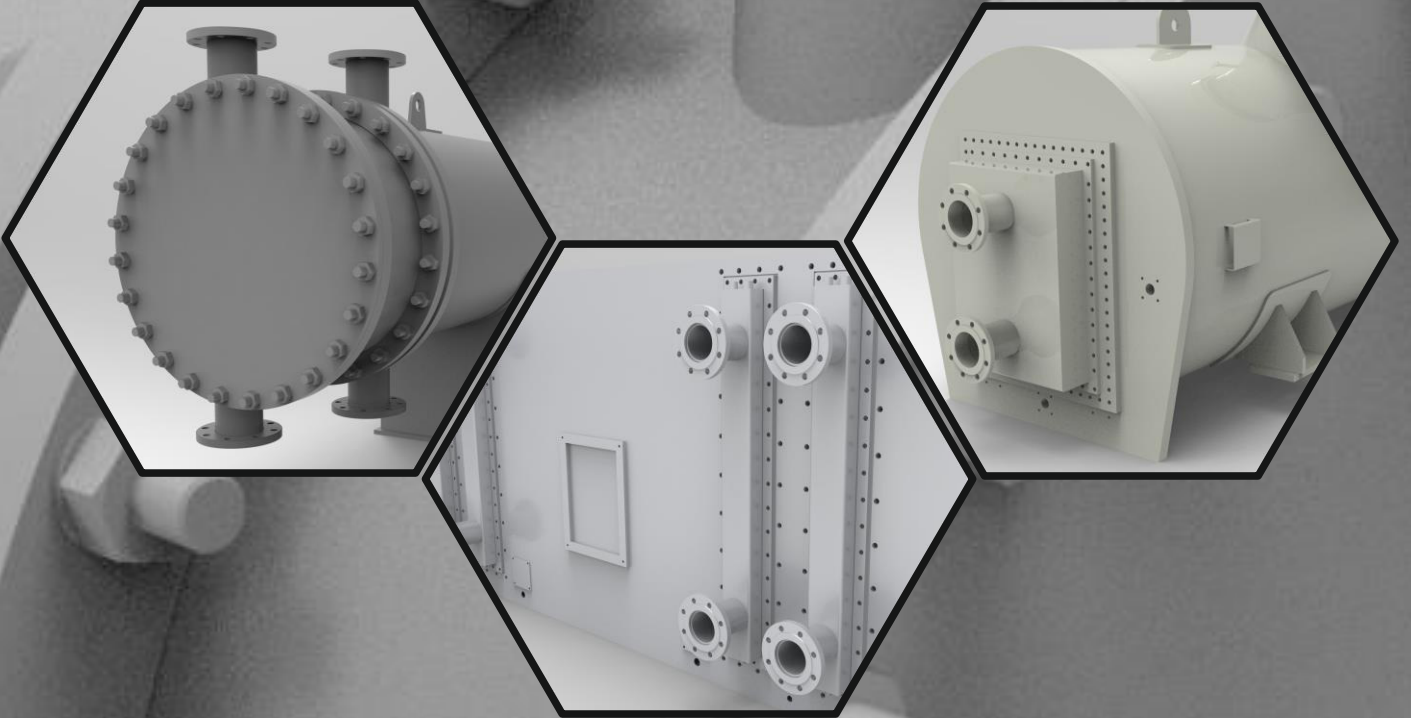




KONUK ISI®

ISI DEĞİŞTİRİCİLER



HAZIRLAYANLAR

Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU

Mak. Müh. Mustafa KONUK

Yard. Doç. Dr. Necati KOÇYİĞİT

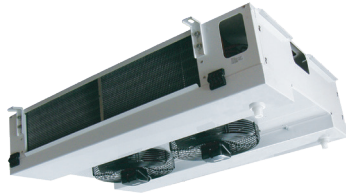
MAYIS 2020

TEKNİK YAYINLARI
NO:1

We are wherever the heat **needs to be changed...**
Isının değiştirilmesi gereken her yerde biz varız...



**Commercial And Industrial Air Cooled
Condensers**
Ticari ve Endüstriyel Hava Soğutma
Kondensерler



Standart Cold Room Evaporators
Standart Soğuk Oda Evaporatörleri



OEM Heat Exchangers
OEM Bataryalar

Heat Exchangers
Isı Değiştiricileri

Dry Coolers
Kuru
Soğutucular



KONBOX

**Sheel & Tube
Heat
Exchangers**
Gövde Borulu
Eşanjör



ÖNSÖZ

Enerji ve çevre küresel ölçekte tüm dünyanın çok önemli bir problemi olmaya devam ediyor. Enerjinin verimli bir şekilde aktarılması iyi tasarlanmış ekolojik ısı değıştircilerle mümkün olabilmektedir. Yine yüksek verimli ve çevre dostu ürünler üretmenin temelinde bilim ve teknoloji yatmaktadır. Firmamız bu alanda üniversitelerle birlikte çok sayıda projeler gerçekleştirmektedir.

Ülkemizde yerli üretim endüstriyel ısı değıştirciler imalatı yapmakta olan Konuk ısı ürünler ve sektör deneyimlerini sektöre ilgi duyan genç kuşaklara aktarmak amaçlı bu kitabı kaleme almıştır. Temennimiz odur ki ülkemiz her alanda sürekli gelişsin, yaşanan tecrübeler yeniden yaşanmaya gerek kalmadan doğru şekilde aktarılarak gelişime katkı sunsun. Ülke eğitim sistemimiz teorik eğitimi yanında teori ile pratiği birleştirecek, sanayi ve üniversite iş birliğine dayalı yeni öğretim alanları oluşturmalıdır. Sanayinin ihtiyacı olan yetişmiş ara eleman sıkıntısı ciddi boyutlardadır. Maksudumuzun hasıl olması temennisıyla bu kitabın hazırlanmasında emeği olan Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU ve Yard. Doç. Dr. Necati KOÇYİĞİT hocalarımıza, oğlum Mak. Müh. Mustafa KONUK'a ve kitabı gözden geçirerek gerekli düzeltmeleri yapan Prof. Dr. Suat CANBAZOĞLU'na teşekkür ederim.

Saygılarımla

Hayri KONUK

Konuk Isı Ltd. Şti. Yönetim Kurulu Başkanı

İÇİNDEKİLER

1.BÖLÜM: GİRİŞ VE SINIFLANDIRMA

1.1 GİRİŞ.....	1
1.2 ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN KULLANIM AMAÇLARI.....	1
1.3 ISI DEĞİŞTİRİCİ TİPİ.....	2
1.4 ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SINIFLANDIRILMASI.....	2
1.4.1 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama.....	2
1.4.1.1 Akışkanlar Arasında Doğrudan Temasın Olduğu Isı Değiştiricileri.....	2
1.4.1.2 Akışkanlar Arasında Doğrudan Temasın Olmadığı Isı Değiştiricileri.....	3
1.4.2 Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama.....	3
1.4.3 Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama.....	4
1.4.4 Isı Geçişi Mekanizmasına Göre Sınıflama.....	4
1.4.4.1 İki Tarafta da Tek Fazlı Akış.....	4
1.4.4.2 Bir Tarafta Tek Fazlı, Diğer Tarafta Çift Fazlı Akış.....	4
1.4.4.3 İki Tarafta da Çift Fazlı Akış.....	4
1.4.4.4 Taşınım ve Işınım Beraber Isı Geçişi.....	5
1.4.5 Konstrüksiyona Göre Sınıflama.....	5
1.4.5.1 Borulu Isı Değiştiriciler.....	5
1.4.5.2 Plakalı Isı Değiştiricileri.....	6
1.4.5.3 Kanatlı Yüzeysel Isı Değiştiricileri.....	8
1.4.5.4 Rejeneratif Isı Değiştiricileri.....	9
1.4.5.5 Karıştırmalı Kaplarda Isı Değişimleri.....	10
1.4.6 Akıma Göre Sınıflama.....	10
1.4.6.1 Tek Geçişli Isı Değiştiricileri.....	10
1.4.6.2 Çok Geçişli Isı Değiştiricileri.....	11
1.BÖLÜM KAYNAKLARI.....	12

2.BÖLÜM: ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN TASARIM ESASLARI

2.1 ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIM YÖNTEMLERİ.....	13
2.1.1 Toplam Isı Transfer Katsayısı (U).....	13
2.1.2 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (LMTD) Yöntemi.....	15
2.1.3 ϵ -NTU Yöntemi.....	15
2.2 ISI DEĞİŞTİRİCİSİ BASINÇ KAYIPLARI.....	17
2.3 GENİŞLETİLMİŞ YÜZEYLERİN ANALİZİ.....	18
2.3.1 Taşınımlı Tek Boyutlu Isı İletimi.....	19
2.3.2 Sınır Şartları.....	20
2.3.3 Kanat Performansı.....	20
2.3.4 Analitik Çözümler.....	21
2.4 TİPİK ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMLARI.....	21
2.4.1 İki borulu Isı Değiştiricileri.....	21
2.4.2 Gövde-Boru Tipi Isı Değiştiriciler.....	22
2.4.3 Kompakt Isı Değiştiriciler.....	24
2.4.4 Plakalı ve Çerçevesiz Tip Isı Değiştiriciler.....	24
2.4.5 Kazanlar, Kondenserler ve Evaporatörler.....	25
2.5 ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE KİRLENME.....	25
2.BÖLÜM KISALTMALARI.....	27
2.BÖLÜM KAYNAKLARI.....	29

3.BÖLÜM: GÖVDE-BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

3.1 GİRİŞ.....	30
3.2 GÖVDE-BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİ BİLEŞENLERİ.....	30
3.3 İMALAT YÖNÜNDEN SINIFLANDIRMA.....	30
3.4 HİZMETE DAYALI SINIFLANDIRMA.....	34
3.5 TASARIM VERİLERİ.....	34
3.6 BORU TARAFI TASARIMI.....	35

