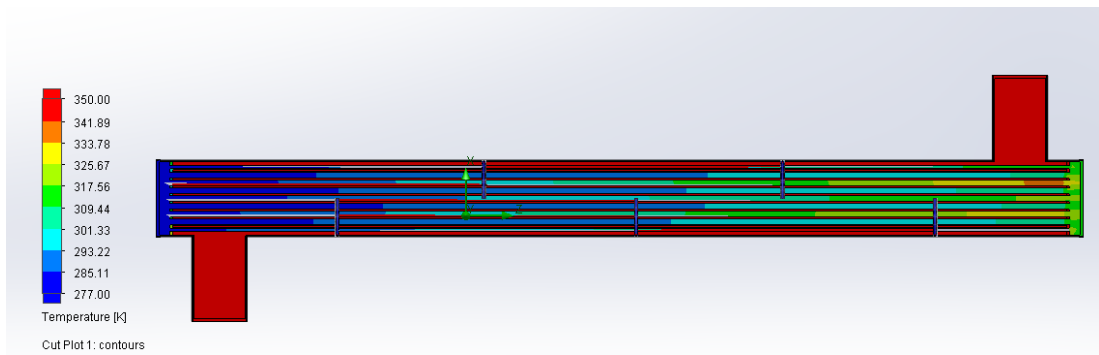


Şekil 4.49. TS-2/3 hız dağılımı

Gövde ve boru tarafının hız dağılımı incelendiğinde üniform olarak başladığı yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile üniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açıldığı görülmektedir. Boru diziliminin değiştirilmesi ve şaşırtma elemanları eklenmesiyle ısı değiştirici içerisindeki kızgın buharın geçişi çok fazla zorlaşmış ve ortalama hız kritik seviyenin altına düşmüştür.

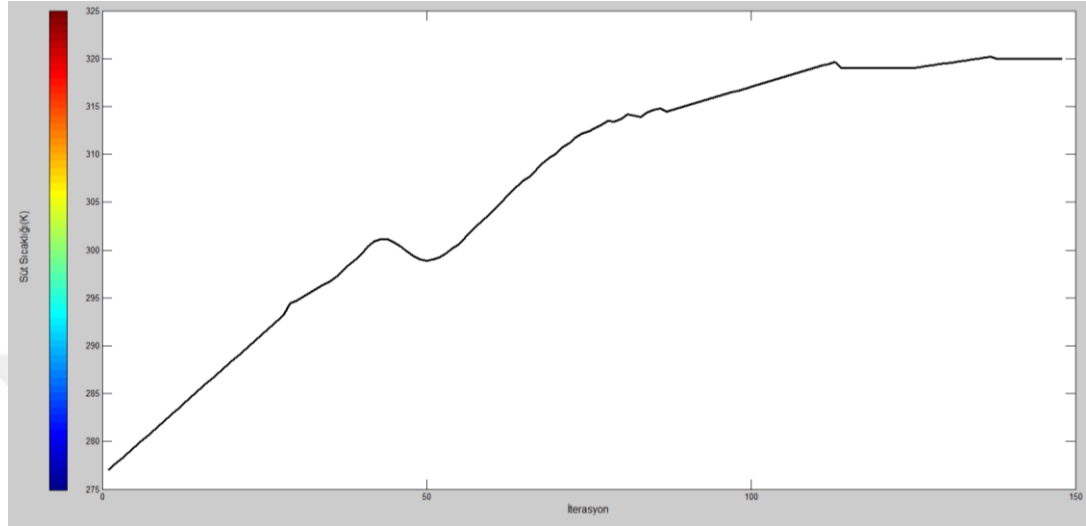


Şekil 4.50. TS-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.51. TS-2/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışanın geçişi zorlaşmış ısı aktarımı ciddi ölçüde düşmüş, basınç kaybı ise referans modele göre artmıştır.



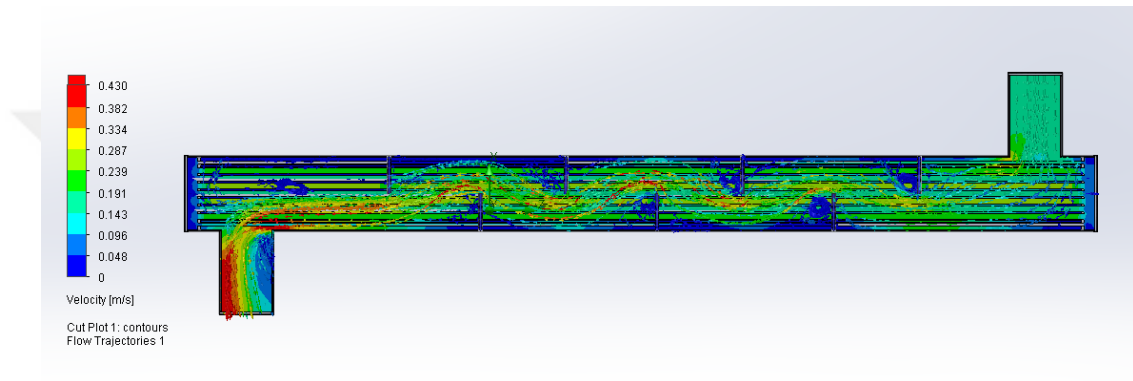
Şekil 4.52. TS-2/3 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.14. TS-4/3 analizi

Boru dizilimi tam kare olarak değiştirilmiş ve 7 adet şaşırtma elemanları eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar 39,8 derece sıcaklık kaybederek 410,2K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 45,2 derece sıcaklık kazanarak 322,2 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 684 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 10329 Pa olarak tespit edilmiştir.

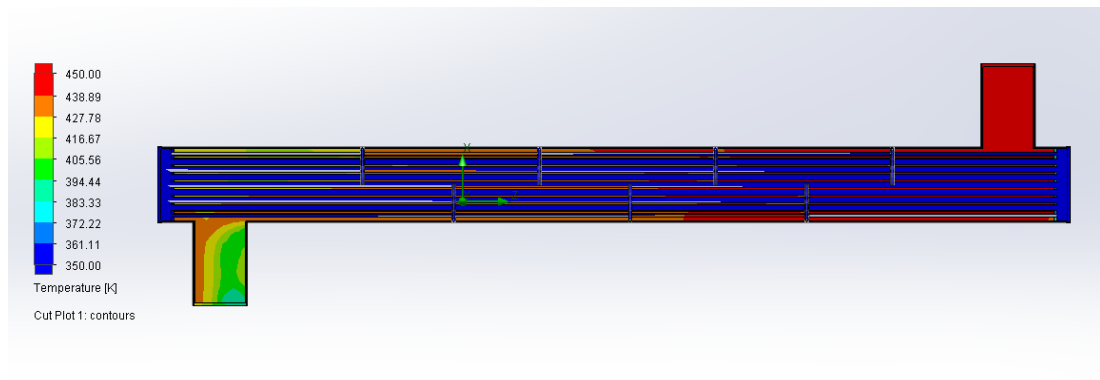
Tablo 4.14. TS-4/3 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	3.492.102		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	110104,13	0,532
Kızgın Su Buharı Çıkış	410,2	99775,126	0,934
Fark	39,8	10329	-0,402
Süt Giriş	277	101976	0,06
Süt Çıkış	322,2	101292	0,14
Fark	45,2	684	-0,08

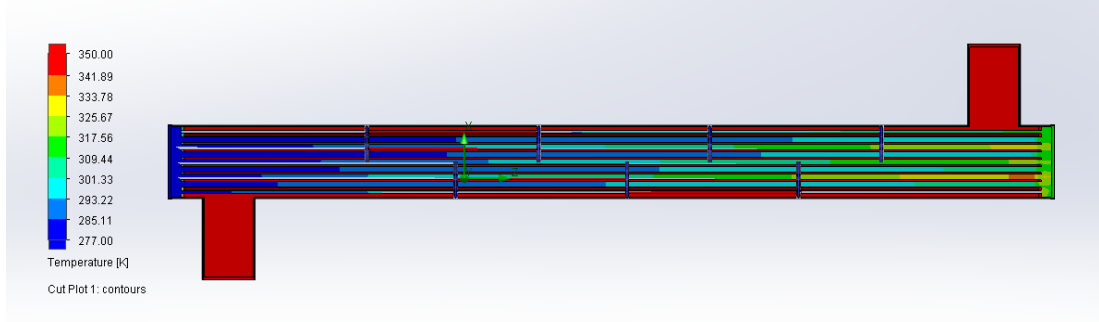


Şekil 4.53. TS-4/3 hız dağılımı

Değiştirilen boru dizilimli modelin analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı üniform olarak başlamakta yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Boru diziliminin değiştirilmesiyle ısı değiştirici içerisindeki kızgın buharın geçişi çok fazla zorlaşmış ve ortalama hız kritik seviyenin altına düşmüştür.

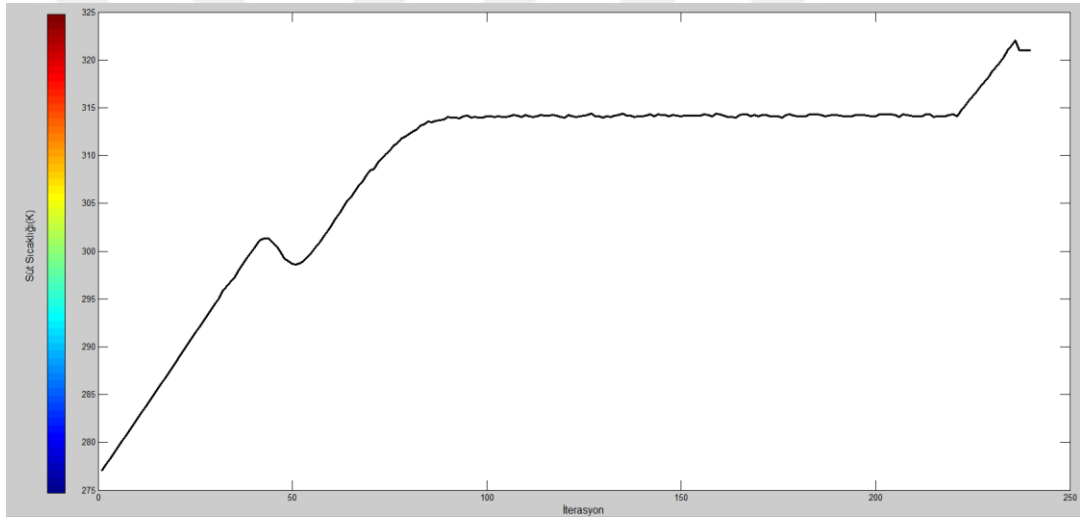


Şekil 4.54. TS-4/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.55. TS-4/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışanın geçişi zorlaşmış ısı aktarımı ciddi ölçüde düşmüş, basınç kaybı ise referans modele göre büyük ölçüde artmıştır.



Şekil 4.56. TS-4/3 sıcaklık-iterasyon grafiği

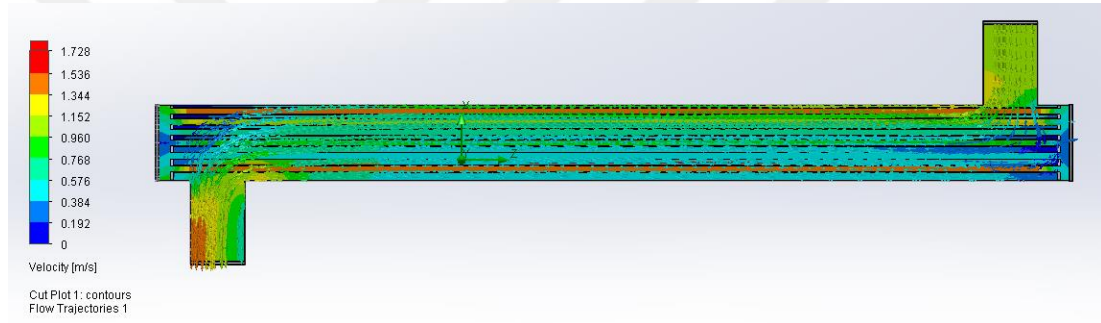
4.1.15. B-0 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımındaki boru dizilimi beşgen olacak şekilde değiştirilmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar 26,8 derece sıcaklık kaybederek 423,2K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 39,2 derece sıcaklık kazanarak 316,2 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru

tarafındaki basınç kaybı 584 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 7475 Pa olarak tespit edilmiştir.

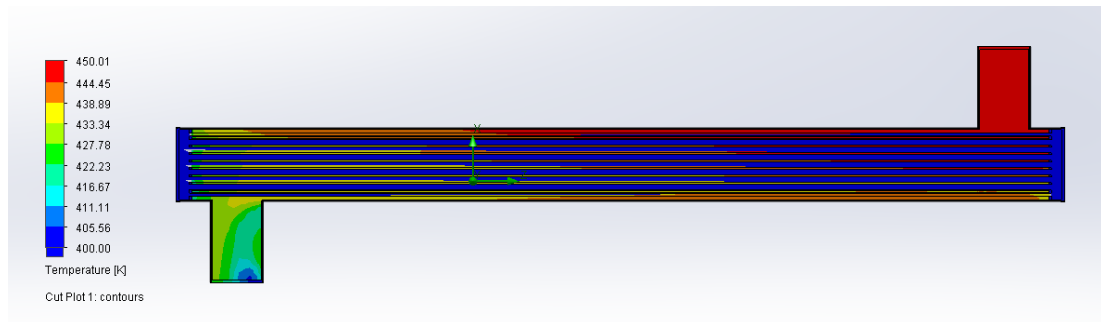
Tablo 4.15. B-0 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.912.224		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	107250,13	0,532
Kızgın Su Buharı Çıkış	423,2	99775,126	0,734
Fark	26,8	7475	-0,202
Süt Giriş	277	101876	0,06
Süt Çıkış	316,2	101292	0,1
Fark	39,2	584	-0,04

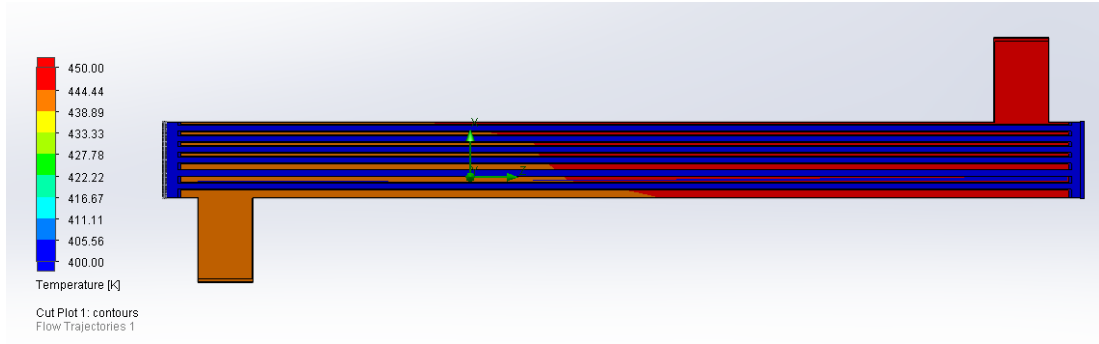


Şekil 4.57. B-0 hız dağılımı

Gövde ve boru tarafı hız dağılımı incelendiğinde hızın diğer analiz sonuçlarına göre ortalama bazda daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

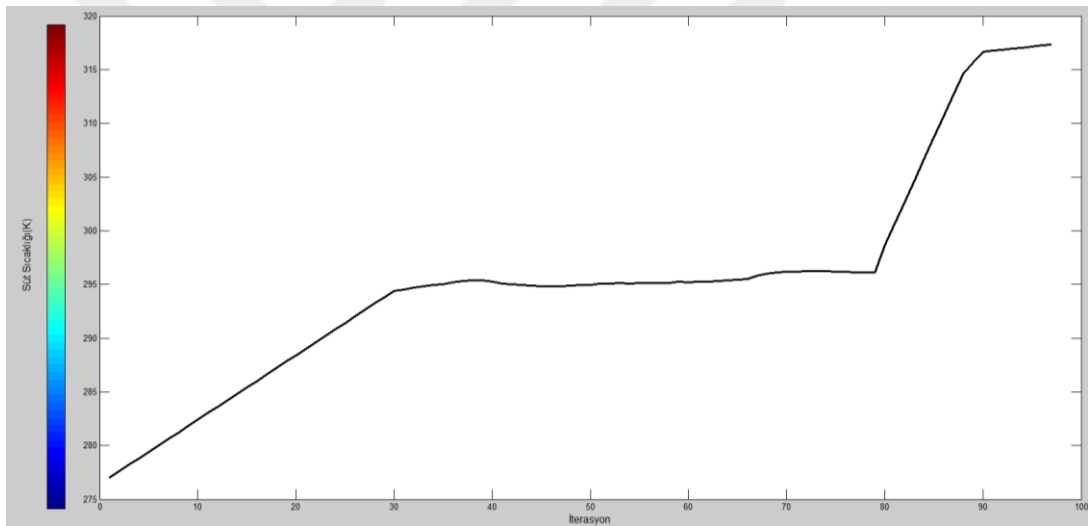


Şekil 4.58. B-0 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.59. B-0 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisinde akışanın kolaylaşmış ancak ısı aktarımı alanı düştüğü için ısı aktarım verimi ciddi ölçüde düşmüş, basınç kaybı ise referans modele göre büyük ölçüde artmıştır.