3.6.1 Boru.....	35
3.6.2 Boru çapı.....	35
3.6.3 Boru Sayısı ve Uzunluğu.....	35
3.6.4 Boru Düzeni, Aralık ve Boşluklar.....	36
3.6.5 Boru Aralığı, Boru Düzeni ve Boru Sayımı.....	37
3.6.6 Boru Geçişleri.....	37
3.6.7 Isı Transfer Katsayısı.....	37
3.6.8 Isı Transfer Alanı.....	38
3.6.9 Basınç Düşümü.....	38
3.6.10 Viskoz Sıvılar İçin Kademeli Hesaplamalar.....	40
3.7 GÖVDE TARAFI TASARIMI.....	42
3.7.1 Gövde Çapı.....	43
3.7.2 Boru Düzeni Modelleri.....	43
3.7.3 Boru Aralığı.....	44
3.7.4 Boru Aynaları.....	44
3.7.5 Saptırıcılar (Saptırma Plakaları)	44
3.7.6 Saptırıcı Tasarımı	47
3.7.7 Minimum Boşluk (aralık).....	47
3.7.8 Maksimum Boşluk (aralık).....	47
3.7.9 Saptırıcı Kesimi.....	48
3.7.10 Saptırıcı Boşlukları	48
3.7.11 Ayna Düzenlemesi (Boru Sayısı)	48
3.7.12 Tasarım Marjı.....	48
3.7.13 Çapraz Akış ve Çerçeve Hızlarını Eşitlemesi.....	49
3.7.14 Gövde Tarafı Akış Analizi.....	49
3.7.15 Saptırıcı Tasarımını Değiştirerek Basınç Kaybını Azaltma.....	52
3.7.16 Boru ve Gövde Tarafı İçin Akışkan Seçimi	53
3.7.17 Artan Boru Aralığı	53
3.8 KİRLENME PROBLEMLERİ	54
3.9 ORTALAMA SICAKLIK FARKI	54
3.10 SICAKLIK PROFİLİ BOZULMASI.....	56
3.11 TECRÜBEYE DAYALI KURALLAR	58
3.12 ISIL TASARIM PROSEDÜRÜ	58
3.13 İKİ FAZLI ISI TRANSFERİ İÇİN GÖVDE-BORU ISI DEĞİŞTİRİCİ PROSES TASARIMI.....	66
3.13.1 Kondenser	66
3.13.1.1 Kondenser Tipleri	66
3.13.2 Kondenser Tasarımı	67
3.13.2.1 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı	67
3.13.2.2 Yoğuşma Sırasındaki Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması.....	67
3.13.3 Kondenser ve Reboylar Tasarımı	68
3.13.3.1 Basınç Düşümü Hesaplaması.....	68
3.13.3.2 Kızdırma ve Aşırı Soğutma.....	69
3.14 REBOYLERLER	70
3.14.1 Reboylarların Sınıflandırılması.....	70
3.14.2 Su Isıtıcısı Tipi Reboylar Tasarımı.....	71
3. BÖLÜM KISALTMALARI.....	74
3.BÖLÜM KAYNAKLARI	76
4.BÖLÜM: PLAKALI TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	
4.1 GİRİŞ	77
4.2 TASARIM.....	77
4.3 ÇALIŞMA SINIRLARI	79
4.4 ANA UYGULAMALAR	80
4.5 GÖVDE-BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLER İLE KARŞILAŞTIRMA	80
4.6 KISMEN KAYNAKLI PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ.....	81
4.7 SERT LEHİMLİ PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLER	82
4.8 PLAKA-KANATÇIK TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	83

4.8.1 Giriş	83
4.8.2 Artı Yönleri ve Dezavantajları	84
4.8.3 Malzemeler	85
4.8.4 Üretim	85
4.8.5 Uygulamalar	85
4.8.6 Akış Düzenlemesi	85
4.8.7 Kanatçık Geometrileri	86
4.8.7.1 Düz Kanatçıklar	87
4.8.7.2 Dalgalı Kanatçıklar.....	87
4.8.7.3 Kesikli Şerit Kanatçıklar	87
4.8.8 Isı Transferi ve Akış Sürtünme Karakteristikleri	88
4.8.9 Dikdörtgen Kesik Şeritli Kanatçık Yüzeyleri	88
4.8.9.1 Kesik Şeritli Kanatçık Geometrisi	88
4.8.10 Magahanic KorelasyonU Kullanarak Kompakt Plaka Kanatçıklı Isı Değişirici Tasarımı	90
4.9 LEHİMLİ PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	96
4.9.1 Giriş	96
4.9.2 Tasarım	96
4.9.3 Çalışma Sınırları	97
4.9.4 Ana Uygulamalar	98
4.9.5 Gövde ve Boru Tipi Isı Değişiricileri ile Karşılaştırma	99
4.10 SİRİRAL PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ.....	100
4.10.1 Giriş	100
4.10.2 Tasarım	100
4.10.3 Çalışma Sınırları	103
4.10.4 Ana Uygulamalar	103
4.10.5 Gövde-Boru Tipi Isı Değişiricileri ile Karşılaştırma	103
4.11 PLAKALI TİP ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMI (SERT LEHİMLİ VEYA VİDALI BİRLEŞTİRME)	104
4.11.1 Giriş.....	104
4.11.2 Hesaplama Adımları	105
4.BÖLÜM KISALTMALARI	110
4.BÖLÜM KAYNAKLARI	112
5.BÖLÜM: BORU-KANATÇIK TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	
5.1 HAVA SOĞUTMALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ.....	113
5.2 YAPILARI.....	113
5.3 KURULUM.....	114
5.4 TASARIM ÖZELLİKLERİ.....	114
5.5 GÜRÜLTÜ, SES.....	115
5.6 ISIL TASARIM.....	115
5.7 KONTROL.....	115
5.8 KONTROLLÜ HAVA DOLAŞIMI.....	116
5.9 SÜREÇ TARAFI GELİŞTİRME.....	116
5.10 KİRLENME.....	116
5.11 STANDARTLAR.....	117
5.12 MATEMATİKSEL TANIMLAMA.....	117
5.13 HAVA TARAFI HESAPLAMALARI İÇİN DİĞER KORELASYONLAR.....	118
5.14 ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBI PARAMETRELERİ.....	119
5.15 DENEYSEL (AMPİRİK) KORELASYONLAR.....	119
5.16 YÜZEY VERİMİ.....	120
5.17 DAİRESEL KANATÇIKLAR.....	120
5.18 ÇAPRAZ YERLEŞTİRİLMİŞ BORULAR.....	120
5.19 TOPLAM VERİM.....	121
5.20 ÖRNEK SEPANTİN İÇİN VERİM, BASINÇ KAYBI VE REYNOLDS SAYISI DİYAGRAMLARI.....	121
5.21 DOĞRUDAN GENLEŞMELİ SERPANTİNLER (ISLAK SERPANTİNLER)	121
5.21.1 İmalat ve Kurulum.....	121
5.21.2 İki Bölge Model.....	124
5.21.3 Islak Serpantin Alın Hızı ve Hava Tarafı Basınç Düşümü.....	125

5.21.4 Kısmi Yük Çalışmasında DG Serpantinleri.....	125
5.21.5 DG Serpantinleri Seçimi.....	127
5.22 NEM ALMALI VEYA NEM ALMASIZ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ İÇİN ISI-KÜTLE TRANSFERİ HESAPLAMALARI.	127
5.23 ISI DEĞİŞTİRİCİ ANALİZİ TEMELLERİ.....	128
5.24 NEM ALMA OLMADAN TAMAMEN KURU ISI DEĞİŞTİRİCİ ANALİZİ.....	128
5.24.1 Çalışma Akışkanı Tarafında İki Fazlı.....	128
5.24.2 Çalışma Akışkanı Tarafında Tek Faz.....	128
5.25 NEM ALMA OLANAĞI İLE KISMİ ISLAK / KISMİ KURU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ANALİZİ.....	129
5.25.1 Çalışma Akışkanı Tarafında İki Fazlı.....	129
5.25.2 Tamamen Kuru.....	129
5.25.3 Tamamen Islak.....	130
5.25.4 Kısmen Kuru.....	130
5.26 ÇALIŞMA AKIŞKANI TEK FAZ.....	132
5.26.1 Tam Kuru Analiz.....	132
5.26.2 Tamamen Islak Analiz.....	133
5.27 KONDENSER.....	134
5.27.1 Genel Bakış.....	134
5.27.2 Matematiksel Açıklama.....	134
5.27.3 Hava Tarafında Dikkat Edilmesi Gerekenler.....	135
5.27.4 Kondenser Algoritması.....	136
5.27.5 Kızgın Bölüm.....	136
5.27.6 İki Fazlı Bölüm.....	137
5.27.7 Soğutulmuş Bölüm.....	137
5.27.8 Terminal Hesaplamaları.....	138
5.BÖLÜM KISALTMALARI.....	139
5.BÖLÜM KAYNAKLARI.....	141

6.BÖLÜM: MİNİ VE MİKRO KANALLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

6.1 GİRİŞ.....	142
6.2 MİKRO KANAL ISI ÇUKURUNUN AVANTAJLARI VE DEZAVANTAJLARI.....	143
6.3 MİKROKANALLARA OLAN İHTİYAÇ.....	143
6.4 MİKROKANAL UYGULAMALARI.....	143
6.5 MİKRO KANALLARLA İLGİLİ TEMEL SORUNLAR.....	144
6.6 TEMEL AKIŞ ARIZALARI.....	145
6.6.1 Manifoldların Tanımı ve Sınıflandırılması.....	145
6.6.2 Akış Kötüleşmesinin Sınıflandırılması.....	146
6.6.3 CFD Analizine İhtiyaç.....	146
6.7 MİKRO KANAL TEKNOLOJİSİ.....	146
6.8 MİNİ VE MİKRO KANALLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ BAĞINTILARI.....	148
6.8.1 Mikro Kanallardaki Akış Cinsleri ve Kullanım Yerleri.....	148
6.8.2 Mikro Kanaldaki Akışın Karakteristiği.....	148
6.8.3 Mikro Kanallarda Sürtünme Çarpanı ve Basınç Düşümü.....	149
6.8.4 Mikro Kanallarda Laminer ve Türbülanslı Akışta Nusselt Sayısı.....	151
6.8.4.1 Laminer Akış.....	151
6.8.5 Türbülanslı Akış.....	151
6.BÖLÜM KISALTMALARI.....	152
6.BÖLÜM KAYNAKLARI.....	153

7.BÖLÜM: ISI BORULARI

7.1 GİRİŞ.....	154
7.2 BİR ISI BORUSUNUN ISIL İLETKENLİĞİ.....	158
7.3 ISI BORUSUNUN KARAKTERİSTİKLERİ.....	158
7.4 ISI BORUSU UYGULAMALARI.....	159
7.4.1 Üretim Süreç Uygulaması.....	159
7.4.2 Isı Borulu Isı Geri Kazanım Üniteleri.....	159
7.4.3 Isı Borulu Yerel Isı Geri Kazanım Cihazı.....	160
7.4.4 Gaz Türbini Rejeneratörü.....	161

7.4.4 Isı Borusunun İçten Yanmalı Motorlara Uygulanması.....	161
7.4.5 Diğer Uygulamalar.....	161
7.5 ISI BORUSUNUN KISITLILIKLARI.....	162
7.5.1 Ses Hızı (Sonik) Sınırlaması.....	162
7.5.2 Sürüklenme Sınırlaması.....	163
7.5.3 Fitilleme Sınırlaması.....	163
7.5.4 Kaynama Sınırlaması.....	163
7.6 BİR ISI BORUSUNDA 1 BOYUTLU SIKIŞTIRILAMAZ AKIŞ İÇİN BASINÇ DÜŞÜMÜ ANALİZİ.....	164
7.7 BİR ISI BORUSUNDAKİ AKIŞ ŞARTLARI.....	166
7.8 FİTİL MALZEMELERİ.....	167
7.9 ÇALIŞMA SIVILARI.....	169
7.10 ISI BORUSU PERFORMANSINDA ETKİLİ OLAN FAKTÖRLER.....	170
7.11 ISI BORULARI TASARIMI.....	170
7.12 ISI BORULARININ İMALAT TEKNİĞİ.....	170
7.13 ISI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KARŞI KİRLETİCİLİK.....	171
7.14 ISI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN TEMİZLENMESİ VE BAKIMI.....	171
7.15 FİTİLSİZ ISI BORUSUNUN TASARIMI VE ÜRETİMİ.....	171
7.15.1 Fitilsiz Isı Borusunun Geometrisinin ve Teknik Özelliklerinin Seçimi.....	172
7.15.2 Çalışma Akışkanının Seçimi.....	172
7.15.3 Çalışma Akışkanı Envanteri.....	173
7.15.3.1 Su İçin Çalışma Sıvısı Dolum Hacmi.....	174
7.15.3.2 Metanol İçin Çalışma Sıvısı Dolum Hacmi.....	175
7.15.3.3 Etanol İçin Çalışma Sıvısı Dolum Hacmi.....	175
7.15.3.4 Aseton İçin Çalışma Sıvısı Dolum Hacmi.....	175
7.15.4 Kabin Malzeme Seçimi.....	176
7.15.5 Isı Transfer Limitlerinin Hesaplanması.....	177
7.15.5.1 Sonik Limit.....	177
7.15.5.2 Kaynama Sınırı.....	178
7.15.5.3 Akma Sınırı veya Taşma Sınırı.....	178
7.15.5.4 Kuruma Limiti.....	179
7.15.6 Fitilsiz Isı Borusunun İmalatı.....	180
7.15.6.1 Kabin Malzemeleri ve Uç Kapakları.....	180
7.15.6.2 Kabin ve Uç Kapakların Temizlenmesi.....	180
7.15.6.3 Fitilsiz Isı Borusu Montajı.....	181
7.15.6.4 Sızıntı Tespiti.....	181
7.15.6.5 Çalışma Sıvısının Hazırlanması.....	182
7.15.6.6 Teçhizatın Açıklanması.....	182
7.15.6.7 Bir Fitilsiz Isı Borusunun Doldurulma Prosedürü.....	183
7.BÖLÜM KISALTMALARI.....	184
7.BÖLÜM KAYNAKLARI.....	185