Şekil 4.60. B-0 sıcaklık-iterasyon grafiği

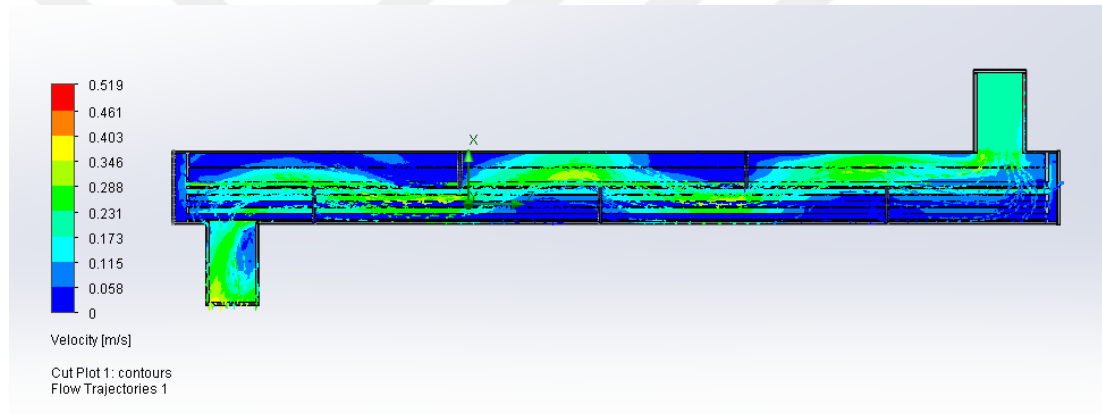
4.1.16. BS-2/3 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına 5 adet farklı eksenlerde şaşırtma elemanı eklenmiş ve beşgen borulu dizilimli biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar, 29,7 derece sıcaklık kaybederek 420,3 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 41,1 derece sıcaklık kazanarak 318,1 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz

değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 584Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 8106Pa olarak tespit edilmiştir.

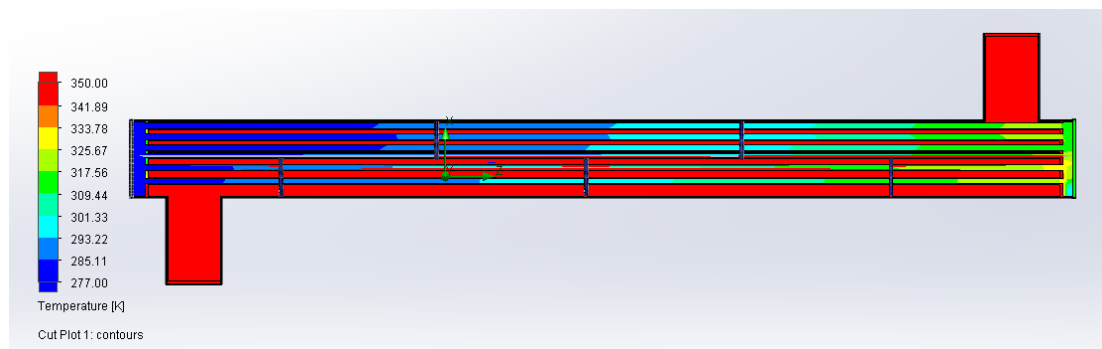
Tablo 4.16. BS-2/3 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.742.108		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	105104,13	0,532
Kızgın Su Buharı Çıkış	420,3	96998,126	0,734
Fark	29,7	8106	-0,202
Süt Giriş	277	101976	0,06
Süt Çıkış	318,1	101392	0,14
Fark	41,1	584	-0,08

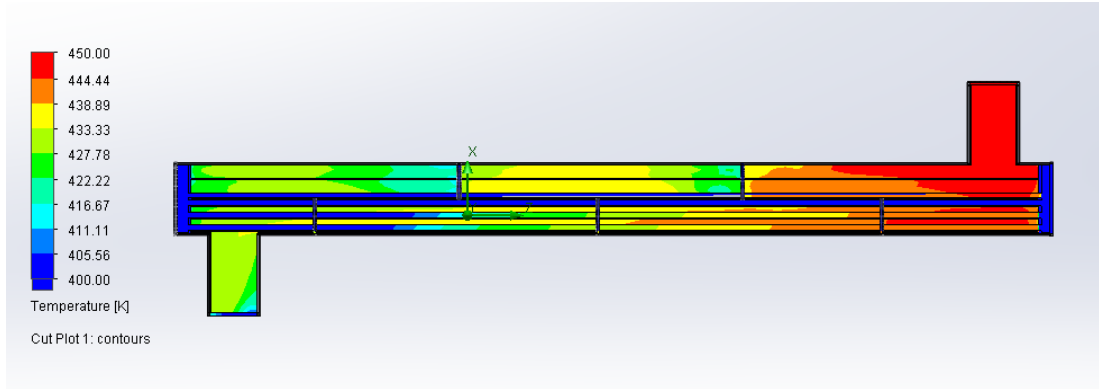


Şekil 4.61. BS-2/3 boru dağılımı

Boru diziliminin değiştirilmesiyle ve şaşırtma elemanları eklenmesiyle ısı değiştirici içerisindeki kızgın buharın geçişi çok fazla zorlaşmış ve ortalama hız kritik seviyenin altına düşmüştür.

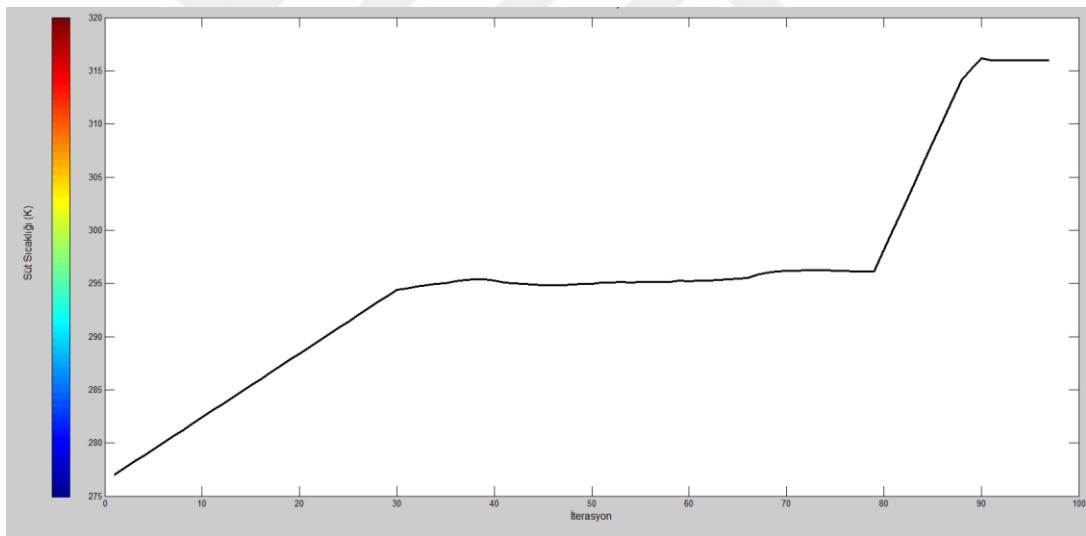


Şekil 4.62. BS-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.63. BS-2/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Boru tarafı sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde ısı değiştirici içerisindeki akışkanın akışı kolaylaşmış ancak ısı aktarımı alanı düştüğü için ısı aktarım verimi ciddi ölçüde düşmüş, basınç kaybı ise referans modele göre artmıştır.



Şekil 4.64. BS-2/3 sıcaklık-iterasyon grafiği

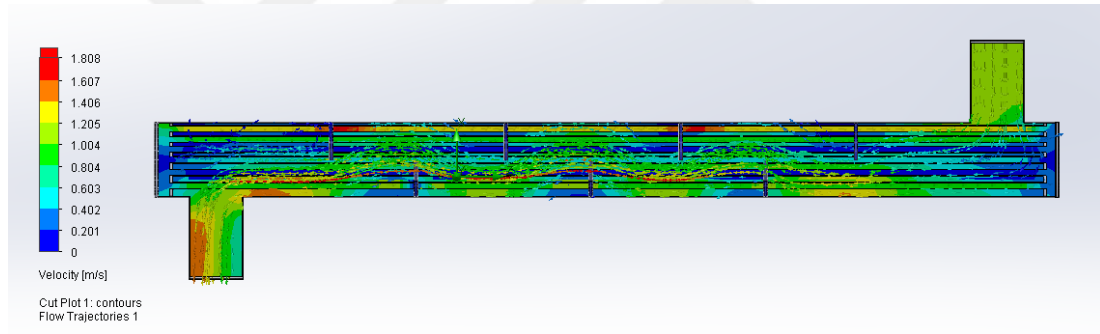
4.1.17. BS-4/3 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımındaki boru dizilimi beşgen olarak değiştirilmiş ve 7 adet şaşırtma elemanları eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar 26,8 derece sıcaklık kaybederek 423,2K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi,

277K sıcaklıkta ısı değıştiricisine girmiş, 44,3 derece sıcaklık kazanarak 321,3 K sıcaklıkta ısı değıştiriciyi terk etmiştir. Isı değıştirici içerisinde iki akışkanda da faz değışimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 584 Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 8378 Pa olarak tespit edilmiştir.

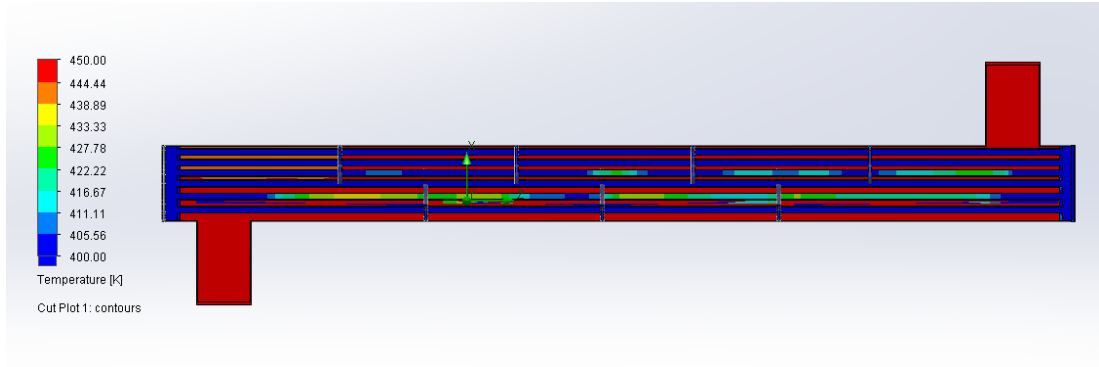
Tablo 4.17. BS-4/3 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.974.128		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	108152,13	0,532
Kızgın Su Buharı Çıkış	423,2	99775,126	0,834
Fark	26,8	8378	-0,302
Süt Giriş	277	101876	0,06
Süt Çıkış	321,3	101292	0,1
Fark	44,3	584	-0,04

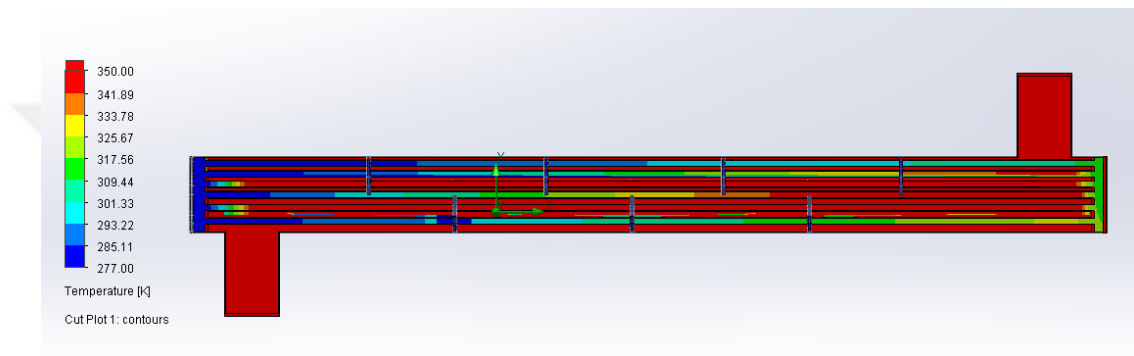


Şekil 4.65. BS-4/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı

Beşgen boru diziliimli modelin analiz sonuçlarına göre hız dağılımını incelendiğinde hız dağılımını üniform olarak başlamakta yerçekimi ve şaşırtma elemanlarıyla etkisi ile üniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Boru diziliminin değıştirilmesiyle ısı değıştirici içerisindeki kızgın buharın geçişi çok fazla zorlaşmış ve ortalama hız kritik seviyenin altına düşmüştür.