8.BÖLÜM: REKÜPERATÖRLER VE REJENERATÖRLER

8.1 REKÜPERATÖRLER.....	186
8.1.1 Işınım/Taşınım Hibrit Reküperatör.....	187
8.1.2 Seramik Reküperatörü.....	188
8.2 REJENERATÖRLER.....	188
8.2.1 Isı Tekerleri.....	188
8.3 HAVALANDIRMA VE KLİMA SANTRALLERİNDE ISI GERİ KAZANIM UYGULAMALARI.....	189
8.3.1 Plakalı Isı Değiştirici.....	190
8.3.2 Rotorlu (Isı Tekerli/Tamburlu) Tip Isı Geri Kazanım Ünitesi.....	191
8.3.3 Çift-Serpantinli-Sulu (Run-Around) Isı Geri Kazanım Sistemleri.....	191
8.3.4 Termosifon Isı Değiştiriciler.....	193
8.3.5 Verim Hesaplamaları.....	194
8.3.6 Isı Geri Kazanım Donanımlarının İlk Yatırım ve İşletme Ekonomisine Etkileri.....	197
8.3.7 Isı Geri Kazanım Donanımlarında Kirlilik ve Filtreleme.....	198
8.3.8 Isı Geri Kazanım Donanımlarında Yoğuşma ve Donma.....	198

8.3.9 Isı Geri Kazanım Donanımlarında Isı Transfer Yüzeylerindeki Hava Hızları.....	199
8.3.10 Isı Geri Kazanım Donanımlarında Otomatik Kontrol.....	199
8.4 REKÜPERATÖRLER İÇİN TASARIM YÖNTEMLERİ.....	199
8.4.1 ϵ -NTU Yöntemi.....	199
8.4.2 P-NTU Yöntemi.....	201
8.4.3 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı Yöntemi.....	202
8.4.4 ψ -P ve P1-P2 Yöntemleri.....	202
8.5 REJENERATÖRLER İÇİN TASARIM YÖNTEMLERİ.....	204
8.5.1 ϵ -NTU ₀ Yöntemi.....	204
8.5.2 Λ - Π Yöntemi.....	204
8.6 ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE BASINÇ DÜŞÜMÜ.....	205
8.6.1 Çekirdekdeki Basınç Düşümü.....	205
8.6.2 Yardımcı Elemanlarda Basınç Düşümü.....	208
8.7 ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE KİRLİLİK VE KOROZYON.....	209
8.7.1 Kirlilik.....	209
8.7.2 Korozyon.....	211
8.BÖLÜM KISALTMALARI	212
8.BÖLÜM KAYNAKLARI.....	214

9.BÖLÜM: EKONOMİZERLER

9.1 GİRİŞ.....	215
9.2 EKONOMİZÖR TİPLERİ.....	215
9.2.1 Üretim Yöntemine Göre Sınıflandırma.....	215
9.2.2 Kazan Verimliliğine Dayalı Ekonomizör Çeşitleri.....	217
9.3 EKONOMİZÖR UYGULAMALARI.....	218
9.4 EKONOMİZÖRÜN AVANTAJLARI VE YARARLARI.....	218
9.5 GELENEKSEL EKONOMİZÖR TASARIMLARI.....	218
9.6 BACA GAZLARI HESAPLARI.....	219
9.6 YOĞUŞMALI BACA GAZI ISI DEĞİŞTİRİCİSİ İÇİN KURAMSAL HESAPLAMALAR.....	220
9.BÖLÜM KISALTMALARI.....	232
9.BÖLÜM KAYNAKLARI.....	234

10.BÖLÜM: SOĞUTMA KULELERİ, KURU VE HİBRİT SOĞUTUCULAR

10.1 GİRİŞ.....	235
10.2 SOĞUTMA KULELERİNİN SINIFLANDIRILMASI	235
10.3 PAKET TİP KULE MALZEMELERİ.....	238
10.3.1 Fan Grubu.....	240
10.3.2 Damla Tutucu	242
10.3.3 Su Dağıtım Sistemi.....	243
10.3.4 Nozullar (Lüleler).....	243
10.3.5 Servis Penceresi.....	244
10.3.6 Dolgu.....	244
10.3.7 Hava Giriş Panjurları.....	246
10.3.8 Taşıyıcı Yapı.....	247
10.3.9 Su Yönlendiriciler.....	247
10.4 SOĞUTMA KULESİ KAPASİTESİNİ ETKİLEYEN ÇEŞİTLİ FAKTÖRLER.....	248
10.5 SOĞUTMA KULELERİNDE PERFORMANS DEĞERLENDİRİLMESİ.....	248
10.6 KULE TASARIM DURUMLARI.....	251
10.7 SOĞUTMA KULESİ TERMAL PERFORMANS BELGELENDİRİLMESİ.....	252
10.8 SOĞUTMA KULESİ TEORİSİ.....	254
10.9 KULE KAPASİTESİ, BOYUTU VE KULE KATSAYISI İLİŞKİSİ.....	256
10.10 HİBRİT SOĞUTMA KULELERİ VE SERBEST SOĞUMA.....	270
10.11 KURU SOĞUTUCULAR VE ISLAK-KURU SOĞUTUCULAR.....	272
10.11.1 Kuru Soğutucular.....	272
10.11.2 Islak/Kuru Soğutucular.....	273

<i>10.BÖLÜM KISALTMALARI</i>	278
<i>10. BÖLÜM KAYNAKLARI</i>	279
EKLER	280

BÖLÜM-1

GİRİŞ VE SINIFLANDIRMA

1.1 GİRİŞ

Farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı transferi (geçiş), birçok mühendislik uygulamasında büyük önem taşır. Bu tür bir ısı geçişini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz ısı değiştiricisi olarak adlandırılır ve hacim ısıtmasında, iklimlendirme tesislerinde, termik santrallerde, atık ısının geri kazanılmasında, kimyasal işlemlerde vb. birçok alanda uygulama alanı bulur. Kullanım yerlerinin özelliklerine göre muhtelif tipte ısı değiştiricileri imal edilmektedir.

Isı değiştiricileri kimyasal ve süreç (proses) endüstrilerinde buharlaştırma, yoğuşturma, sterilize etme, damıtma, pastörize etme, kısımlara ayırma ve kimyasal reaksiyon hızlarını kontrol etme gibi birçok işlemlerde kullanılmaktadır. Pratikte çok değişik tiplerde bulunabilen ısı değiştiricilerinin, kullanıldığı alana göre tasarımı ve optimizasyonu büyük önem taşımaktadır. Isı değiştiricilerinin optimizasyonunda ve tasarımında birçok parametre etkilidir. Isı değiştiricinin imalat yöntemi, ısı geçiş mekanizması, akışkanların akım durumları, ısı değiştiricilerinin tasarımında ve verimli bir şekilde kullanılmasında etkilidir.

Isı değiştiricisi uygulamalarında çok çeşitli imalatlar kullanılmaktadır. Bunlar; borulu ısı değiştiricileri, plakalı ısı değiştiricileri, kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri ve rejeneratif ısı değiştiricileridir. En yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricisi tiplerinden biri de gövde-borulu ısı değiştiricileridir. Bu tip ısı değiştiricilerinde gövde tarafından bir akışkan ve borulardan ise diğer bir akışkan geçerek ısı transferi işlemi sağlanır. Gövde-borulu ısı değiştiricilerinin yaygın olarak kullanılmasının birçok sebebi vardır. Hacmine ve ağırlığına kıyasla oldukça büyük değerlerde ısı transferine olanak sağlarlar. Birçok özel uygulama için çok fazla değişik tipte çeşitleri vardır. Ayrıca contaları ve boruları çıkarılarak kolayca temizlenebilme imkânına sahiptirler.

Dünya nüfusunun hızla artması ve gelişen teknolojiye bağlı olarak enerji tüketimi son yıllarda önemli derecede artış göstermektedir. Fosil kökenli enerji kaynaklarının sınırlı olması ve enerjiye duyulan ihtiyacın sürekli artması, bilim adamlarını enerji konusunda verimlilik ve optimizasyonla ilgili çalışmalara yönlendirmiştir. Günümüzde üretilen enerjinin büyük bir kısmı sanayide, ticari ve evsel uygulamalı ısıtma ve soğutma sistemlerinde harcanmaktadır. Bu tip sistemlerde ısının transferi bir ısı değiştiricisi ve akışkanların hareketi de sistemde kullanılan akışkanın özelliğine bağlı olarak bir pompa, fan veya kompresör vasıtasıyla sağlanır. Sistemin bir parçası olan ısı değiştiricisinin seçiminde mevcut sistemdeki basınç kayıplarının (düşümlerinin) yanında, ısı değiştiricisinin kendi içerisindeki basınç kayıplarının tespiti ve buna göre güç hesaplarının yapılması, enerji verimliliği açısından oldukça büyük önem arz etmektedir.

1.2 ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN KULLANIM AMAÇLARI

1. Süreç (proses) akışlarını soğutmak

- Depolanan petrol ürünleri, buhar basıncından dolayı kütle kaybını azaltmak için soğutulur.
- Genel ara soğutucu (intercooler) cihazlar reaktörler arasındaki reaksiyon ısısını giderir.
- Gaz soğurucu ünitelerindeki ara soğutucular verimi arttırmak için soğurma ısısını ortadan kaldırır ve böylece soğurucu verimliliğini artırır.
- Petrol rafinelerinde kullanılan çok bölmeli kondenserler (yoğuşturucular), kolondaki aşırı ısınan ürünü yoğuşturarak ürün elde edilmesini sağlar.
- Tüm soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde ortam havasını veya ara akışkan suyu soğutmak için ısı değiştiriciler kullanılır.

2. Proses akışlarını ısıtmak

- a) Çok bölmeli reboyerler, ayırmayı etkileyen bölümlene kolonunu ısıtmak için kullanılır.
- b) Reaktör şarj ısıtıcıları, yükü reaksiyon sıcaklığına kadar ısıtmak için kullanılır.
- c) Tüm ısıtma ve iklimlendirme sistemlerinde ortam havasını veya süreç akışkanını ısıtmak için ısı değiştiriciler kullanılır.

3. Sıcak ve soğuk süreç akışları arasında ısı değişimi yapmak

- a) Reaktör çıkışlı ısıyı değiştirerek reaktör şarjını ısıtmak için besleme ısı değiştiricileri kullanılır
- b) Çok bölmeli alttan beslemeli ısı değiştiricisi ürün girişini ısıtmak için kullanılır [1].