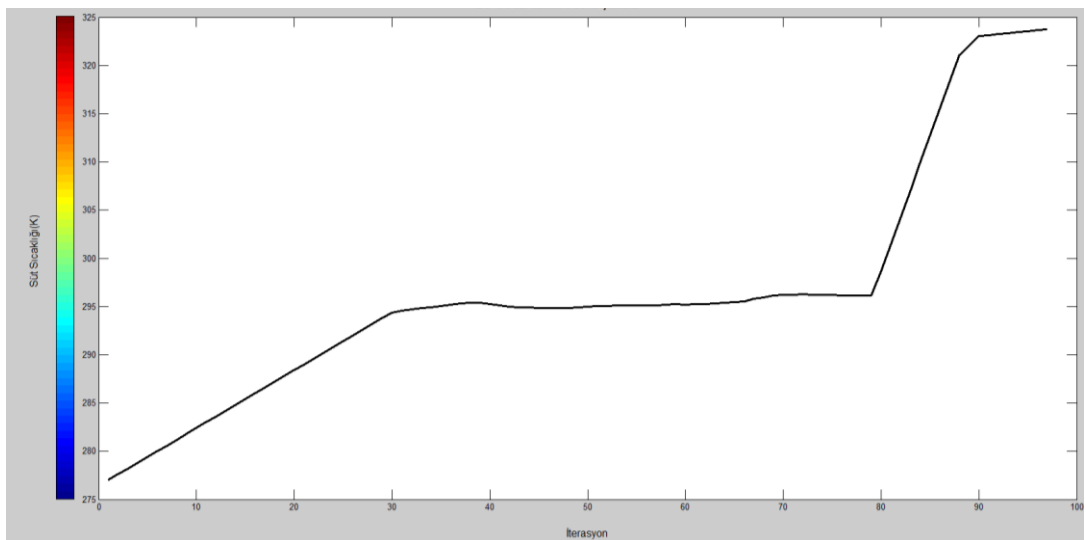


Şekil 4.66. BS-4/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.67. BS-4/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımı ve hız dağılım modeli beraber incelendiğinde görülmektedir ki ısı değiştirici içerisindeki akış kolaylaşmış ancak ısı aktarımı alanı düştüğü için ısı aktarım verimi ciddi ölçüde düşmüş, basınç kaybı ise referans modele göre artmıştır.



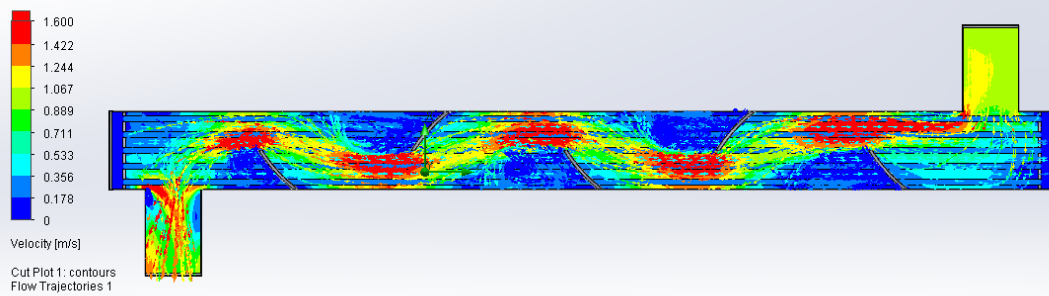
Şekil 4.68. BS-4/3 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.18. PR25-2/3 analizi

Referans alınan ısı değıştiricinin orijinal tasarımına 5 adet özgün tasarım şaşırtma elemanı eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Boru dizilimi perforasyon biçimindedir. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değıştiricisine gönderilen kızgın buhar, 14 derece sıcaklık kaybederek 436 K sıcaklıkta ısı değıştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değıştiricisine girmiş, 68,2 derece sıcaklık kazanarak 345,2K sıcaklıkta ısı değıştiriciyi terk etmiştir. Isı değıştirici içerisinde iki akışkanda da faz değışimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 499Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 5543 Pa olarak tespit edilmiştir.

Tablo 4.18. PR25-2/3 analiz sonuçları

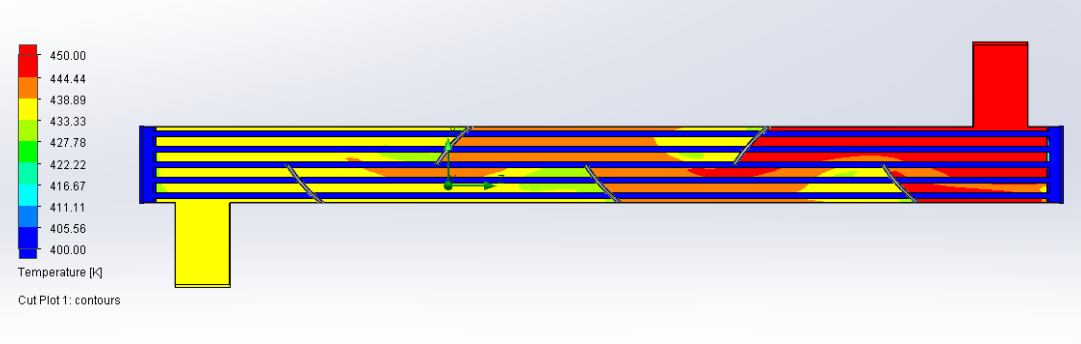
Mesh Sayısı	2.493.926		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	104562	0,53
Kızgın Su Buharı Çıkış	436	99019	0,55
Fark	14	5543	-0,02
Süt Giriş	277	101480	0,04
Süt Çıkış	345,2	100981	0,08
Fark	68,2	499	-0,04



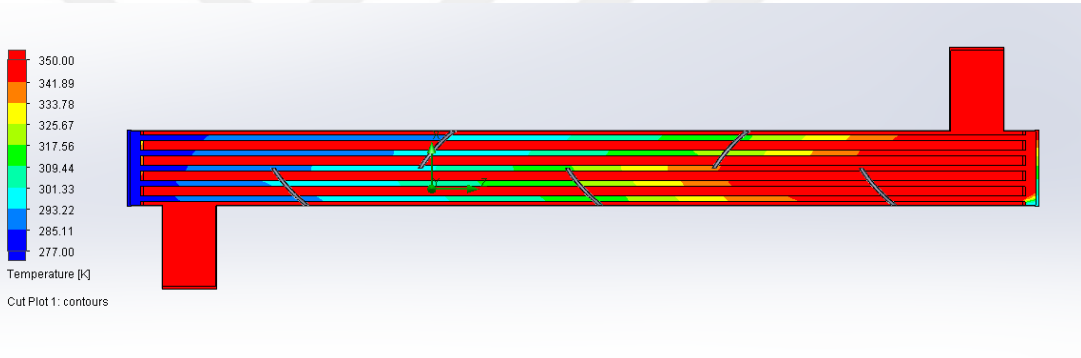
Şekil 4.69. PR25-2/3 hız dağılımı

Referans ısı değıştiricisi modeline özgün tasarım şaşırtma elemanları eklendiğinde analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı üniform olarak başlamakta akışkan şaşırtma elemanları tarafından yönlendirilmektedir. Hız dağılımı

modelinden görüleceği üzere ısı değiştirici içerisinde akışkanın kat ettiği mesafe artmış düz şaşırtma elemanlarına göre akışkanı engellemediğinden basınç kaybı ve termal verimliliği yüksek olan sonuçlar yaratmıştır.

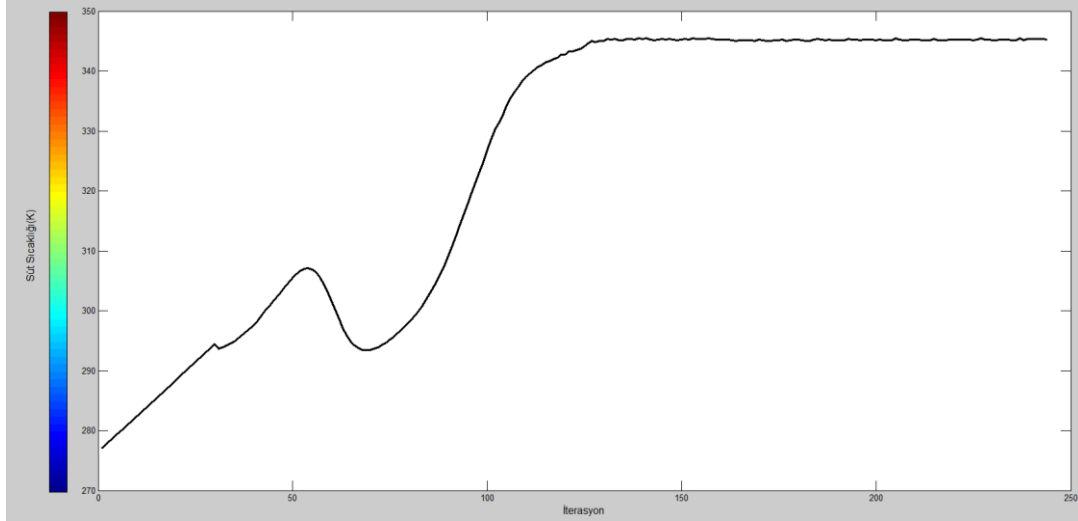


Şekil 4.70. PR25-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.71. PR25-2/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Referans ısı değiştiricisi modeline 5 adet özgün tasarım şaşırtma elemanı eklenince analiz sonuçlarına göre sıcaklık dağılımları incelendiğinde sıcaklık dağılımı şaşırtma elemanları ve yerçekiminin etkisiyle uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Sıcak akışkan özgün şaşırtma elemanlarının akışa uyumlu formu ile yönlendirilerek ısı değiştirici içerisinde daha fazla yol katetmesi sağlanmıştır. Bu etkiden dolayı basınç kaybı önemli ölçüde artmazken, ısı aktarımının ise önemli ölçüde arttığı tespit edilmiştir.



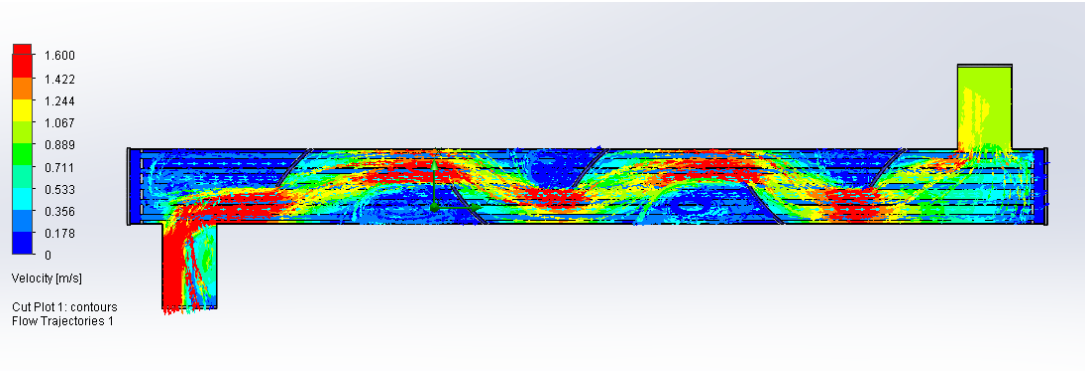
Şekil 4.72. PR25-2/3 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.19. PR25-3/2 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına 5 adet özgün tasarım şaşırtma elemanı farklı eksenlerde eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Boruların yerleşim biçimi perforasyon biçimindedir. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar, 13,77 derece sıcaklık kaybederek 436,9 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 61,8 derece sıcaklık kazanarak 338,8K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 499Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 5042 Pa olarak tespit edilmiştir.

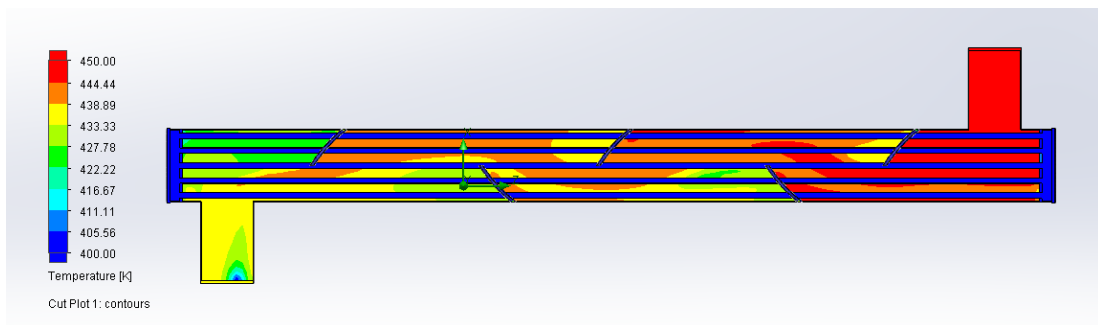
Tablo 4.19. PR25-3/2 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.495.824		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	104062	0,53
Kızgın Su Buharı Çıkış	436,23	99020	0,57
Fark	13,77	5042	-0,04
Süt Giriş	277	101480	0,04
Süt Çıkış	338,8	100981	0,08
Fark	61,8	499	-0,04

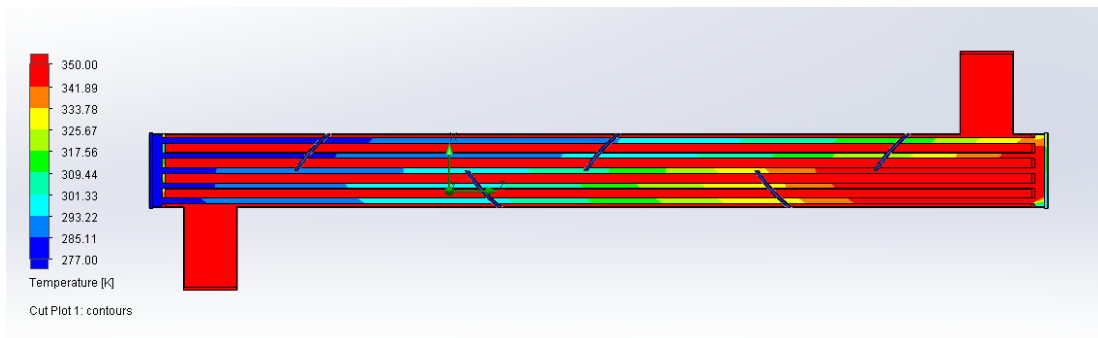


Şekil 4.73. PR25-3/2 hız dağılımı

Referans ısı değiştirici modeline özgün tasarım şaşırtma elemanları eklendiğinde analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı üniform olarak başlamakta akışkan şaşırtma elemanları tarafından yönlendirilmektedir. Hız dağılım modelinden görüleceği üzere ısı değiştirici içerisinde akışkanın kat ettiği mesafe artmış standart şaşırtma elemanlarına göre akışkanı engellemediğinden basınç kaybı ve termal verimliliği yüksek olan sonuçlar yaratmıştır. Ancak PR25-2/3' e göre termal ve hidrolik açıdan verimsizdir.

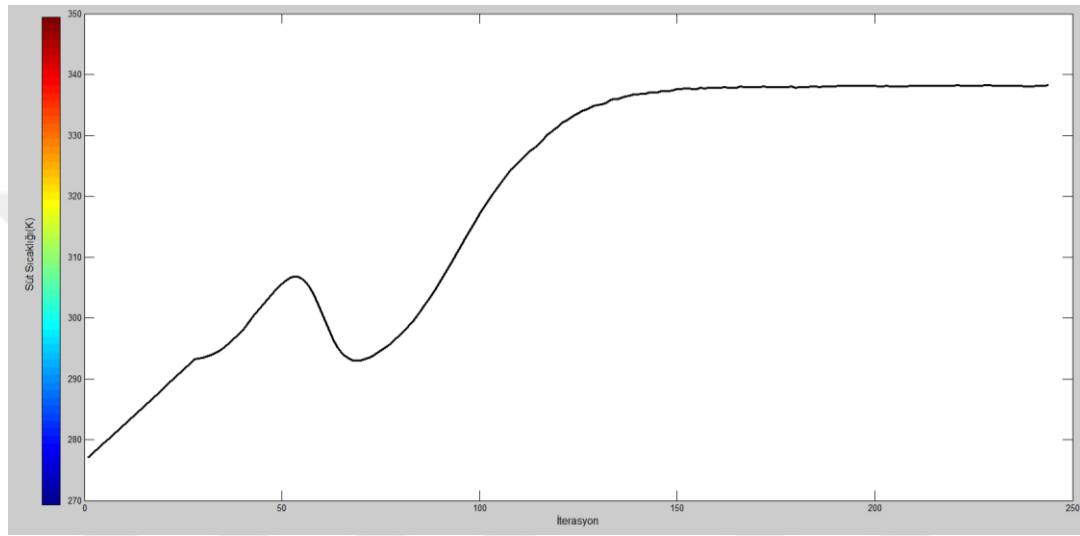


Şekil 4.74. PR25-3/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.75. PR25-3/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı

Analiz sonuçlarına göre sıcaklık dağılımları incelendiğinde görülmektedir ki sıcaklık dağılımı şaşırtma elemanları ve yerçekiminin etkisiyle uniform formundan çıkıp lokal türbülanslarla çıkış flanşından atmosfere açılmaktadır. Sıcak akışkan şaşırtma elemanları ile yönlendirilerek ısı değiştirici içerisinde daha fazla yol katetmesi sağlanmıştır. Bu etkiden dolayı basınç kaybı önemli ölçüde artmazken, ısı aktarım miktarı önemli ölçüde arttığı tespit edilmiştir.



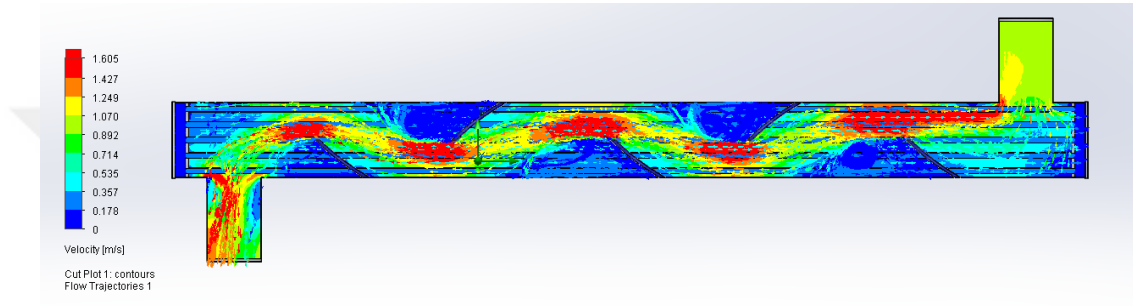
Şekil 4.76. PR25-3/2 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.20. PR40-2/3 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına 5 adet büküm açısı değiştirilmiş özgün tasarım şaşırtma elemanı eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450K sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar, 17,77 derece sıcaklık kaybederek 432,23 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 68,16 derece sıcaklık kazanarak 345,16K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 499Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 5542 Pa olarak tespit edilmiştir.

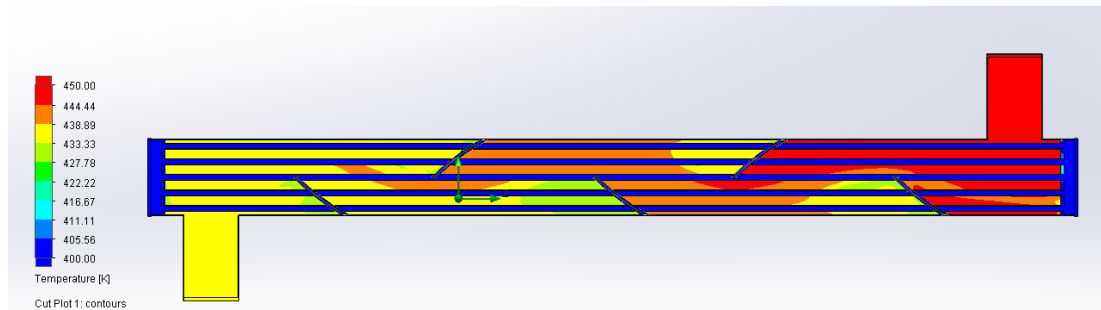
Tablo 4.20. PR40-2/3 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.492.622		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	105062	0,53
Kızgın Su Buharı Çıkış	432,23	99520	0,57
Fark	17,77	5542	-0,04
Süt Giriş	277	101480	0,04
Süt Çıkış	345,16	100981	0,08
Fark	68,16	499	-0,04



Şekil 4.77. PR40-2/3 hız dağılımı

Referans ısı değiştiricisi modeline 400mm radüslü özgün tasarım şaşırtma elemanları eklendiğinde analiz sonuçlarına göre hız dağılımı incelendiğinde hız dağılımı üniform olarak başlamakta akışkan şaşırtma elemanları tarafından yönlendirildiği görülmektedir. Hız dağılım modelinden görüleceği üzere ısı değiştirici içerisinde akışkanın kat ettiği mesafe artmış standart düz şaşırtma elemanlarına göre akışkanı engellemediğinden basınç kaybı ve termal verimliliği yüksek olan sonuçlar yaratmıştır.

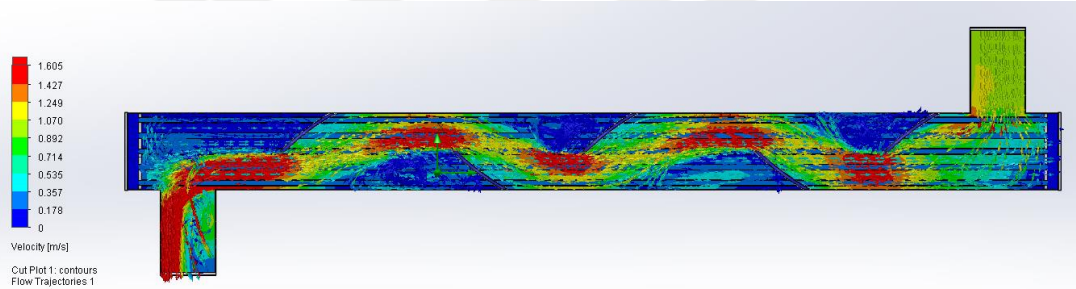


Şekil 4.78. PR40-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı

debi, 277K sıcaklıkta ısı değıştiricisine girmiş, 68,42 derece sıcaklık kazanarak 345,42K sıcaklıkta ısı değıştiriciyi terk etmiştir. Isı değıştirici içerisinde iki akışkanda da faz değışimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 499Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 5072 Pa olarak tespit edilmiştir.

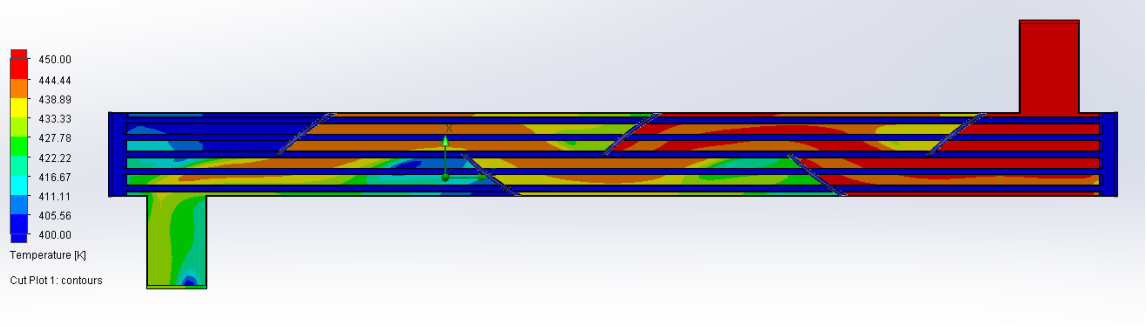
Tablo 4.21. PR40-3/2 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.498.402		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	105192	0,53
Kızgın Su Buharı Çıkış	429,25	100120	0,57
Fark	20,75	5072	-0,04
Süt Giriş	277	101480	0,04
Süt Çıkış	345,42	100981	0,08
Fark	68,42	499	-0,04

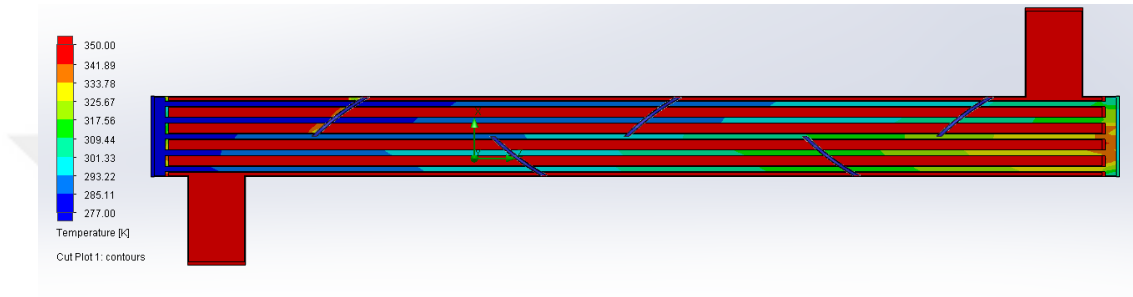


Şekil 4.81. PR40-3/2 hız dağılımı

Gövde ve boru tarafı hız dağılımları incelendiğinde hız dağılımının üniform olarak başladığı akışkan şaşırtma elemanları tarafından yönlendirildiği görölmektedir. Hız dağılım modelinden göröleceği üzere ısı değıştirici içerisinde akışkanın kat ettiği mesafe artmış standart şaşırtma elemanlarına göre özgün tasarımın akışkanı engellemediğinden basınç kaybı ve termal verimliliği yüksek olan sonuçlar yaratmıştır.

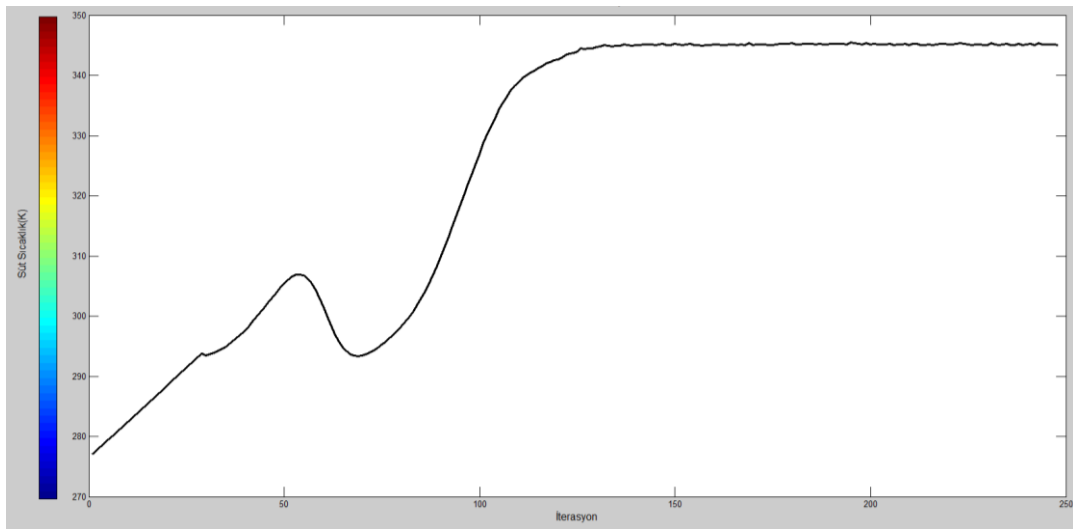


Şekil 4.82. PR40-3/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.83. PR40-3/2 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcak akışkan özgül ve büküm açısı büyütülmüş şaşırtma elemanları ile yönlendirilerek ısı değiştirici içerisinde daha fazla yol katetmesi sağlanmıştır. Bu etkiden dolayı basınç kaybı önemli ölçüde artmazken, ısı aktarım miktarı önemli ölçüde arttığı tespit edilmiştir.



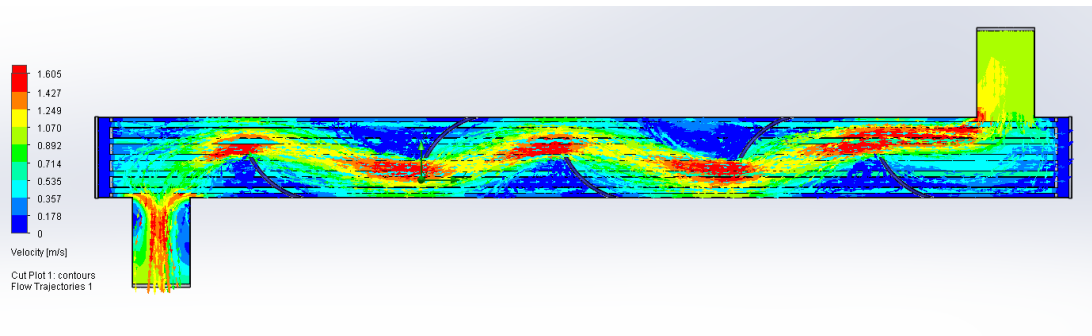
Şekil 4.84. PR40-3/2 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.22. PR60-2/3 analizi

Referans alınan ısı değıştiricinin orijinal tasarımına 5 adet büküm açısı değıştirilmiş özgün tasarım şaşırtma elemanı farklı eksenlerde eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleel debi, 450 sıcaklıkta ısı değıştiricisine gönderilen kızgın buhar, 25,8 derece sıcaklık kaybederek 424,2 K sıcaklıkta ısı değıştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleel debi, 277K sıcaklıkta ısı değıştiricisine girmiş, 71,25 derece sıcaklık kazanarak 348,25K sıcaklıkta ısı değıştiriciyi terk etmiştir. Isı değıştirici içerisinde iki akışkanda da faz değışimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 499Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 4821 Pa olarak tespit edilmiştir.