1.3 ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TANIMI VE TASARIM TİPLERİ

Isı transfer ekipmanı, genellikle hem yapım tipi hem de kullanıldığı hizmet bakımından sınıflandırılır. Bir ısı değiştiricisi, bir akışkandan diğerine ısı transferinde yardımcı olan özel bir cihazdır. Bazı durumlarda, katı bir cidar akışkanları ayırabilir ve bunların karışmasını önleyebilir. Diğer tasarımlarda, akışkanlar birbiriyle doğrudan temas halinde olabilir. En verimli ısı değiştiricilerinde, akışkanların akış dirençleri (basınç düşümleri veya kayıpları) en aza indirilirken, akışkanlar arasındaki cidarın yüzey alanı en üst seviyeye çıkarılır. Yüzey alanını arttırmak ve türbülans etkisini arttırmak için bazen cidarda kanatçıklar veya oluklar/yarıklar kullanılır.

Isı değiştirici tasarımında üç tip akış düzenlemesi vardır: Ters (zıt/karşı) akış, paralel akış ve çapraz akış. Ters akışlı ısı değiştiricisinde, her iki akışkan da ısı değiştiricisine ters uçlardan girip birbirlerine eksenel olarak paralel ancak ters yönde hareket ederlerken, paralel akışlı ısı değiştiricisinde ise akışkanlar aynı uçtan girerler ve diğer tarafa akarken birbirlerine eksenel olarak yine paralel ancak aynı yönde hareket ederler. Çapraz akışlı ısı değiştiricisinde, akışkanlar birbirlerine dik olacak bir şekilde hareket ettirilir. Daha sonra görüleceği üzere, bu üç akış düzenlemesi logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve ısı değiştiricisi etkenliği bakımından karşılaştırdığında paralel akışlı ve ters akışlı ısı değiştiricilerinin etkenliklerinin arasında olup, bu iki değer bakımından paralel akışlı olanlardan daha iyi, ters akışlılardan ise daha kötüdür. Bununla birlikte imalat kolaylığı açısından uygulamada kompakt ısı değiştiricilerinin büyük bir çoğunluğu çapraz akışlı olarak yapılır.

Isı değiştiricilerin iki ana farklı tasarımı vardır: Gövde-borulu ve plakalı ısı değiştirici. Isı değiştiricinin en tipik tipi gövde ve boru tipi tasarımdır. Bu ısı değiştirici, çıplak borulu veya kanatlı borularla tasarlanabilir. Akışkanlardan biri gövde içindeki boruların içinden geçerken diğer akışkan ise bu boruların üzerlerinden akarak borular içerisindeki bu akışkanın ısınmasına veya soğumasına neden olur. Plakalı ısı değiştiricisinde ise, akışkanlar geniş bir yüzey alanına sahip plakalarla ayrıldığından soğuk ve sıcak akışkanlar plakalar arasındaki boşluklardan birbirine karışmadan akar. İstenildiğinde sisteme plaka ilave edilerek veya çıkarılarak ısı kapasitesi değiştirilebilir. Bu tip bir ısı değiştiricisi tipik olarak gövde-borulu tasarımdan daha verimlidir [1].

1.4 ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SINIFLANDIRILMASI

Pratikte çok değişik tiplerde bulunabilen ısı değiştiricileri, ısı geçiş şekline, imalat özelliklerine, akış düzenlemesine, akışkan sayısına veya faz değişimlerine göre, çeşitli şekillerde sınıflandırılabilirler. [2] (Şekil-1.1).

1.4.1 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama

1.4.1.1 Akışkanlar Arasında Doğrudan Temasin Olduğu Isı Değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricileri içinde farklı sıcaklıklardaki akışkanlar veya bir akışkan ile katı maddeler birbirleri ile doğrudan doğruya karıştırılır veya temasa geçirilir. Bu tip ısı değiştiricileri için soğutma kuleleri, jet veya sprey yoğunlaştırucuları, buhar akümülatörleri, klima santralleri karışım odaları ve banyo bataryaları vb. verilebilir.

1.4.1.2 Akışkanlar Arasında Doğrudan Temasın Olmadığı Isı Değiştiricileri

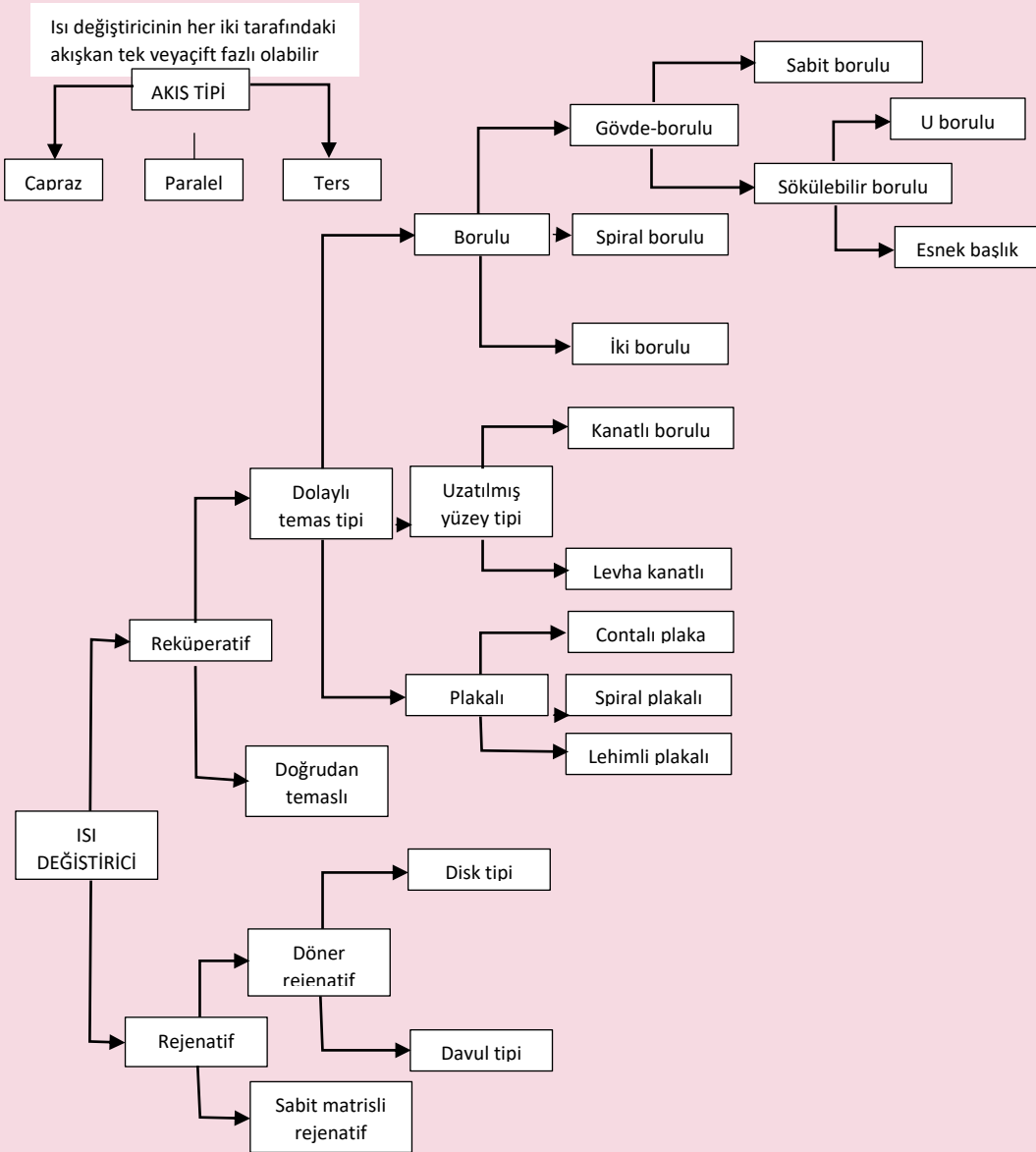
Bu tiplerde ısı, önce sıcak akışkandan iki akışkanı ayıran bir yüzeye veya bir kütleyle geçer. Daha sonra bu ısı bu yüzeyden veya kütlede soğuk akışkana iletilir. Bu ısı değiştiricileri doğrudan ısı geçişi olan (yüzeyli) ısı değiştiricileri, ısının depolandığı (dolgu maddeli) ısı değiştiricileri, akışkan yataklı ısı değiştiricileri olmak üzere üç grupta incelenebilir.

1.4.2 Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama

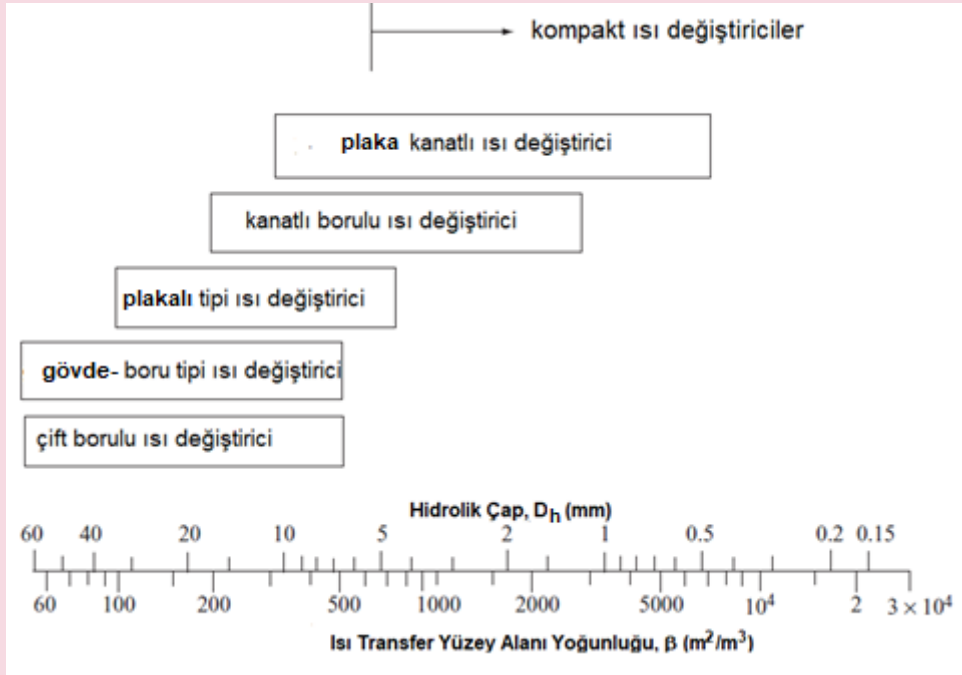
Bu sınıflamaya göre ısı değiştiricileri kompakt ve kompakt olmayan olarak ikiye ayrılır. Yüzey alanı yoğunluğu β , $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ise kompakt, $\beta \leq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olursa kompakt olmayan ısı değiştiricileri olarak sınıflandırılır.

$$\beta = \text{Isı Geçişi Yüzey Alanı (m}^2\text{)} / \text{Isı Değiştirici Hacmi (m}^3\text{)} \quad (1.1)$$

Kompakt ısı değiştiricileri ağırlıktan, hacimden kazanç sağladığı ve daha esnek bir projelendirmeye imkân sağladığı için kompakt olmayan ısı değiştiricilerine göre tercih edilirler. Buna karşılık akışkanlardan en az birinin gaz olması, yüzeyi kirleten, pas yapan olan akışkanların, kullanılmaması ve akış esnasında oluşan aşırı yük (enerji) kayıplarını yenebilmek için ilave fan veya pompa gücüne gerek duyulması, kompakt ısı değiştiricilerinin belli başlı sakıncalarıdır.



Şekil-1.1 Isı değiştiricilerinin sınıflandırılması



Şekil-1.2 Isı değiştiricilerinin kompaktlığına genel bir bakış

1.4.3 Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama

Pratikteki birçok uygulamada, ısı değiştiricilerinde genellikle iki akışkan arasındaki ısı geçişi göz önüne alınır. Buna karşılık az da olsa bazı kimyasal işlemlerde, soğutma tekniğinde, havanın ayrıştırılmasında, hidrojenin saflaştırılması ve sıvılaştırılması gibi olaylarda üç akışkanlı ısı değiştiricileri ile de karşılaşılabilir.

Üç akışkanla çalışan ısı değiştiricilerini kullanan bir sisteme örnek olarak, evsel ve taşıt araçlarında küçük kapasiteli, (amonyak- NH_3 + su) eriyikli absorpsiyonlu tesislerde, hidrojen- H_2 gibi üçüncü bir nötr gaz kullanılarak elde edilen ısı enerjisi ile çalışan pompasız soğutma makinası gösterilebilir.

Üç ve daha fazla akışkan ile çalışan ısı değiştiricilerinin teorik analizleri oldukça karmaşık olup bu bağlamda tasarımları güçtür.

1.4.4 Isı Geçişi Mekanizmasına Göre Sınıflama

1.4.4.1 İki Tarafda da Tek Fazlı Akış

Isı değiştiricinin iki tarafındaki tek fazlı akışlardaki taşınım ile ısı transferi bir pompa veya fan ile tahrik edilen zorlanmış taşınım ya da yoğunluk farkının doğurduğu doğal taşınım olabilir. Oda ısıtıcıları, buhar kazanı ekonomizörleri, hava ısıtıcıları, taşıt radyatörleri ve hava soğutmalı ısı değiştiricileri önemli uygulamalardır.

1.4.4.2 Bir Tarafda Tek Fazlı, Diğer Tarafda Çift Fazlı Akış

Bu ısı değiştiricilerinin bir taraflarında zorlanmış veya tek fazlı akış varken, diğer taraflarında kaynamakta ve yoğunlaşmakta olan iki fazlı bir akış vardır. Bunlara örnek olarak termik santrallerin yoğunlaştırıcıları, soğutma sistemlerinin yoğunlaştırıcısı veya buharlaştırıcısı ile buhar kazanları gösterilebilir.

1.4.4.3 İki Tarafda da Çift Fazlı Akış

Bu tip ısı değiştiricilerinin bir taraflarında buharlaşma, diğer taraflarında yoğunlaşma işlemi vardır. Bunlar hidrokarbon damıtımında, yüksek basınçlı buhar kullanılarak alçak basınçlı buhar elde edilmesinde kullanılır. Bu tip ısı değiştiricilerine ait diğer iki örnek, su püskürtmeli yoğunlaştırıcılar ve su püskürtmeli buharlaştırıcılarıdır.

1.4.4 Taşınım ve Işınım Beraber Isı Geçişi

Özellikle bir tarafında yüksek sıcaklıkta gaz olan ısı değiştiricilerinde taşınım ve ışınım ısı geçiş bir arada görülür. Yüksek sıcaklıkta çalışan dolgu maddeli rejeneratörler, fosil yakacak yakan ısıtıcılar, buhar kazanları ve bunların kızdırıcıları ile piroliz ocakları bu tip ısı değiştiricilerine örnek olarak gösterilebilir.

1.4.5 Konstrüksiyona Göre Sınıflama

Isı değiştiricileri genellikle imalat özelliklerine göre karakterize edilir.

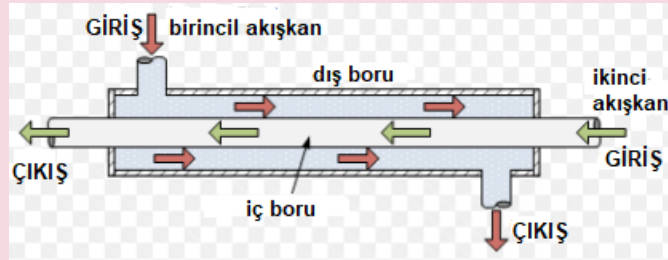
1.4.5.1 Borulu Isı Değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricileri eliptik, dikdörtgen ve genellikle de dairesel kesitli borulardan meydana gelmiştir. Akışkanlardan biri borunun içinde, diğer akışkan ise borunun dışında akar.

Boruların çapları, sayıları, uzunlukları, merkezleri arası mesafe ve boru düzeni değişebilir. Bu tip ısı değiştiricileri yüksek basınçlarda rahatlıkla kullanılabilir ve dört grupta incelenir.

Düz Borulu Isı Değiştiricileri

Pratikte iki borulu olanların yanı sıra, boru demetinden yapılmış çeşitlerine de rastlanılır (Şekil-1.3). İki borulu olanlar, en basit ısı değiştirici tipidir. Sistem genellikle aynı eksenli iki borudan yapılır. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğer akışkan dışarıdaki borudan akar. Akışkanların akış yönleri paralel veya ters akımlı olabilir. Isı değiştiricinin temizlenmesi kolay olduğundan, özellikle kirletici akışkanlar için uygun bir konstrüksiyondur. Boru çaplarının küçük olması durumunda, çok yüksek basınçlara çıkılabilir. Yatırım masraflarının artması nedeniyle, ısıtma yüzeyi 20 m² değerinden daha büyük yapılamaz.



Şekil-1.3 Düz borulu gövde-boru tipi ısı değiştiricisi

Spiral Borulu Isı Değiştiricileri

Bir veya daha fazla borudan yapılmış spiral ile bu spiralin dışındaki bir depodan meydana gelir. Soğutma sistemlerinde kullanılan yan aksel kondenser ve yan aksel evaporatör olarak da tasarlanabilir. Spiral boruların ısı transfer katsayısı, düz borulardakine göre daha yüksektir. Isıl genleşmelerin oluşturduğu gerilme problemleri bu ısı değiştiricilerinde yoktur.



Şekil-1.4 Spiral borulu ısı değiştiricileri

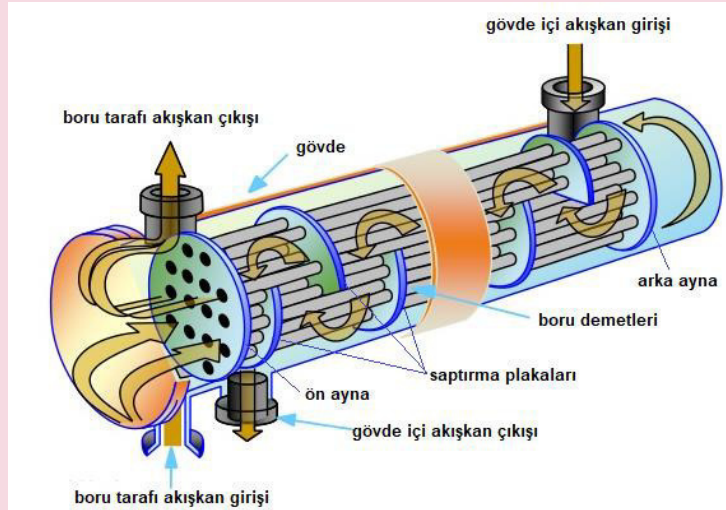
Gövde-Borulu Isı Değiştiricileri

Bu ısı değiştiricisi, silindirik bir gövde ile bunun içindeki birbirine paralel borulardan meydana gelir. Akışkanlardan biri boruların içinden, diğer akışkan ise bu boruların dışından yani gövde içinden akar. Ana elemanları borular (veya) boru demeti, gövde, boruların tespit edildiği ön ve arka aynalar ile gövde içindeki akışı yönlendiren perdelerdir. İşletme kolaylıkları ile geniş bir çalışma basıncı aralığı sebebiyle kullanım sahası yaygındır. Petrol rafinelerinde, termik santrallerde, kimya endüstrisinde, nükleer santrallerde ve güç santrallerinde ön ısıtıcı olarak kullanılır.

Gövde-borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan boru çapları 10 mm ile 57 mm arasında değişir. Genellikle daha kompakt ve ucuz ısı değiştirici projelendirilmesi sağladığından, küçük boru çapları (16 mm ile 25 mm) tercih edilir. Kirli akışkanların kullanılması gerektiği durumlarda ise temizleme kolaylığı sağladığından büyük çaplı borular kullanılır. Boru et kalınlığı, boru içindeki akışkanın basıncına ve korozyon payı düşünülerek seçilir. Isı değiştiricilerinde kullanılan çelik ve diğer borular için standart boru dış çapları ve et kalınlıkları TS1996'dan seçilerek kullanılır.

Gövde-borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan boru boylarının, piyasada satılan boru boylarının kesirleri olacak şekilde seçilmesi, imalatta fire vermemesi açısından uygundur. Gövde çapının 5-10 katı olarak boru boylarının seçilmesi, pratik açıdan uygun sonuçlar vermektedir (Şekil-1.5).

Gövde-borulu ısı değiştiricilerde boru demeti eşkenar üçgen, kare veya döndürülmüş üçgen ve kare şeklinde yapılabilir. Üçgen ve döndürülmüş kare düzenlemeleri, kare düzenlemeye göre daha büyük ısı transfer (geçiş) katsayıları vermesine rağmen, bunlardaki basınç kayıpları biraz daha büyüktür. Her tip düzenlemede boru eksenleri arasındaki uzaklığın, boru dış çapının 1,25 katı seçilmesi önerilir.



Şekil-1.5 Gövde-borulu tipi ısı değiştiricisi

Özel Gövde-Borulu Isı Değiştiricileri

Bu ısı değiştiricileri imalat yönünden klasik gövde-borulu ısı değiştiricilere benzemesine rağmen, özel kullanımlar için imal edilirler. Korumalı gövde-borulu ve grafit gövdeli ısı değiştirici gibi modelleri vardır.

1.4.5.2 Plakalı Isı Değiştiricileri

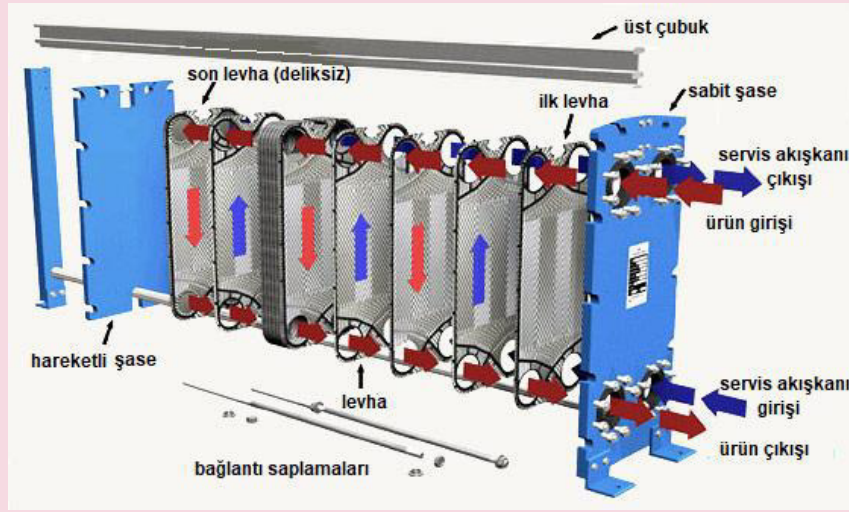
Bu tip ısı değiştiricilerinde akış, oluklu kanatlar arasına sıkıştırılmış olan yassı ince metal plakalarla ayrılmıştır. Bu yüzey düz veya dalgalı olabilir. Borulu tip gibi yüksek basınç ve sıcaklıkta kullanılamazlar. İnce film, contalı plakalı, spiral borulu, lamelli ısı değiştiricileri olmak üzere dört grupta incelenir.