Tablo 4.22. PR60-2/3 analiz sonuçları

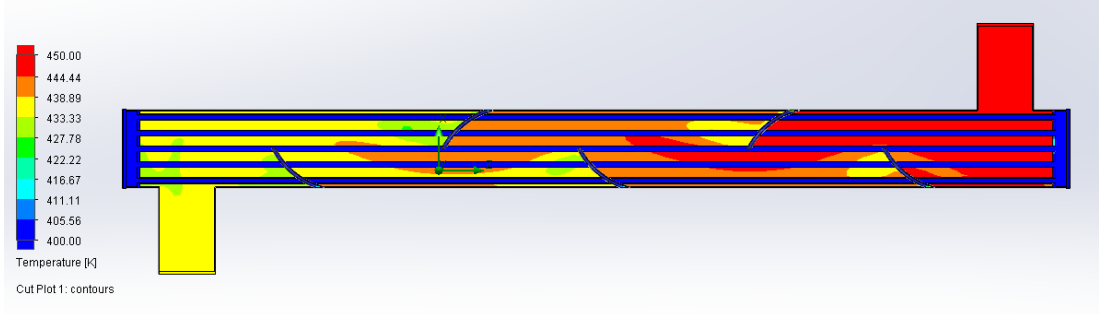
Mesh Sayısı	2.598.100		
	Sıcaklık(K)	Basınç(Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	105182	0,53
Kızgın Su Buharı Çıkış	424,2	100120	0,57
Fark	25,8	4821	-0,04
Süt Giriş	277	101480	0,04
Süt Çıkış	348,25	100981	0,08
Fark	71,25	499	-0,04



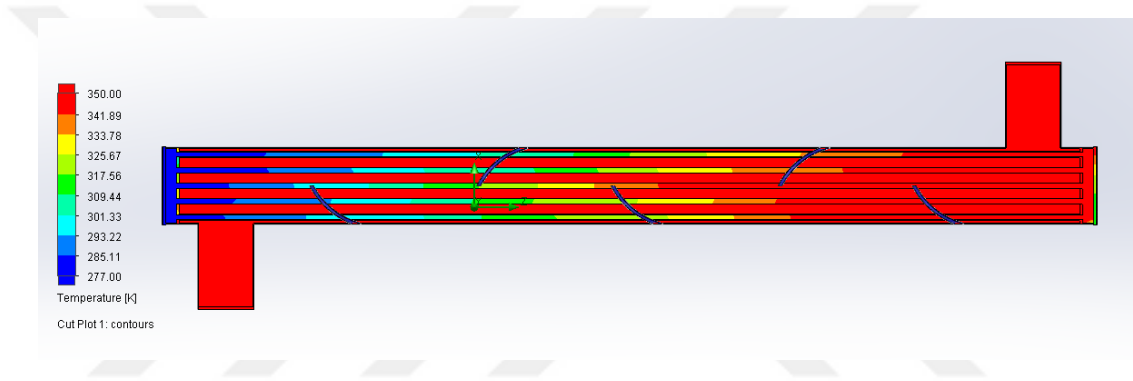
Şekil 4.85. PR60-2/3 hız dağılımı

Hız dağılım şekillerinden görüleceği üzere ısı değıştirici içerisinde akışkanın kat ettiği mesafe artmış standart şaşırtma elemanlarına göre büküm açısı büyültülmüş şaşırtma elemanları akışkanı engellemediği için basınç kaybı ve termal verimliliği yüksek olan

sonuçlar ortaya çıkmıştır. Diğer tüm tasarımlara göre termal ve hidrolik açıdan verimli olduğu görülmektedir.

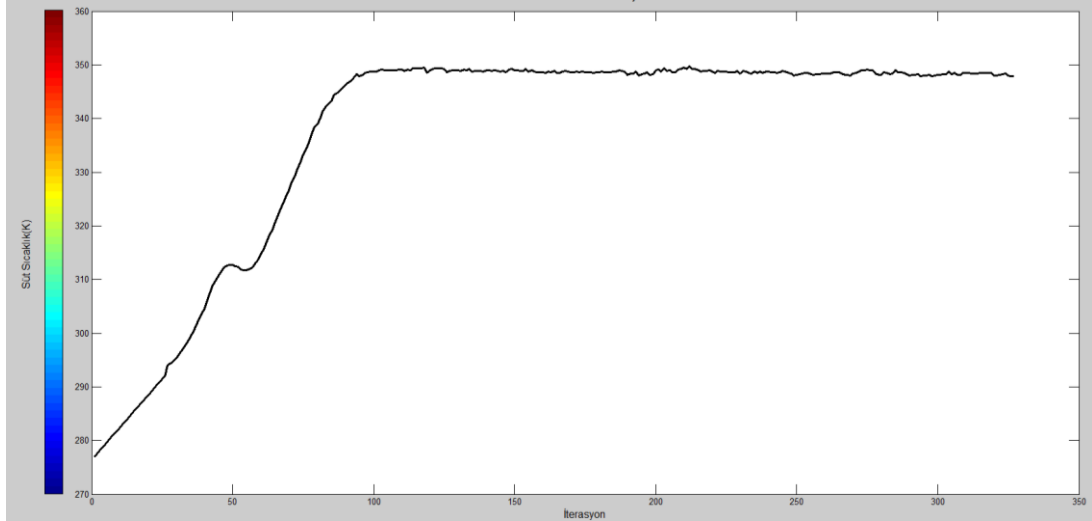


Şekil 4.86. PR60-2/3 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.87. PR60-2/3 boru tarafı sıcaklık dağılımı

Sıcaklık dağılımları da incelendiğinde sıcak akışkanın özgün şaşırtma elemanları ile yönlendirilerek ısı değiştirici içerisinde daha fazla yol katetmesi sağlandığı görülmektedir. Bu etkiden dolayı basınç kaybı önemli ölçüde artmazken, ısı aktarım miktarı önemli ölçüde arttığı tespit edilmiştir.



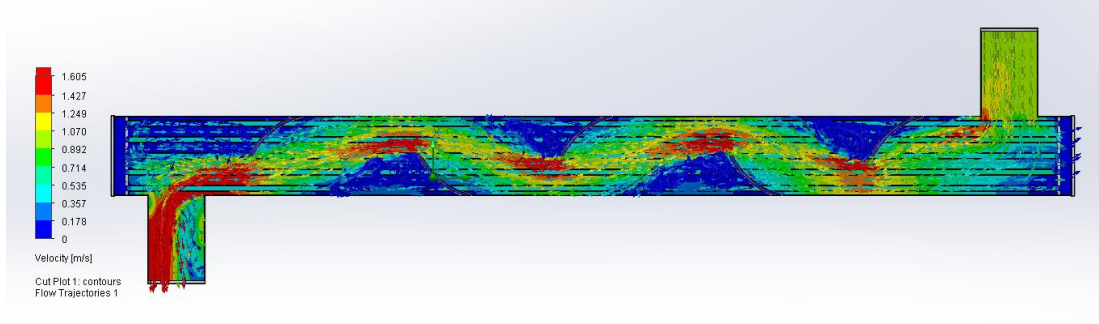
Şekil 4.88. PR60-2/3 sıcaklık-iterasyon grafiği

4.1.23. PR60-3/2 analizi

Referans alınan ısı değiştiricinin orijinal tasarımına 5 adet büküm açısı değiştirilmiş özgün tasarım şaşırtma elemanı farklı eksenlerde eklenmiş biçiminin hesaplamalı akışkanlar analizi sonuçlarıdır. Analiz sonuçlarına göre 6kg/s kütleli debi, 450 sıcaklıkta ısı değiştiricisine gönderilen kızgın buhar, 25,8 derece sıcaklık kaybederek 424,2 K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. İş akışkanı olan süt ise 1kg/s kütleli debi, 277K sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmiş, 69,31 derece sıcaklık kazanarak 346,31K sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Isı değiştirici içerisinde iki akışkanda da faz değişimi gerçekleşmemiştir. Boru tarafındaki basınç kaybı 499Pa, gövde tarafındaki basınç kaybı ise 5862 Pa olarak tespit edilmiştir.

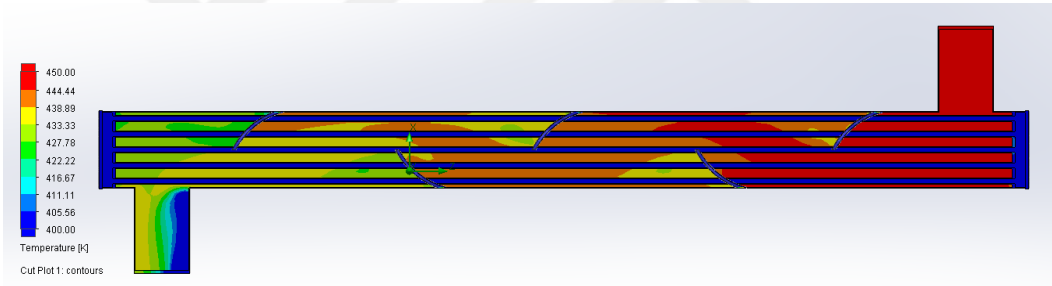
Tablo 4.23. PR60-3/2 analiz sonuçları

Mesh Sayısı	2.625.254		
	Sıcaklık(K)	Basınç (Pa)	Hız(m/s)
Kızgın Su Buharı Giriş	450	105982	0,53
Kızgın Su Buharı Çıkış	424,2	100120	0,57
Fark	25,8	5862	-0,04
Süt Giriş	277	101480	0,04
Süt Çıkış	346,31	100981	0,08
Fark	69,31	499	-0,04

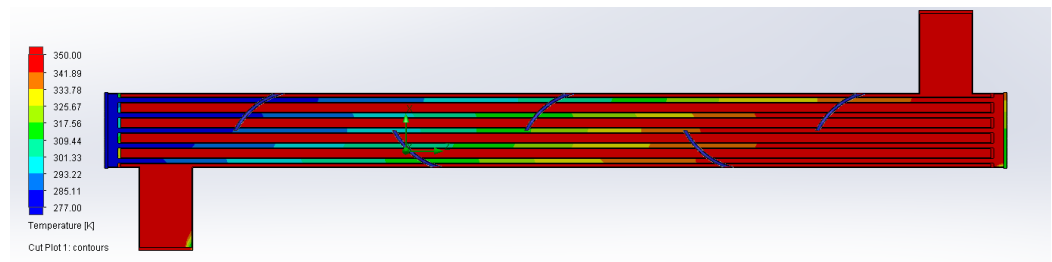


Şekil 4.89. PR60-3/2 hız dağılımı

Hız dağılım modelinden görüleceği üzere ısı değiştirici içerisinde akışkanın kat ettiği mesafe artmış düz şaşırtma elemanlarına göre akışkanı engellemediğinden basınç kaybı ve termal verimliliği yüksek olan sonuçlar yaratmıştır. Diğer tasarımlara göre genelde termal ve hidrolik açıdan daha verimli, ancak PR60-2/3'e göre daha verimsiz olduğu tespit edilmiştir.

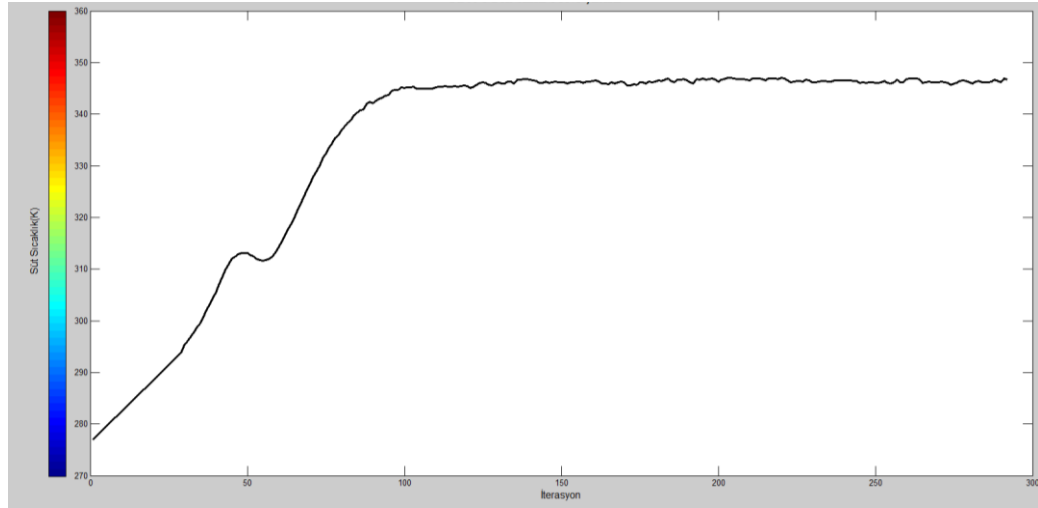


Şekil 4.90. PR60-3/2 gövde tarafı sıcaklık dağılımı



Şekil 4.91. PR60-3/2 boru tarafı sıcaklık dağılımı

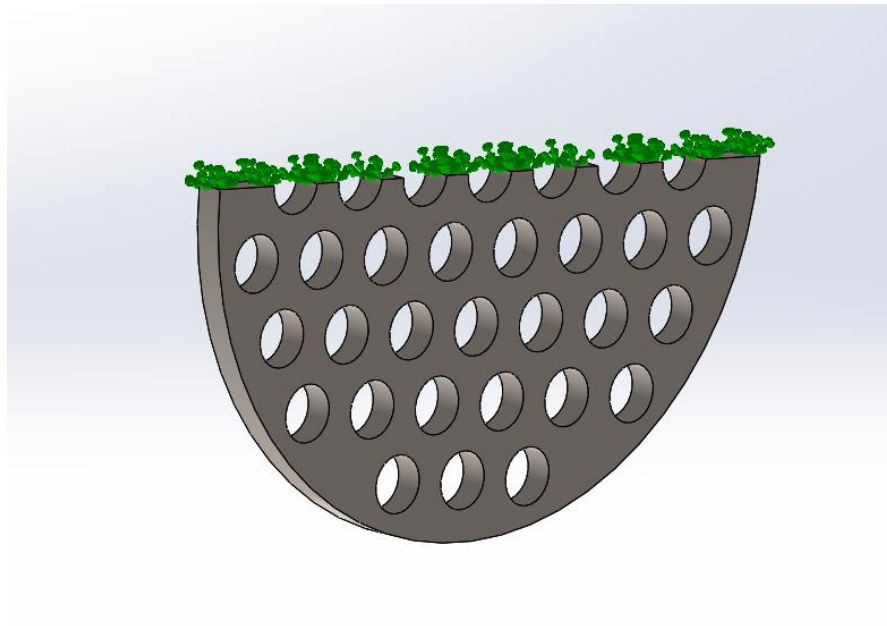
Gövde ve boru tarafı sıcaklık dağılımları incelendiğinde görülmektedir ki; sıcak akışkan, şaşırtma elemanları ile yönlendirilerek ısı değiştirici içerisinde daha fazla yol katetmesi sağlanmıştır. Bu etkiden dolayı basınç kaybı önemli ölçüde artmazken, ısı aktarım miktarı önemli ölçüde arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.92. PR60-3/2 sıcaklık-iterasyon grafiği

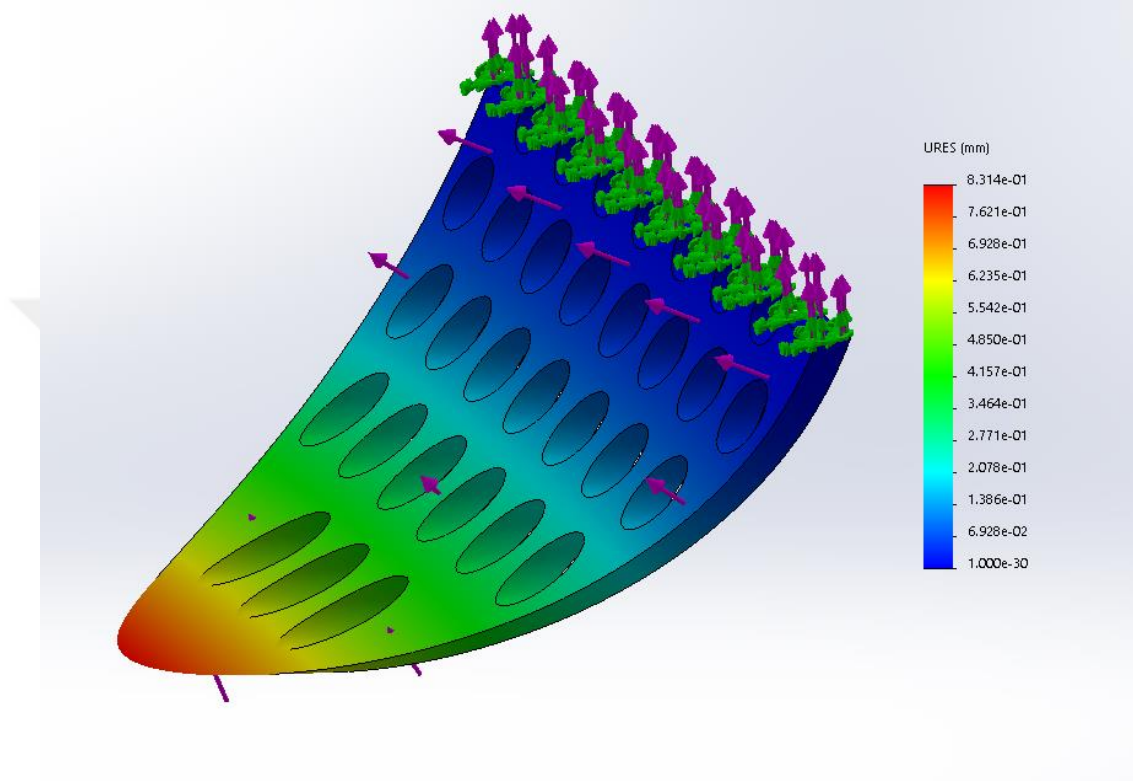
4.1. Yüzey Gerilim ve Üretim Analizi Sonuçları

Özgün tasarım denemelerinin hesaplamalı akışkanlar mekaniği sonuçlarına göre PR60-2/3 hem termal hemde hidrolik açıdan en verimli model olduğu tespit edilmiştir. PR60-2/3 şaşırtma elemanının üretebilirliğinin test edilebilmesi ve gerekli kuvvet hesaplamalarına ön çalışma olması için yüzey gerilim, gerilme ve yer değiştirme kuvvet analizleri yapılmıştır.