İnce Film Isı Değişiricileri

Çok yüksek viskoziteli ve sıcaklığa duyarlı maddelerin ısıtılmasında ve soğutulmasında ince film ısı değiştiricileri önemli uygulama alanı bulur. Isı değiştiricisi içinde sıcaklığa duyarlı maddelerin kısa kalış süresi ve büyük ısı taşınım katsayılarına sahip olmaları nedeniyle, pratikte çoğu zaman bu ısı değiştiricileri buharlaştırıcı olarak ta kullanılır.

Contalı Plakalı Isı Değiştiricileri

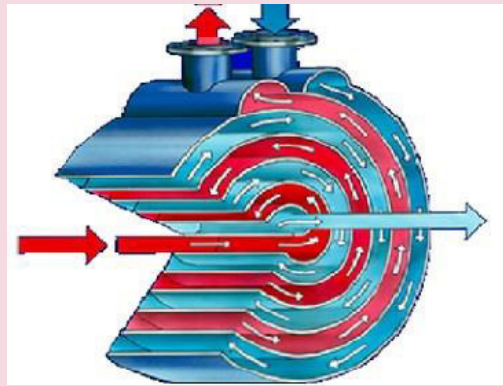
Akışkanları ayıran oluklu ya da dalgalı şeklindeki ince plakalardan bir paket yapılarak elde edilir. Metal plakalar arasında contalar vardır. İstenildiği kadar plaka ilave edilerek yüzey artırılabilir. Plakalar arası boşluklardan akışkanlar akar. Isı transferi bütün plaka yüzeyi boyunca olur. Kolaylıkla temizlenebildikleri için besin, içki, süt, makyaj ve kâğıt endüstrilerinde geniş olarak kullanılırlar. Plaka kalınlığı genellikle 0,5-1,2 mm, plakalar arasındaki boşluk ise 5-6 mm değerindedir. Plaka malzemesi olarak karbonlu çelik, alüminyum, bakır ve bakır alaşımları, paslanmaz çelik, nikel ve molibden alaşımları kullanılabilir (Şekil-1.6).



Şekil-1.6 Contalı plakalı ısı değiştiricileri

Spiral Plakalı Isı Değiştiricileri

İki uzun paralel plakanın spiral şeklinde sarılması ile elde edilir; iki plaka arasına konulan sapmalar ile düzgün bir boşluk sağlanabilir. Plakaların iki tarafı contalı bir kapak ile kapatılır. Akışkanlar birbirine ters veya paralel akacak şekilde düzenlenebilir (Şekil-1.7).



Şekil-1.7 Spiral plakalı tipi ısı değiştiricisi (şematik gösterim)

Temizlenmesi kolay olduğundan bu ısı değiştiricisi tortu yapabilecek akışkanlar için çok uygundur. Bu yüzden özellikle kâğıt endüstrisinde, sülfat ve sülfid fabrikalarında bu ısı değiştiricisi tercih edilir. Olduğu kadar kompakt

olmalarının yanında özel imalatları nedeniyle pahalıdırlar. Maksimum yüzey 150 m^2 , maksimum işletme basıncı 10 bar ve maksimum işletme sıcaklığı $500 \text{ }^\circ\text{C}$ ile sınırlıdır.

Sert Lehimli Plakalı Isı Değişiricileri

Lehimli plakalı ısı eşanjörleri ısıyı transfer etmenin en etkili yollarından biridir. En düşük yaşam döngüsü maliyetiyle benzersiz performans sağlamak üzere tasarlanmıştır. Bir sonraki ısıtma veya soğutma projelerinde lehimli teknoloji seçilmesi, yerden tasarruf, enerji ve bakım da dahil olmak üzere birçok fayda sağlayacaktır.

Prencip olarak BPHE, ön ve arka kapak levhası paketleri arasında bir levha paketi (oluklu kanal levhalarından) olarak yapılır. Kapak levhası paketleri sızdırmazlık levhaları, kör halkalar ve kapak levhalarından oluşur. Bağlantı türü, belirli pazar ve uygulama gereksinimlerini karşılamak üzere özelleştirilebilir. Vakumla lehimleme işlemi sırasında, taban ile dolgu malzemesi arasındaki her temas noktasında sert lehimli bir bağlantı oluşturulur. Tasarım, iki ayrı kanal veya devreden oluşan bir ısı değişirici oluşturur. (Şekil-1.8).



Şekil-1.8 Sert Lehim bağlantılı plakalı ısı değişirici

1.4.5.3 Kanatlı Yüzeyle Isı Değişiricileri

Ana ısı transfer yüzeyinde (boru veya plaka) kanatların veya diğer ilave çıkıntılarının ısı transfer yüzeyini artırmak amacıyla kullanıldığı ısı değişiricileridir. Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısı, sıvı tarafındakinden daha düşük olduğu için kanatlı ısı transfer yüzeyleri genelde gaz tarafında kullanılırlar. İki grupta incelenebilirler.

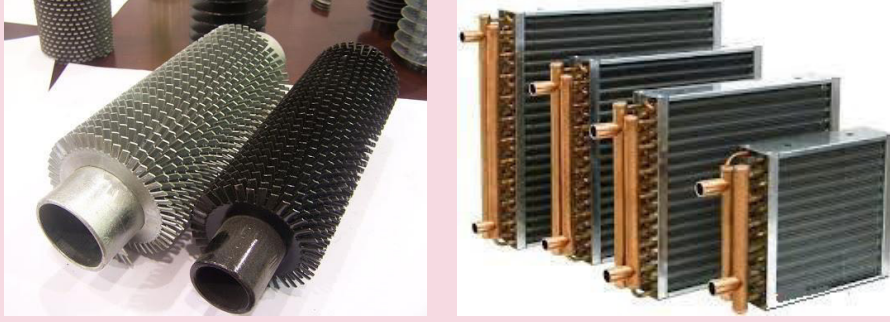
Plakalı Kanatlı Isı Değişiricileri

Genelde düşük sıcaklık tesislerinde ve akışkanlar arası sıcaklık farkının (1°C 'den 5°C 'ye kadar) düşük olduğu yerlerde kullanılırlar. Sahip oldukları akışa göre çeşitli şekillerde (paralel, ters veya çapraz akış) düzenlenebilirler. Birim hacmin ısı transfer alanına olan oranı $2000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ civarında olduğundan oldukça kompakt yapıya sahip oldukları söylenebilir. Plakalar boyunca ve plakadan plakaya iyi bir akış dağılımı sağlamak için bu ısı değişiricilerinin girişine özel sistemler konur. Plakalar $0,5\text{-}1,0 \text{ mm}$ ve kanatlar $0,15\text{-}0,75 \text{ mm}$ kalınlığındadır. Kanatlar, paralel plakalar halindeki yüzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak ile tutturulur. Kanat tipleri düz kanat, düz-delikli kanat, testere dişli kanat ve dalgalı kanattır. Plakalı-kanatlı ısı değişiricilerinin uygulama yeri bulunduğu alanlar gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları, soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma makineleri, klima tesisleri, elektronik devrelerin soğutulması, nükleer santraller ve kimya endüstrisidir.

Borulu Kanatlı Isı Değişiricileri

Kanatlı boru tipi ısı değişiricisi gövde içine yassılaştırılmış borulardan yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilir. Bu borulara lamel adı verilir ve genellikle nokta veya elektrik dikiş kaynağı ile birbirine tutturulur. Gövde içinde ayrıca perdeler bulunmaz.

Bu ısı değiştircileri bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı bulunduğu durumlarda kullanılırlar. Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısı, sıvı tarafındakinden daha düşük olduğu için genellikle kanatlar gaz tarafında kullanılırlar. Borulu-kanatlı ısı değiştircisi, kanatların boru dizilerinin dış tarafına sabitleştirildiği bir yapıdır. Bu kanatlar boru eksenine dik, eksene paralel, çaprazlama veya helisel şekillerde olabilir. Boru eksenine paralel olarak yerleştirilen kanatlar çoğunlukla iki borulu veya perdesiz gövde-borulu ısı değiştircilerinde kullanılırlar. Boru içinde kanatların kullanıldığı yerler soğutma sistemlerindeki kondenserler ve evaporatörlerdir. Kanatlar boru cidarına döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme tekniği ile tutturulabilirler. Bu tiplerin uygulama yerleri olarak güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıtlar, klima cihazları ve soğutma tesisatlarıdır (Şekil-1.9).



Şekil-1.9 Kanatlı boru tipi ısı değiştircisi (Konuk Isı)

1.4.5.4 Rejeneratif Isı Değiştircileri

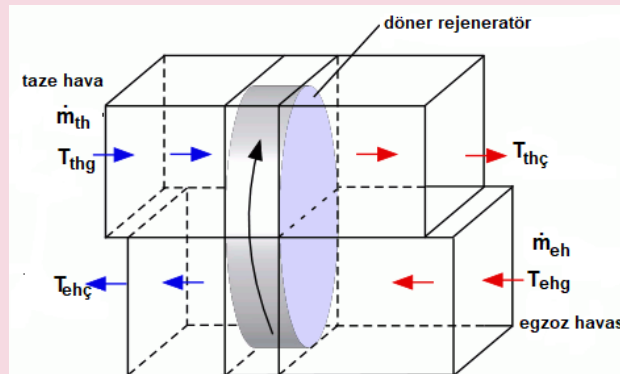
Bu tip ısı değiştircilerinde ısı önce sıcak akışkan tarafından bir ortamda depo edilir, daha sonra sıcak akışkana verilir. Isı geçisi dolaylı olur. Isının depolandığı alanlara matris adı verilir. Kompaktlık değerleri oldukça yüksek olup ilk yatırım masrafları azdır. Buna karşılık sadece gaz akışkanlarda kullanılabilirler ve akışkanlar arasında belirli bir miktar kaçak her zaman vardır.

Sabit Dolgu Maddeli Rejeneratörler

Bu ısı değiştircisinde gaz akış yönü sabit dolgu maddesine ve sabit dolgu maddesinden başka yöne saptırılır. Sürekli bir çalışma sağlamak için aynı tipten en az iki rejeneratöre gerek vardır. Birçok yerde üç veya dört rejeneratör aynı anda kullanılır. Yüksek fırınlarda, cam fabrikalarında ve düşük sıcaklık işletmelerinde havanın ayrılmasında kullanılırlar.

Döner Dolgu Maddeli Rejeneratörler

Bunlar disk ve silindir (kasnak) tipi olmak üzere iki grupta toplanabilir. Disk tipi rejeneratörlerde, ısı transfer yüzeyi disk şeklindedir ve akış aksenal yöndedir. Kasnak tipinde ise dolgu maddesi içi boş silindir şeklinde olup, akış radyal yöndedir. Gaz türbinleri ve taşıtlarda kullanılabilirler. Şekil-1.10'de bir döner rejeneratör (entalpi veya ısı tekeri) tipi (rejeneratif) ısı değiştircisi görölmektedir.



Şekil-1.10 Döner rejeneratör (entalpi veya ısı tekeri) tipi (rejeneratif) ısı değiştircisi.

Paket Yataklı Maddeli Rejeneratörler

Paket yataklı rejeneratörlerin imalat şekilleri çok basit olmalarına rağmen basınç kayıpları fazladır.