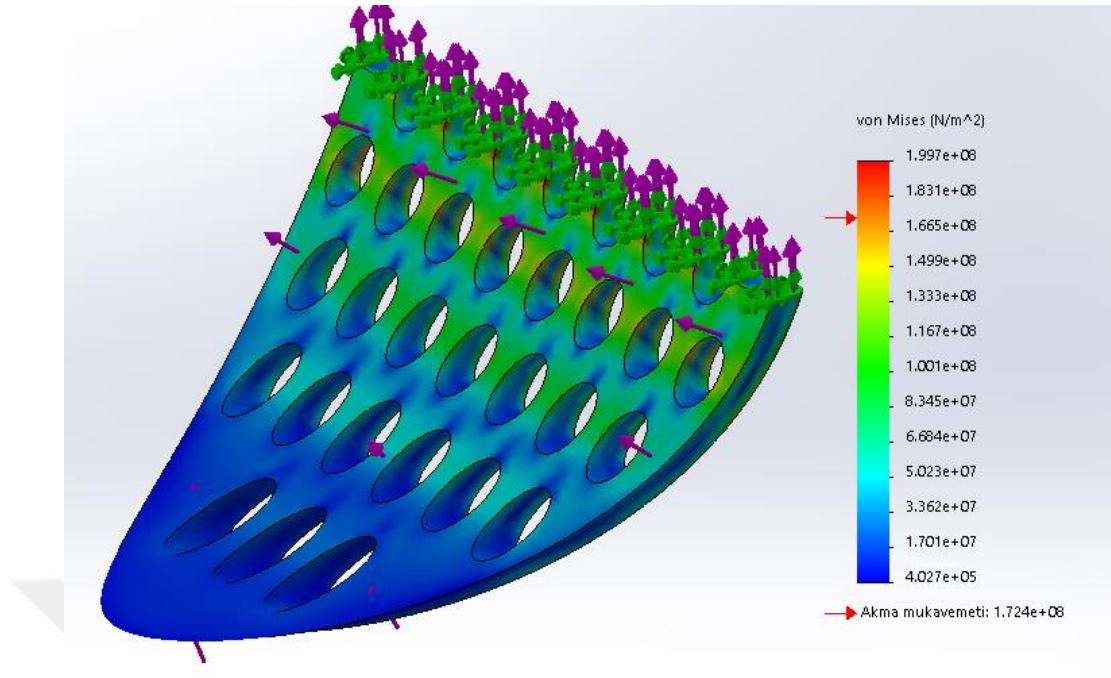
Şekil 4.93. Düz şaşırtma elemanı gösterimi

Başlangıçta düz olarak tasarlanan şaşırtma elemanı etkiyen bükülme kuvveti altında yaklaşık 60 mm yer değiştirerek yeni formu oluşturmuştur. Analiz sonuçları incelendiğinde 800kg baskı gücü sağlayan bir pres ile şekil verilip üretilebileceği görülmektedir.



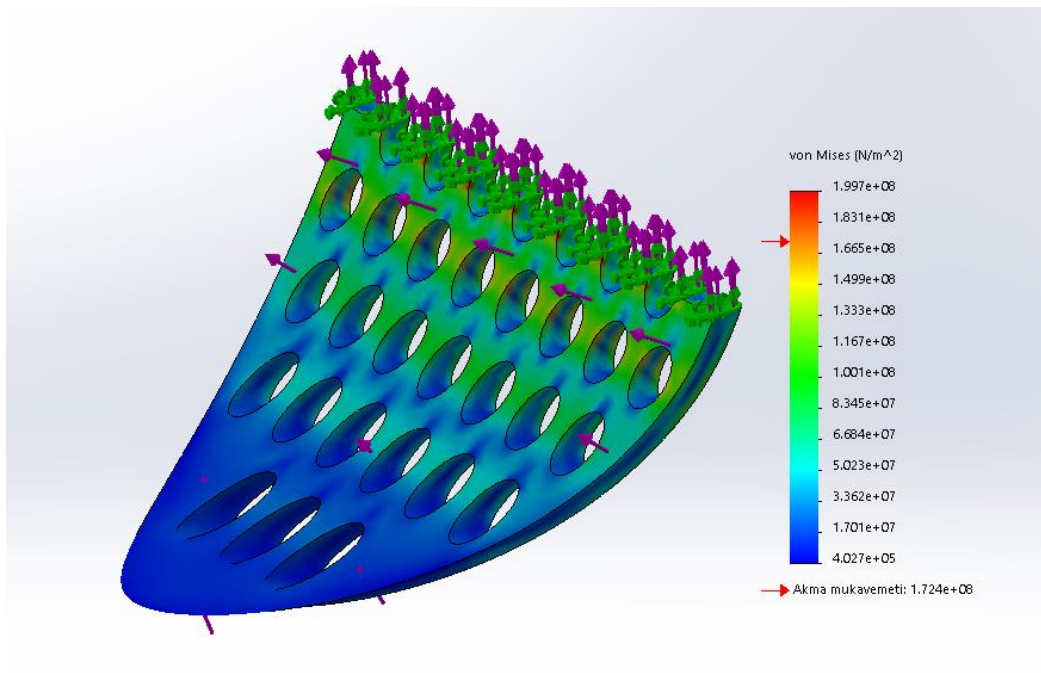
Şekil 4.94. Kuvvet- yerdeğiştirme analiz sonucu

Üretim esnasında malzeme için en kritik alanlar gerilimin en yoğun olduğu noktalardır. Etkiyen kuvvet keskin köşelerde toplanarak gerilme yığılmasına neden olmaktadır. Tasarlanan şaşırtma elemanında herhangi bir keskin köşe bulunmadığı için gerilim yığılması ve deformasyon yönünden herhangi bir sorun teşkil etmemektedir.



Şekil 4.95. Birleşik kuvvet gerilim analiz sonucu

Ayrıca farklı eksenlerdeki gerilmelerin toplanmasından elde edilen bileşik kuvvet analizinde de şaşırtma elemanı üzerinde ortaya çıkan gerilmeler malzemenin deformasyon sınırı olan 172 MPa' nın altında olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.96. Gerilim analiz sonucu

BÖLÜM 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Elde edilen sonuçlara göre referans alınan P-0 modelinde 450K sıcaklıkta 6kg/s kütlelesel debi ile gönderilen kızgın su buharı 30.8K sıcaklık kaybederek, 419.2K ile ısı değiştiriciyi terk etmektedir. 277K 1kg/s de ısı değiştiriciye giren süt 58.1 K sıcaklık kazanarak 335.1 K de ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Kızgın buhar yani gövde tarafında 4834 Pa basınç kaybı, süt yani boru tarafında 499 Pa basınç kaybı olduğu tespit edilmiştir.

Hidrolik ve termal açıdan en verimli boru dizilim biçiminin tespit edilebilmesi için yapılan analizlerde D-0 analizi yüksek basınç kaybından dolayı, T-0 ve B-0 modelleri ise düşük termal performanstan dolayı verimsiz bulunmuştur. P-0 analizindeki perforasyon tipi boru dizilimi 58,1 derece sıcaklık farkı ve 4843 Pa basınç kaybı ile en verimli boru dizilimi olduğu tespit edilmiştir.

Özgün tasarım şaşırtma elemanları arasında en verimli olan ise; 5 adet şaşırtma elemanı ile kurulan PR60-2/3 Modeli, termal ve hidrolik açıdan en verimli analiz sonuçlarına ulaşmıştır. 450K sıcaklıkta 6kg/s kütlelesel debi ile gönderilen kızgın su buharı 25.8 K sıcaklık kaybederek, 348.25 K ile ısı değiştiriciyi terk etmektedir. 277K 1kg/s de ısı değiştiriciye giren süt 71.25 K sıcaklık kazanarak 348,25 K de ısı değiştiriciyi terk etmiştir. Kızgın buhar yani gövde tarafında 4800 Pa basınç kaybı, süt yani boru tarafında 400 Pa basınç kaybı olduğu tespit edilmiştir.

Sonuç olarak yapılan tüm çalışmalar değerlendirildiğinde referans alınan ısı değiştirici modeli olan P-0'a göre, özgün tasarım şaşırtma elemanı içeren PR60-2/3'de termal verimlilik %22,63 oranında arttırılmış, basınç kaybı ise %0,27 oranında azaltılmıştır. Analiz sonuçları gösteriyor ki şaşırtma elemanı içermeyen P-0' a yakın bir basınç

kaybı ile aynı ısı değiştiricide özgün tasarım şaşırtma elemanı ile daha yüksek termal verim elde edilmektedir.

şaşırtma elemanı analiz sonuçları değerlendirildiğinde, en verimli model olan PR60-2/3 modelinde kullanılan özgün şaşırtma elemanı içeren model, aynı boru dizilimi ve konfigürasyonda PS-2/3 modelindeki standart şaşırtma elemanı içeren modele göre termal açıdan %11,44 ve hidrolik açıdan %35,1 daha verimli çıkmıştır. Analiz sonuçları gösteriyor ki özgün şaşırtma elemanı kullanımı aynı koşullardaki standart şaşırtma elemanına göre verim artışı sağlamaktadır. Farklı bir şaşırtma elemanı dizilimi kullanılan beş adet özgün şaşırtma elemanı içeren PR60-3/2 modeli de, aynı koşullarda standart şaşırtma elemanı içeren PS-3/2 modeline göre termal açıdan %13,25 ve hidrolik açıdan da %10,86 daha verimli olduğu tespit edilmiştir. Tasarlanan tüm özgün şaşırtma elemanları standart şaşırtma elemanına üstünlük sağlamıştır.

Standart şaşırtma elemanları gövde içersinde hareket eden akışkanı hareketini sert bir şekilde engelleyerek hızını düşürmekte, geçişini zorlaştırmakta ve dolayısıyla basınç kaybı yaratmaktadır. Akışkan hızın lokal noktalarda çok yavaşlaması termal verimliliği de düşürmektedir.

Özgün tasarım şaşırtma elemanı akışın önünde engel oluşturmadan akışkanı ısı değiştirici içersi de yönlendirmekte, basınç kaybını arttırmadan akışkanın ısı değiştirici içersinde kat ettiği mesafeyi arttırmıştır. Bu kazanımla termal verimlilik arttırılmış, basınç kaybı ise optimize edilmiştir.

Ayrıca tasarımı yapılan özgün şaşırtma elemanının gerilim analiz sonuçlarına göre, 800kg baskı gücü sağlayan bir pres ile şekil verilip üretilebileceği, seçilen malzemenin ise bu kuvvette karşı mukavim olduğu tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Kakaç, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij, A., Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design. 3. Baskı. Crc, 2012.
- [2] Genceli, O.F. Isı Değiştiricileri. Birsen Yayınevi, İstanbul, 1999.
- [3] Sharma, A. Introduction to Computational Fluid Dynamics Development, Application and Analysis. Wiley, 2017.
- [4] Wen, J., Yang, H., Wang, S., Xue, Y., Tong, X., Experimental investigation on performance comparison for shell and tube heat exchangers with different baffles. International Journal of Heat and Mass Transfer, 84: 990–997. 2015.
- [5] Milcheva, I., Heberle, F., Brüggemann, D., Modeling and simulation of a shell and tube heat exchanger for organic rankine cycle systems with double-segmental baffles by adapting the Bell-delaware method. Applied Thermal Engineering., 126: 507–517, 2017.
- [6] Ma, C. Y., Tighe, C. J., Gruar, R. I., Mahmud, T., Darr, J. A., Wang, X. Z., Numerical modelling of hydrothermal fluid flow and heat mtransfer in a tubular heat exchanger under near critical conditions. Journal of Supercritical Fluids., 57(3): 236–246, 2011.
- [7] Bichkar, P., Dandgaval, O., Dalvi, P., Godase, R., Dey, T., Study of shell and tube heat exchanger with the effect of types of baffles. Procedia Manufacturing., 20: 195–200, 2018.
- [8] Karima, A., Djamel, S., Ali, N., Houari, A., CFD investigations of thermal and dynamic behaviors in a tubular heat exchanger with butterfly baffles. Frontiers in Heat And Mass Transfer., 10, 2018.
- [9] Boehm, R.E. Desing Analysis of Thermal Systems. Wiley&Sons, Canada, 1987.

- [10] Pal, E., Kumar, I., Joshi, J. B., Maheshwari, N. K. CFD simulations of shell side flow in a shell and tube type heat exchanger with and without baffles. *Chemical Engineering Science.*, 143: 314– 340, 2016.
- [11] Ozden, E., Tari, I. Shell side CFD analysis of a small shell and tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management.*, 51(5): 1004–1014, 2010.
- [12] Shahril, S. M., Quadir, G. A., Amin, N. A. M., Badruddin, I. A. Thermo hydraulic performance analysis of a shell and double concentric tube heat exchanger using CFD. *International Journal of Heat And Mass Transfer.*, 105, 781–798, 2017.
- [13] Abbasian, A. A., Moradi, R. Shell and tube heat exchanger optimization using new baffle and tube configuration. *Applied Thermal Engineering.*, 157, 2019.
- [14] Batalha L., G., Suaiden Klein, T., De Andrade Medronho, R. 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.
- [15] Lei, Y., Li, Y., Jing, S., Song, C., Lyu, Y., Wang, F. Design and performance analysis of the novel shell and tube heat exchangers with louver baffles. *Applied Thermal Engineering.*, 125: 870–879, 2017.
- [16] Zhang, M., Meng, F., Geng, Z. CFD simulation on shell and tube heat exchangers with small angle helical baffles. *Frontiers of Chemical Science and Engineering.*, 9(2): 183–193, 2015.
- [17] Fraas, A.P. *Heat Exchanger Design*. Wiley&Sons, 1989.
- [18] Wang, L., Sun, D. W. Recent developments in numerical modelling of heating and cooling processes in the food industry- a review. *Trends in Food Science and Technology.*, 14(10): 408–423, 2003.
- [19] Boehm, R.E. *Design Analysis of Thermal Systems*. Wiley, Sons, Canada, 1987.
- [20] Singh, R.P., Heldman D.R. *Gıda Mühendisliğine Giriş*. 5. Baskı, Nobel, 2015.

- [21] Wang, L. Sunden, B., Manglik, R. M. Plate Heat Exchangers Design, Applications and Performance. Wit, 2007.
- [22] Heldman, D.R., Lund, D.B. Handbook of Food Engineering. 2. Baskı Crc, 2007.
- [23] Saldamlı, İ., Saldamlı E. Gıda Endüstrisi Makineleri. Savaş Kitabevi, Ankara, 2004.
- [24] Grijspeerdt, K., Mortier, L., De Block, J., Van Renterghem, R. Applications of modelling to optimise ultra high temperature milk heat exchangers with respect to fouling. Food Control., 15(2): 117–130, 2004.
- [25] Shah, R.K., Sekulic, D.P. Fundamentals Of Heat Exchanger Design. Wiley, 2003.
- [26] Geankoplis, C.J. Taşınma Süreçleri ve Ayrırma Süreci İlkeleri. 4.Baskı, Güven Bilimsel, 2011.
- [27] Thulukkanam, K. Heat Exchanger Design Handbook. Crc, 2013.
- [28] Valentas, K., Rotstein, E., Singh, R.P. Handbook of Food Engineering Practise. Crc, 1997.
- [29] Çengel,Y. Isı ve Kütle Transferi Pratik Bir Yaklaşım. 3. Baskı, İzmir: Güven Bilimsel, 2011.
- [30] Çengel,Y., Ghajar, A.J. Heat and Mass Transfer Fundamentals, Applications. 5. Baskı, Mcgraw Hill Education, 2015.
- [31] Al-Anizi, S. S., Al-Otaibi, A. M. Double perforated impingement plate in shell and tube heat exchanger. Heat Transfer Engineering., 30(10–11): 885–894, 2009.
- [32] Hagen, K.D. Heat Transfer with Applications. Prentice-Hall, 1999.
- [33] Lee, H. Thermal Design Wiley Canada, 2010.
- [34] Costa, A. L. H., Queiroz, E. M. Design optimization of shell and tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering., 28(14–15): 1798–1805, 2008.

- [35] Gaddis, E. S., Gnielinski, V. Pressure drop on the shell side of shell and tube heat exchangers with segmental baffles. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 36(2): 149–159, 1997.
- [36] Varzakas, T., Tzia, C. *Food Engineering Handbook: Food Engineering Fundamentals*. Crc, 2015.
- [37] Gužela, Š., Dzianik, F., Juriga, M., Kabát, J. Shell and tube heat exchanger the heat transfer area design process. *Journal of Mechanical Engineering*, 67(2): 13–24, 2017.
- [38] Mostafa, A. A. H., Khalil, E. E., El-Hariry, G., Abdelmaksoud, W. A., ,Saad, E. M. Shell and Tube Heat Exchanger Performance. 15th International Energy Conversion Engineering Conference, 2017, 5(2): 49–52, 2017.
- [39] Prithiviraj, M., Andrews, M. J. Three dimensional numerical simulation of shell and tube heat exchangers. part 1: foundation and fluid mechanics. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 33(8): 799–816, 1998.
- [40] Xia, B., Sun, D. W. Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the food industry: a review. *Computers and Electronics in Agriculture*, 34(1–3): 5–24, 2002.
- [41] Blazek, J. *Computational Fluid Dynamics Principles and Applications*. 3. Baskı, Elsevier, 2015.
- [42] Andersson, B., Andersson R., Hakansson, L., Mortensen. M., Sudiyo, R. Wachem, B. *Computational Fluid Dynamics for Engineers*. Cambridge University Press, 2012.
- [43] Norton, T., Sun, D. W. Computational fluid dynamics (CFD) - an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: a review. *Trends In Food Science And Technology*, 17(11): 600–620, 2006.
- [44] Tu, J., Yeoh, G.H., Liu, C. *Computational Fluid Dynamics a Practical Approach*. 3. Baskı, Elsevier, 2018.
- [45] Löhner, R. *Applied Computational Fluid Dynamics Techniques an Introduction Based on Finite Element Methods*. 2. Baskı, John Wiley&Sons, 2008.

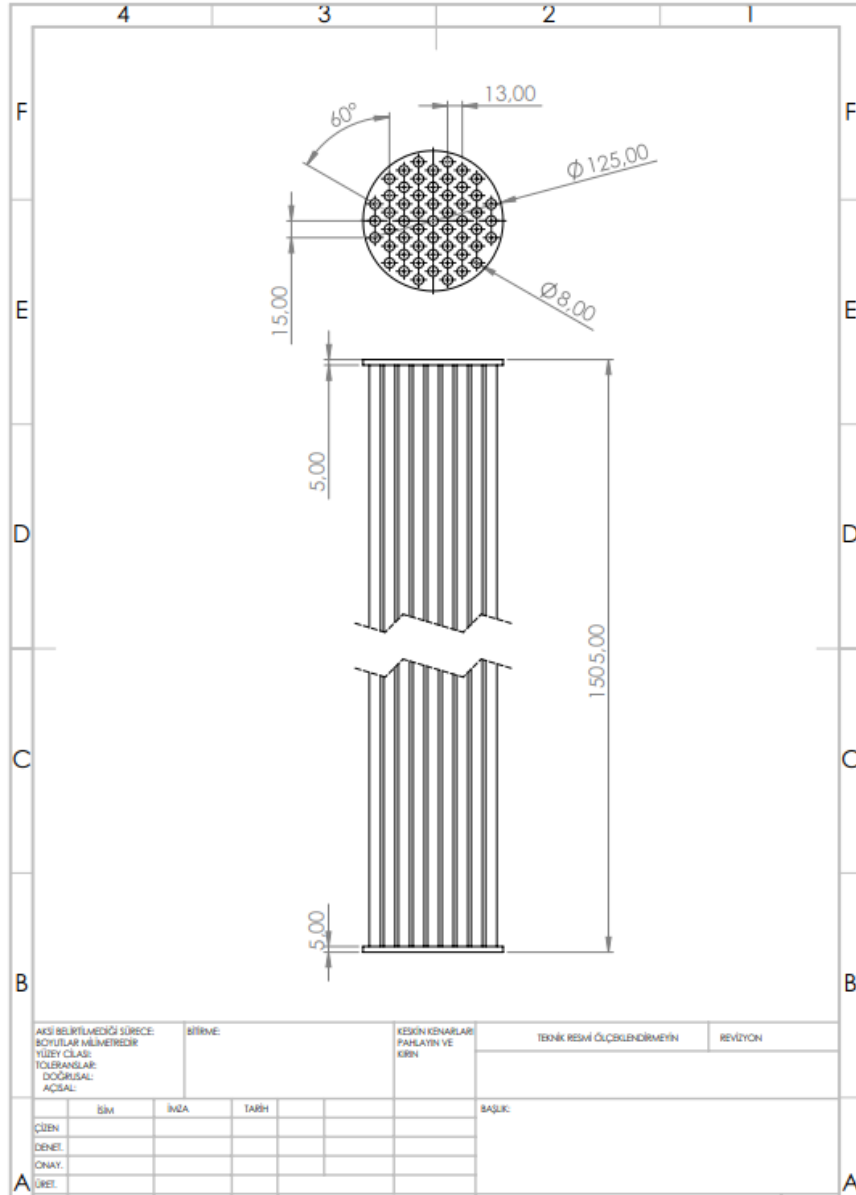
- [46] Yanniotis, S., Sunden, B. Heat Transfer in Food Processing Recent Developments and Applications. Wit Press, 2007.
- [47] Scott, G., Richardson, P. The application of computational fluid dynamics in the food industry. Trends in Food Science and Technology., 8(4): 119–124, 1997.
- [48] Süfer, Ö., Kumcuoğlu, S., Tavman, Ş., Gıda mühendisliğinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamaları. Akademik Gıda., 14(4): 465–471, 2016.
- [49] Aslam B., M. M., Hayat, N., Bashir, M. H., Khan, A. R., Ahmad, K. N., Khan, S. CFD Applications in various heat exchangers design: a review. Applied Thermal Engineering., 32(1): 1–12, 2012.
- [50] Versteeg, H.K., Malalasekera W. (2007). An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method. 2. Baskı, Pearson Education Limited, İngiltere, 2007.
- [51] Lewis, R. W., Morgan, K., Thomas, H.R. , Seetharamu, K.N. The Finite Element Method with Heat Transfer Analysis. Wiley&Sons, 1994.
- [52] Ranganayakulu, C., Seetharamu, K.N. Compact Heat Exchangers – Analysis, Design and Optimization Using FEM and CFD Approach. Wiley, 2018.

ÖZGEÇMİŞ

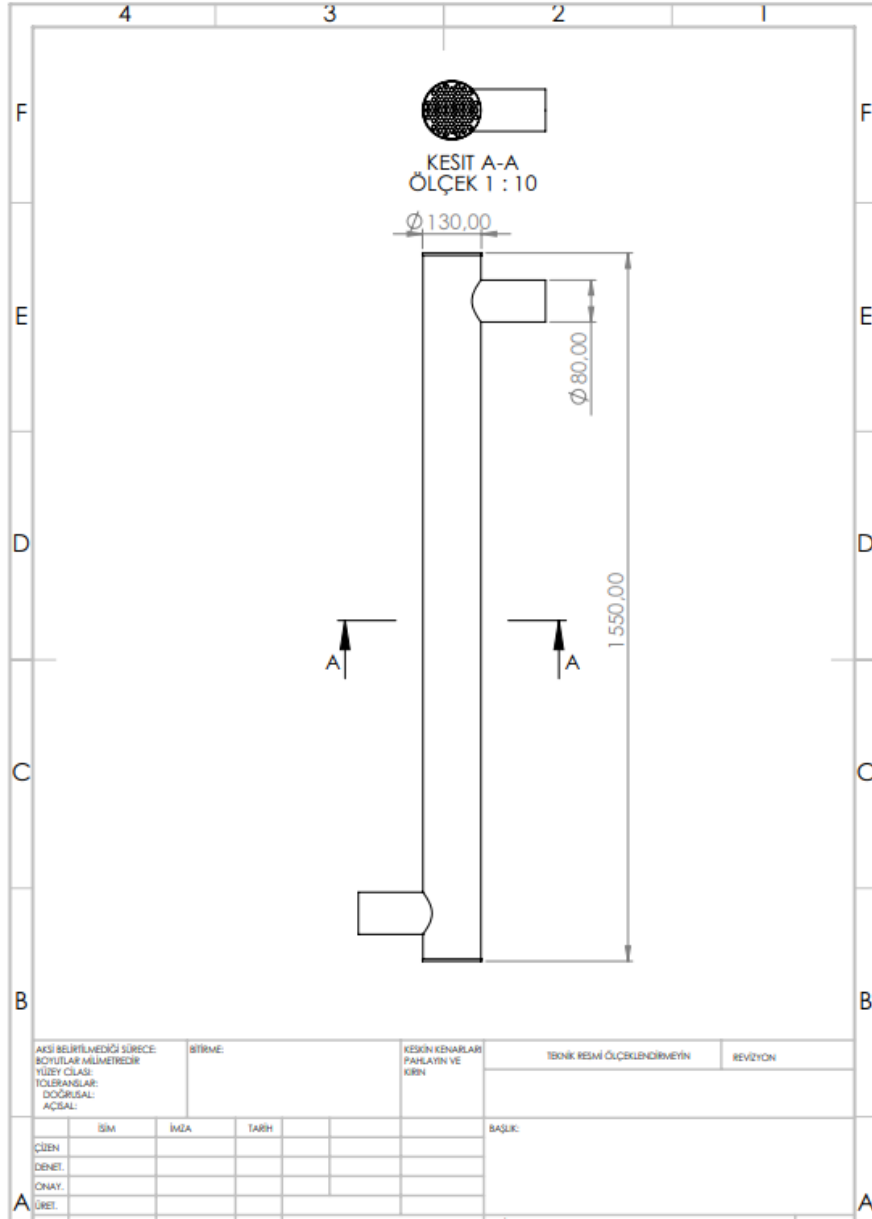
Kübra Bulduk, 09.08.1993'da Sakarya'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Sakarya'da tamamladı. 2011 yılında Sakarya Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2011 yılında başladığı Hacettepe Üniversitesi Gıda Mühendisliği Bölümü'nü 2016 yılında bitirdi. 2017 yılında Sakarya Üniversitesi Gıda Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine başladı. 2019 yılında Ankara Üniversitesi'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı. Halen Ankara Üniversitesi Gıda Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.

EKLER

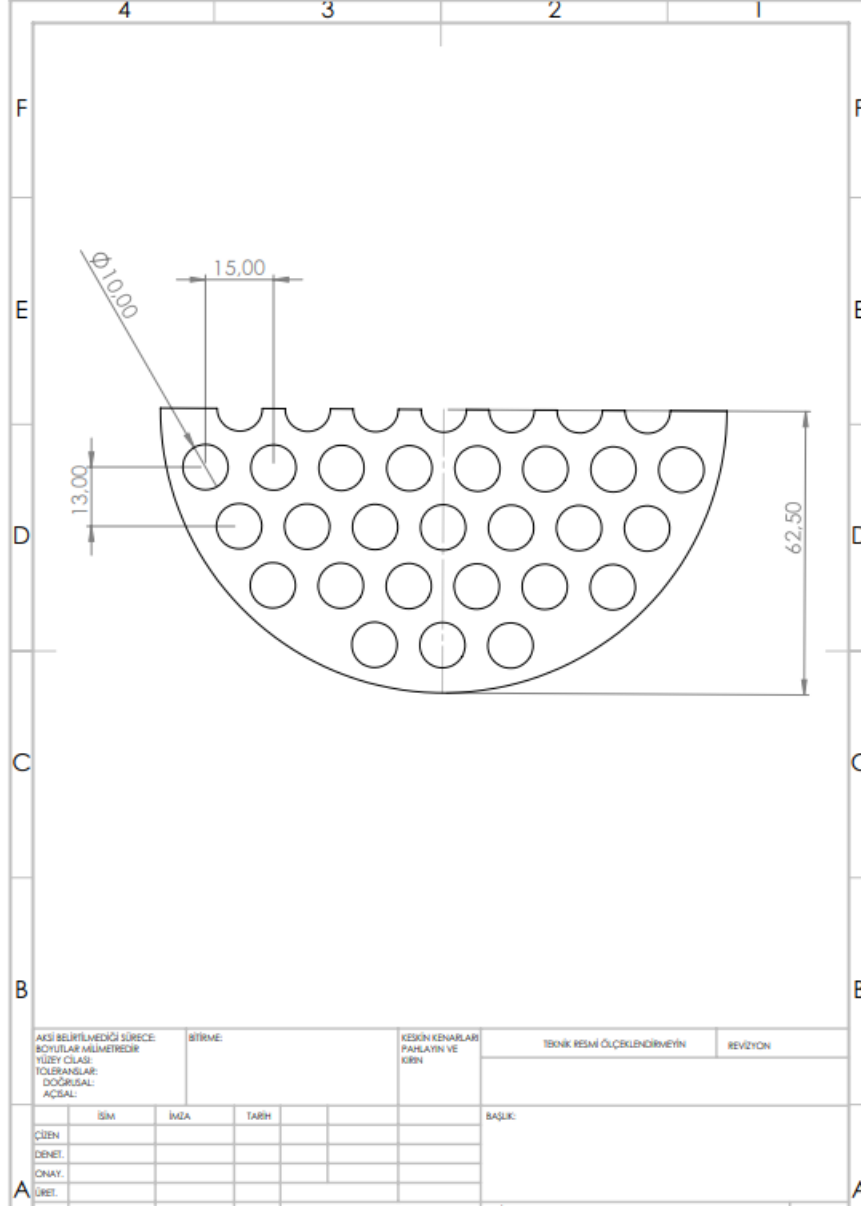
EK 1: Referans Alman Isı Değiştirici Teknik Resmi-1