1.4.5.5 Karıştırmalı Kaplarda Isı Değişimi

Karıştırmalı kaplar, özellikle aralıklı çalışan ısıtma ve soğutma işlemlerinde çok kullanılan cihazlardır. Karıştırıcı kaplar içindeki akışkanlar ya dış yüzeyinden ceket tipi ya da kap içine yerleştirilen serpantinler yardımıyla ısıtılabilir veya soğutabilirler.

Bu cihazlar genellikle sıvıların ısıtılması ve soğutulması, eriyik veya karışımların karıştırma ve sıcaklık dengelemesi, sıvı karışımlarında ve süspansiyonlarda kütle transferini artırmak ve reaksiyonları hızlandırmak, fermantasyon işleminde gazlar ile sıvıların ve süspansiyonların karışımı, dispersiyon ve emülsiyon ile katı parçacıkların süspansiyon işlemleri için uygulanabilir [2].

1.4.6 Akıma Göre Sınıflama

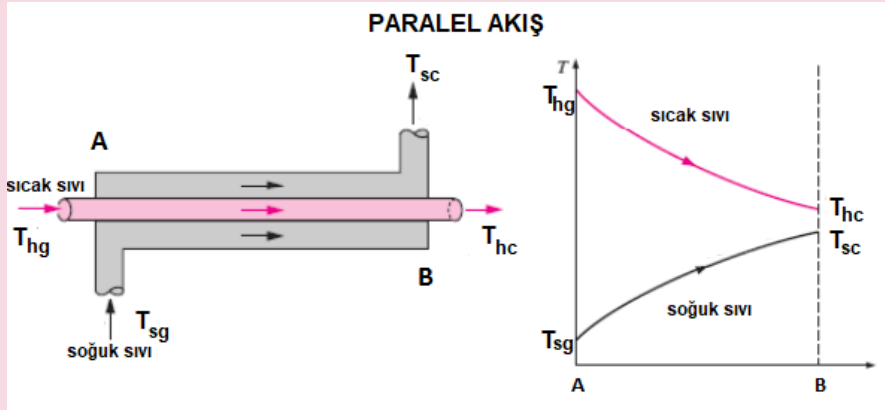
Isı değiştiricilerinde akışkanın değişik şekillerde düzenlenmesi logaritmik ortalama sıcaklık farkına, etkenliğe ve ısıl gerilmelere çok etki eder. Akış şekline göre sınıflandırma tek geçişli ve çok geçişli olarak iki grupta toplanabilir. Tek geçişli halde iki akışkan ısı değiştiricisinde birbiri ile yalnızca bir kere geçişirken, çok geçişli halde birbirleri ile birkaç kere geçişir.

1.4.6.1 Tek Geçişli Isı Değiştiricileri

Tek geçişli halde iki akışkan ısı değiştiricisi boyunca birbirleri ile yalnız bir kere geçişir. Üç başlıkta incelenebilir.

Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri

Bu akış şeklinde akışkanlar ısı değiştiricisinin bir ucundan girip aynı doğrultuda akarlar ve ısı değiştiricisinin diğer ucundan çıkarlar (Şekil-1.11). Genellikle birinci akışkan küçük çaplı borular içinden akarken, ikinci akışkan iki boru arasındaki dairesel halkadan akar. ısıl gerilmelerin istenmediği durumlarda tercih edilir.



Şekil-1.11 Paralel akımlı ısı değiştiricisi ve sıcaklık dağılımı

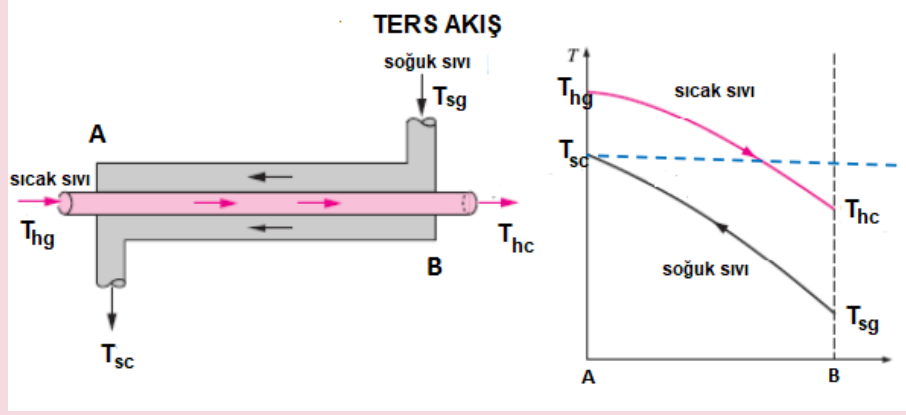
Ters Akımlı Isı Değiştiricileri

Bu tipte akışkanlar ısı değiştiricisinde birbirlerine göre ters yönde akar (Şekil-1.11). Ters akışlı ısı değiştiricilerinde logaritmik ortalama sıcaklık farkı, diğer bütün akış düzenlemelerinden daha büyüktür. Diğer ısı değiştiricilerine göre daha kompakt bir yapıya sahip olmalarına karşın, pratikteki imalat güçlükleri ve ısıl gerilmeler nedeniyle birçok uygulamada ters akışlı ısı değiştiricileri tercih edilmeyebilir.

Çapraz Akımlı Isı Değiştiricileri

Bu ısı değiştiricisinde akışkanlardan biri ısı transferi yüzeyi boyunca ve diğer akışkanın akış yoluna dik olacak şekilde akar. Konstrüksiyona göre, kanatlar veya şaşırtma plakaları yardımıyla, akışkanlar ısı değiştiricisi içinde

ilerlerken kendisi ile karışabilir veya karışmayabilir. Isı geçişi bakımından çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin etkinliği ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı paralel akışlı ve ters akışlı ısı değiştiricilerinin etkinliklerinin arasında olup, bu iki değer bakımından paralel akışlı olanlardan daha iyi, ters akışlılardan ise daha kötüdür. İmalat kolaylığı nedeniyle pratikte kompakt ısı değiştiricilerinin büyük çoğunluğu çapraz akışlı olarak yapılır.



Şekil-1.12 Ters akımlı ısı değiştirici ve sıcaklık dağılımı

1.4.6.2 Çok Geçişli Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricisi içinde değişik şekillerde art arda seri halde düzenlenerek çok geçişli tipler elde edilebilir. Çok geçişli ısı değiştiricileri kullanımının sağladığı en büyük üstünlük ısı değiştiricisi etkinliğini artırmaktır. Çok geçişli ısı değiştiricileri kanatlı yüzeylerde, gövde-boru tiplerinde ve plakalı tiplerde değişik düzenlemelerde imal edilebilir.

Çapraz Ters ve Çapraz Paralel Akışlı Isı Değiştiricileri

Çapraz ters akışlı tip, genellikle kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerinde tercih edilir. İki veya daha fazla sayıda çapraz geçiş arka arkaya ters akışlı olarak seri halde bağlanır. Isı değiştiricisi etkinliği, her bir geçişteki akışkanların karışıp karışmadığına ve geçiş sayısına bağlıdır. Yüksek sıcaklıklardaki uygulamalarda sıcaklığın fazla olduğu geçişlerde sığa dayanıklı pahalı malzeme, diğer yerlerde ise ucuz malzeme kullanılarak imalat masrafları azaltılabilir.

Çapraz paralel akışlı tip, bir önceki düzenlemeye çok benzer, sadece akışkanların birbirlerine göre genel akışı paraleldir. Geçiş sayısı artırılarak, sistemin etkinliği tek geçişli paralel akışlı ısı değiştiricisi etkinliğine yaklaştırılabilir.

Çok Geçişli Gövde-Borulu Isı Değiştiricileri

Bu düzenleme, gövde-borulu ısı değiştiricilerinde en çok kullanılan tiptir. Sistemde borular bir uçlarından tespit edildiğinden ısıl gerilmeler çok azdır. Gövde tarafındaki akışkan karıştığından, herhangi bir kesitteki gövde akışkanının sıcaklığı sabittir. Bir gövde içinde tek sayıda boru geçiş düzenlemelerinin etkinliği, çift sayıdaki düzenlemelere karşı biraz daha iyi olmasına rağmen, imalat güçlükleri ve ısıl gerilmeler nedeniyle fazla tercih edilmez.

n Adet Paralel Plaka Geçişli Isı Değiştiricileri

Plakalı tip ısı değiştiricilerinde, plakaların çeşitli şekillerde düzenlenmesi ile çok geçişli akışlar elde edilebilir. Plakalı tip ısı değiştiricilerinde conta yeri değiştirilerek bu düzenlemeler kolayca elde edilebilir.

1.BÖLÜM KAYNAKLARI

1. *Heat Exchanger Selection and Sizing (Engineering Design Guideline)*, KLM Technology Group, November 2010.
2. Genceli, O., “Isı Değiştiricileri”, Birsen Yayınevi, İstanbul 2005.

BÖLÜM-2

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN TASARIM ESASLARI

2.1 ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIM YÖNTEMLERİ

Isı değiştirici tasarımının amacı, giriş ve çıkış sıcaklıklarını, toplam ısı transfer katsayısını ve ısı değiştiricinin geometrisini, iki akışkan arasındaki ısı geçişi oranına bağlamaktır. En yaygın iki ısı değiştirici tasarım problemi değerlendirme ve boyutlandırma değildir. Kendimizi sadece reküperatörlerin tasarımına sınırlayacağız, yani, atık ısıyı geri kazanmak amacıyla kullanılan iki akışkanlı ısı değiştiricisinin tasarımı. Önce bir ısı değiştirici için ısı transferinin temel prensiplerini tartışarak başlayacağız. Aşağıdaki bağıntıları yazmak için aralarında ısı transferi olan soğuk ve sıcak akışkan akışlarına ait ısı dengesini yazabiliriz:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c(h_{c2} - h_{c1}) \quad (2.1)$$

ve

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h(h_{h1} - h_{h2}) \quad (2.2)$$

Faz değişimi olmayan sabit özgül ısılar için ise şunları yazabiliriz

$$\dot{Q}_c = (\dot{m}_c c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (2.3)$$

ve

$$\dot{Q}_h = (\dot{m}_h c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) \quad (2.4)$$

Şimdi enerjinin korunumundan $\dot{Q}_c = \dot{Q}_h = \dot{Q}$ olduğunu biliyoruz ve ısı transfer hızını (\dot{Q}), toplam ısı transfer katsayısını (U) ve ortalama sıcaklık farkını (T_m) ile gösterirsek,

$$\dot{Q} = U A \Delta T_m \quad (2.5)$$

yazılabilir. Burada A , U 'nun temel aldığı ısı alışverişi için toplam yüzey alanıdır.

$$\Delta T_m = f(T_{h1}, T_{h2}, T_{c1}, T_{c2}) \quad (2.6)$$

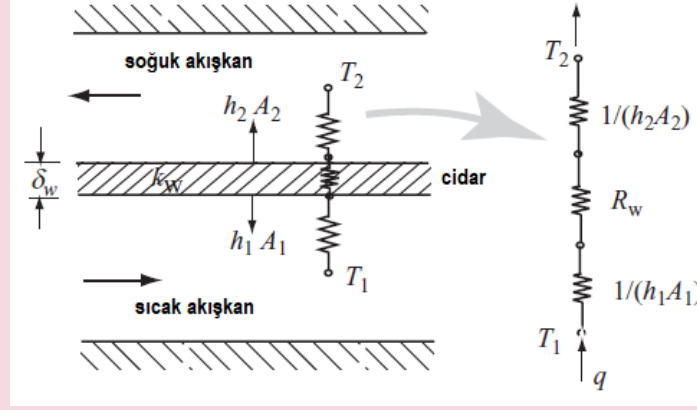
Artık, ısı değiştirici tasarımı probleminin, ortalama sıcaklık farkı için bir ifade elde etmek için indirgendiği açıktır. Isı transfer alanında birçok akış konfigürasyonu, yani paralel akış, ters akış ve çapraz akış için ifadeler elde edilmiştir. Daha sonra bu temel ifadeleri inceleyeceğiz. Konuşulacak olan ısı değiştirici tasarımında iki yaklaşım LMTD (logaritmik ortalama sıcaklık farkı) metodu ve Etkenlik- NTU (geçiş birim sayısı/ısı transferi birim sayısı) metodudur. Bu yöntemlerin her biri, problem özelliklerinin doğasına bağlı olarak belirli avantajlara sahiptir.