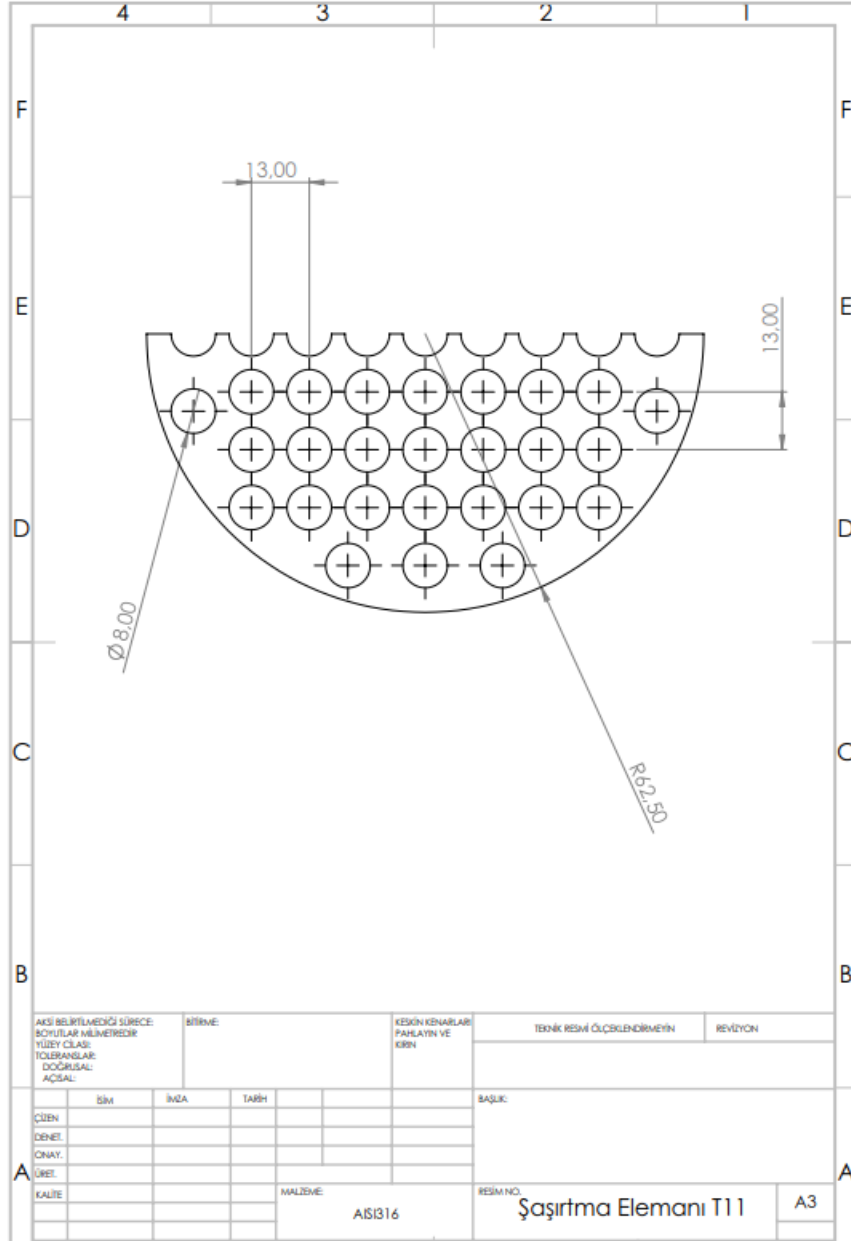
EK 2: Referans Alınan Isı Değiştirici Teknik Resmi-2



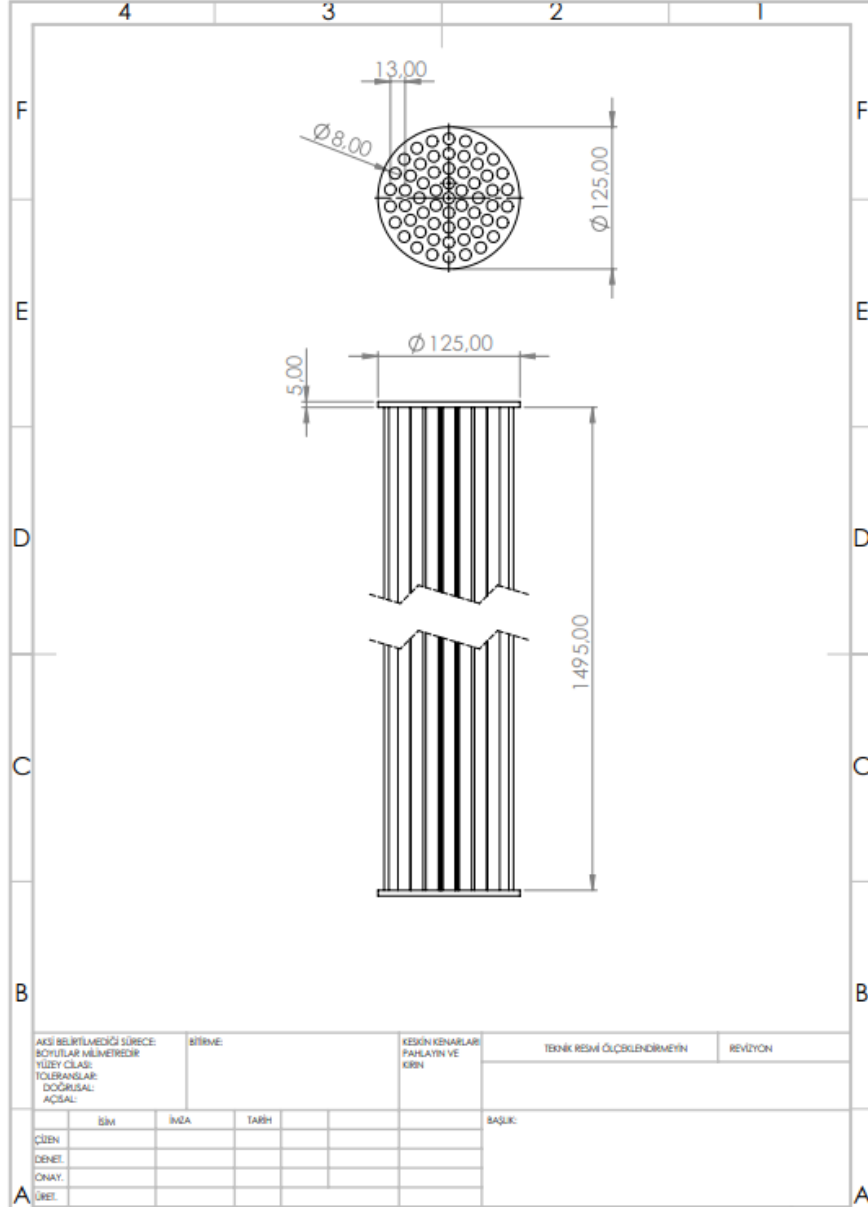
EK 3: Referans Alınan Isı Değiştirici İçin Düz Şaşırtma Elemanı Teknik Resmi



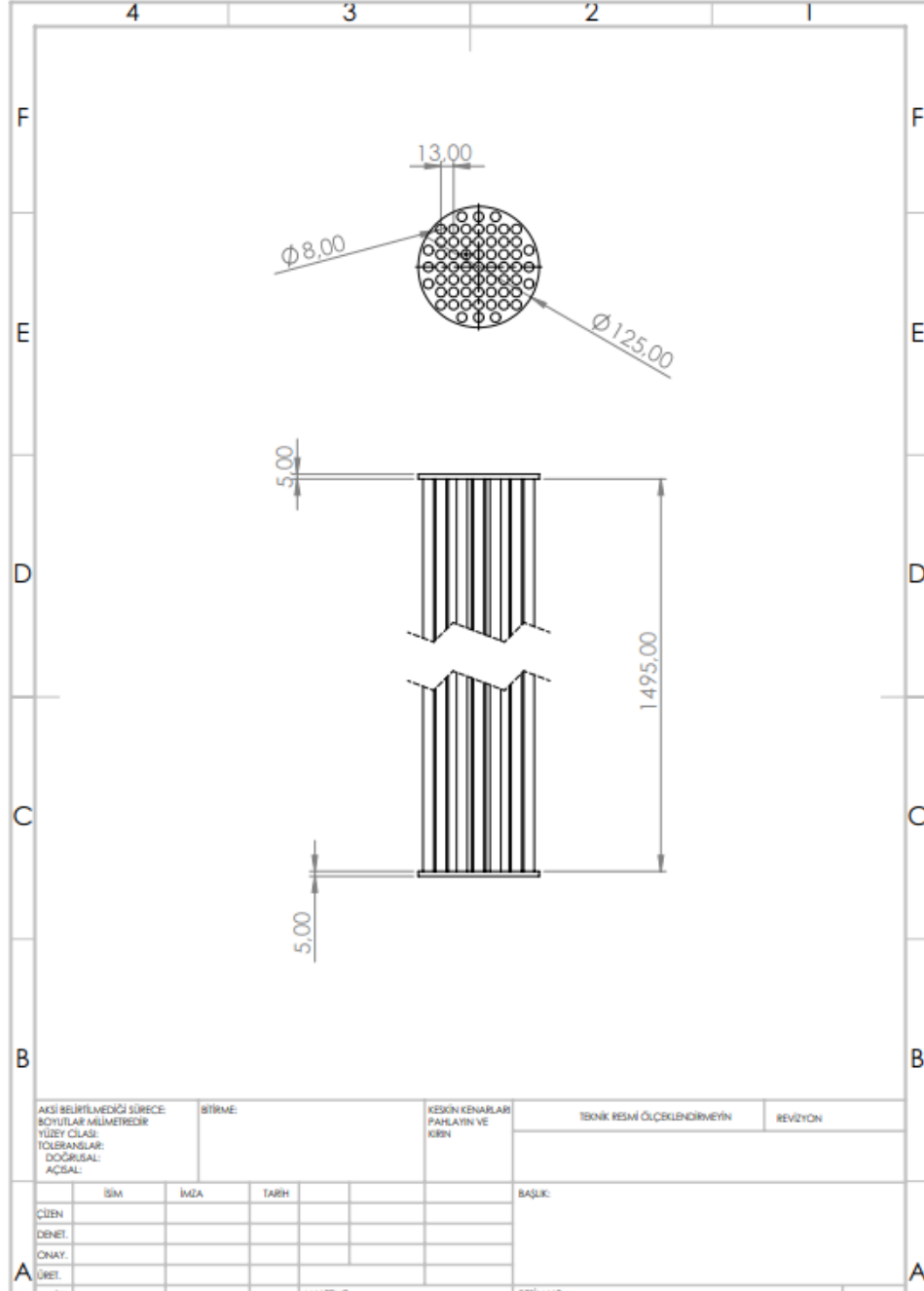
EK 4: Perforasyon Tipi Isı Değiştirici İçin Düz Şaşırtma Elemanı Teknik Resmi



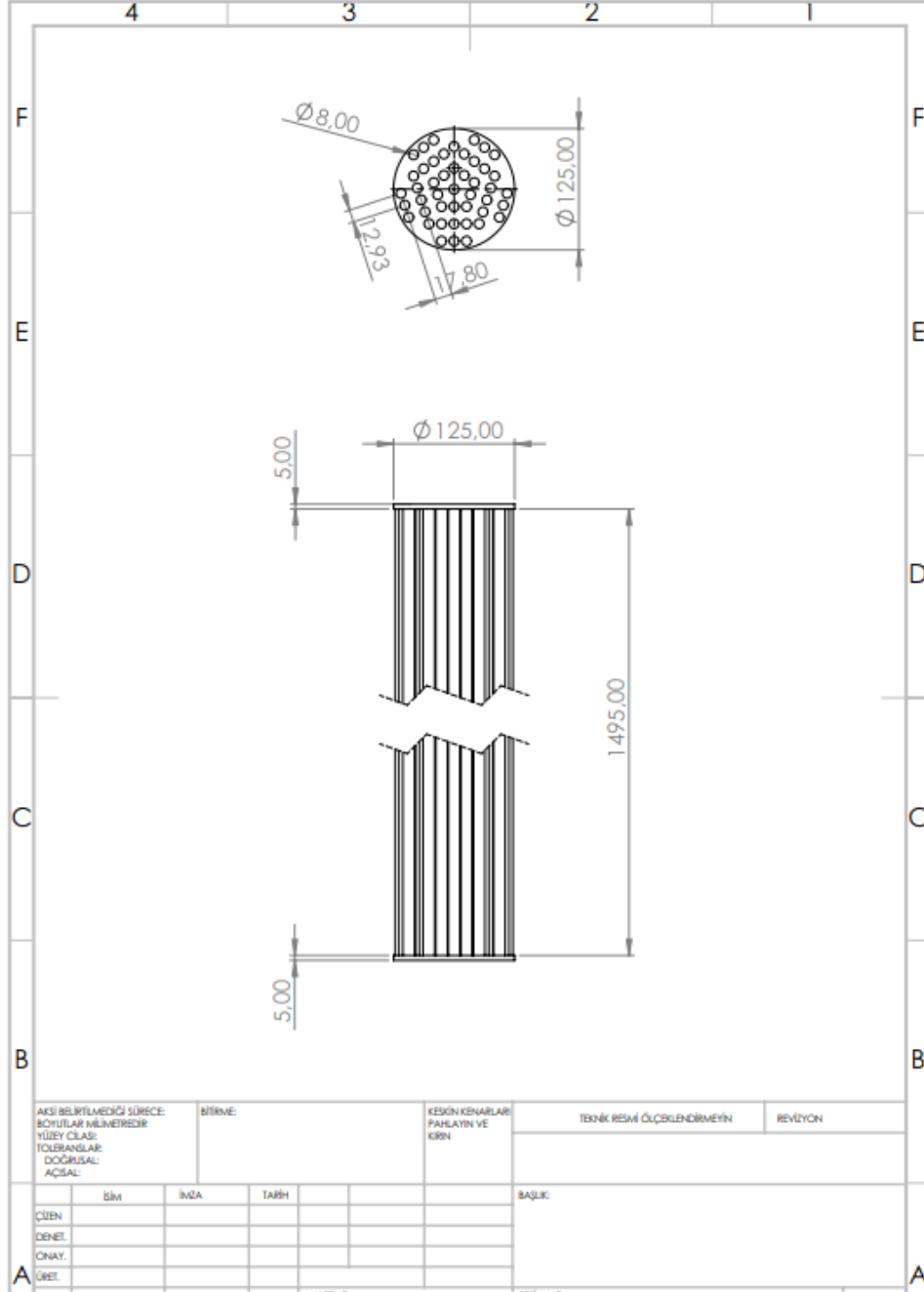
EK 5: Dairesel Tip Boru Dizilimli Isı Değiştirici Teknik Resmi



EK 6: Tam Kare Tip Boru Dizilimli Isı Değiştirici Teknik Resmi



EK 7: Beşgen Tip Boru Dizilimli Isı Değişirici Teknik Resmi



EK 8: Beşgen Tipi Isı Değiştirici İçin Düz Şaşırtma Elemanı Teknik Resmi