2.1.1 Toplam Isı Transfer Katsayısı (U)

Bir ısı değiştirici analizi, her zaman, toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesiyle başlar. Toplam ısı transfer katsayısı, sistemin bireysel ısı dirençleri açısından tanımlanabilir. Bu dirençlerin her birini seri halinde birleştirilirse aşağıdaki bağıntı yazılabilir:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_i} + \frac{1}{S k_w} + \frac{1}{(\eta_o hA)_o} \quad (2.7)$$

Burada η_o iç ve dış yüzeylerin yüzey verimi, h iç ve dış yüzeyler için taşıyıcıyla ısı transfer katsayılarını, k_w akışkanları ayıran ara yüzeyin (cidarın) iletimle ısı transfer katsayısını ve S iki akışkanı ayıran duvar için bir şekil faktörüdür.



Şekil-2.1 Bir ısı değiştiricide ısı dirençleri ile sıcak ve soğuk akışkanların gösterimi

Yüzey verimi η_o , ayırma duvarının her iki tarafında mevcut olan genişletilmiş yüzeylerin etkilerini açıklar. Yüzey verimi η_o ile genişletilmiş bir yüzeyin kanatçık verimi η_f arasında aşağıdaki şekilde bir bağlantı vardır:

$$\eta_o = \left(1 - \left(1 - \eta_f\right) \frac{A_f}{A}\right) \quad (2.8)$$

Burada A_f kanatçık alanını ve A kanat olmayan taban alanını göstermektedir. Isı dirençleri şunları içerir: iç ve dış film dirençleri, iç ve dış genişletilmiş yüzey verimi ve iki akışkan akışının karışmasını engelleyen bir bölme duvarı boyunca iletimi. Bir dizi yararlı duvar konfigürasyonu için şekil faktörleri aşağıda Tablo 2.1'de verilmiştir. Bazı kompleks iki bağlı bölgeler için ilave sonuçlar sunulacaktır.

Bağıntı (2.7) temiz veya planlanmamış ısı değiştirici yüzeyleri içindir. Kirlenmenin ısı değiştirici performansı üzerindeki etkileri daha sonraki bir bölümde ele alınmıştır. Sonunda şunu not etmeliyiz

$$UA = U_o A_o = U_i A_i \quad (2.9)$$

Bununla birlikte,

$$U_o \neq U_i \quad (2.10)$$

Son olarak, toplam ısı transfer katsayısının tanımında ısı dirençlerin büyüklük mertebelerinin toplam ısı transfer katsayısının hesaplanmasında önemli bir etkisi olabilir. Akışkanların yapısına bağlı olarak, bir veya daha fazla direnç baskın olabilir ve ek dirençler önemsiz hale gelebilir. Örneğin, Tablo 2.2'de, iki akışkandan biri bir gaz ve diğeri bir sıvı ise, o zaman, her bir yüzeydeki yüzey alanının eşit olduğu varsayılarak, kontrol direncinin gazınki kadar olduğunu görmek kolaydır.

Tablo 2.1 Şekil-faktörleri

Geometri	S
Düz duvar	$\frac{A}{t}$
Silindirik cidar	$\frac{2\pi L}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}$
Küresel cidar	$\frac{4\pi r_o r_i}{r_o - r_i}$

Tablo 2.2 Çeşitli ortamlar için h yüzeyel ısı taşınım katsayısının büyüklüğü (Kakaç 1991)

Akışkan	h [W/m^2-K]
Gazlar (doğal taşınım)	5-25
Gazlar (zorlanmış taşınım)	10-250
Sıvılar (metal dışı)	100-10 000
Sıvı metaller	5000-250 000
Kaynama	1000-250 000
Yoğuşma	1000-25 000

2.1.2 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (LMTD) Yöntemi

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) tüm temel ısı transfer kitaplarında bulunur. Paralel akış veya ters akış düzenlemesi için yazılabilir. LMTD şu şekildedir:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (2.11)$$

Burada ΔT_1 ve ΔT_2 paralel akış veya ters akış olsun, ısı değiştiricinin her iki ucundaki sıcaklık farkını temsil eder. LMTD ifadesi, toplam ısı transfer katsayısının, ısı değiştiricinin tüm akış uzunluğu boyunca sabit olduğunu varsayar. Değilse, ısı değiştiricisinin artan bir analizi gerekir. LMTD yöntemi, çapraz akış düzeltme faktörü ile kullanıldığında çapraz akış düzenlemelerine de uygulanabilir. Bir çapraz akışlı ısı değiştirici için ısı transfer oranı şöyle yazılabilir:

$$\dot{Q} = F U A \Delta T_{lm} \quad (2.12)$$

Burada F bir düzeltme faktörüdür ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı ters akışlı ısı değiştirici düzenlemesine dayanmaktadır.

LMTD metodu hem giriş hem de çıkış sıcaklıklarının biliniyor olduğunu varsaymaktadır. Bu durumda, bir ısı değiştirici sorununun çözümü biraz sıkıcı olur. ısı değiştiricisi etkinliğine dayalı alternatif bir yöntem, bu tür analizler için daha uygundur. Eğer $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T$ ise, LMTD ifadesi basitçe ΔT 'ye düşer.

2.1.3 Etkenlik ε – NTU Yöntemi

Bir dizi ısı değiştiricisi tasarım problemini basitleştirmek Etkenlik- NTU (geçiş birim sayısı/ısı transferi birim sayısı) yöntemi geliştirilmiştir. ısı değiştirici etkinliği ε , birim zamandaki gerçek ısı transferinin \dot{Q} , birim zamandaki mümkün olan maksimum ısı transferi olan \dot{Q}_{max} 'a oranı olarak bağıntı (2.13)'deki gibi tanımlanır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.13)$$

Burada, ısı değiştiricisindeki gerçek ısı transferi \dot{Q} , ortama ısı kaybının olmadığı kabulü altında sıcak akışkanın verdiği veya soğuk akışkanın aldığı ısılarından hesaplanabilir. $C_1 = \dot{m}_1 c_{p1}$ ve $C_2 = \dot{m}_2 c_{p2}$ sıcak (1) ve soğuk (2) akışkanların ısı kapasite debileri olmak üzere,

$$Q = C_1(T_{1g} - T_{1ç}) = C_2(T_{2ç} - T_{2g}) \quad (2.14)$$

şeklinde yazılabilir. Birim zamandaki mümkün olan maksimum ısı transferi olan \dot{Q}_{max} değeri ise, C_1 veya C_2 ısı kapasite debilerinden hangisi daha küçükse, bu kapasite debi değeriyle sıcak akışkanın girişi ile soğuk akışkanın girişi arasındaki sıcaklık farkının çarpımından bulunur.

$$Q_{max} = C_{min}(T_{1g} - T_{2g}) \quad (2.15)$$

Bu tanımlara göre ısı değiştiricisinin etkinliği için,

$$\varepsilon = \frac{C_1(T_{1g}-T_{1ç})}{C_{\min}(T_{1g}-T_{2g})} = \frac{C_2(T_{2ç}-T_{2g})}{C_{\min}(T_{1g}-T_{2g})} \quad (2.16a)$$

$$C_1 < C_2 \text{ ise } C_1 = C_{\min}: \varepsilon = \frac{(T_{1g} - T_{1ç})}{(T_{1g} - T_{2g})} = \frac{C_2(T_{2ç} - T_{2g})}{C_1(T_{1g} - T_{2g})} \quad (2.16b)$$

$$C_1 > C_2 \text{ ise } C_2 = C_{\min}: \varepsilon = \frac{(T_{2ç} - T_{2g})}{(T_{1g} - T_{2g})} = \frac{C_1(T_{1g} - T_{1ç})}{C_2(T_{1g} - T_{2g})} \quad (2.16c)$$

eşitlikleri yazılabilir.

Sonuçta birim zamandaki ısı transferi miktarını şu şekilde hesaplayabiliriz:

$$Q = \varepsilon Q_{\max} = \varepsilon C_{\min}(T_{1g} - T_{2g}) \quad (2.17)$$

Isı değiştirici etkililiğini transfer birim (NTU) sayısı olarak adlandırılan başka bir parametreye bağlayan ifadeler geliştirmek mümkündür. NTU değeri şöyle tanımlanır

$$NTU = \frac{U A}{C_{\min}} \quad (2.18)$$

Şimdi bir ısı değiştirici problemini çözmek için basit bir konu

$$\varepsilon = f(NTU, C_r) \quad (2.1)$$

fonksiyonunu tanımlamak olup, burada $C_r = C_{\min}/C_{\max}$ 'dir.

Isı değiştirici etkenliğini transfer ünitelerinin sayısına bağlayan çok sayıda ifade elde edilmiştir. Çalışma kâğıdı, bu çözümlerin bir sayısını ve bunlardan türetilen özel durumları özetler.

Kolaylık için ε -NTU ilişkileri, basit bir iki borulu ısı değiştiricideki paralel akış ve ters akış halleri için verilmiştir:

Paralel Akış

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+C_r)]}{1+C_r} \quad (2.20a)$$

veya

$$NTU = \frac{-\ln[1-\varepsilon(1+C_r)]}{1+C_r} \quad (2.20b)$$

Ters Akış

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C_r)}}{1+C_r e^{-NTU(1-C_r)}} ; C_r < 1 \quad (2.21a)$$

ve

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU} ; C_r = 1 \quad (2.21b)$$

veya

$$NTU = \frac{1}{C_r-1} \ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon C_r-1}\right); C_r < 1 \quad (2.21c)$$

ve

$$NTU = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} ; C_r = 1 \quad (2.21d)$$

Diğer ısı değiştirici konfigürasyonlar için, okuyuculara Isı Transferi veya Isı Değiştiricileri ders veya el kitaplarına bakmaları önerilir. Çoğu zaman üreticinin ısı değiştirici performansını, giriş sıcaklığı farkı $ITD = (T_{1g} - T_{2g})$ cinsinden göstermeyi tercih eder. Bu genellikle normalize edilmiş $Q/ITD = Q / (T_{1g} - T_{2g})$ parametresini çizerek elde edilir. Bu, ε -NTU yönteminin doğrudan bir sonucudur.

2.2 ISI DEĞİŞTİRİCİSİ BASINÇ KAYIPLARI

Isı değiştiricilerindeki basınç kayıpları (düşümü) tasarım aşamasında önemli bir husustur. Akışkan sirkülasyonu bir çeşit pompa veya fan gerektirdiğinden, zayıf tasarımın bir sonucu olarak ek maliyetler oluşur. Her iki akışkan akışı için basınç düşümü hesaplamaları gereklidir ve çoğu durumda akış iki iç akıştan veya iç ve dış bir akıştan oluşur. Basınç düşümü, akış tipi (laminer veya türbülanslı) ve geçit geometrisi gibi bir dizi faktörden etkilenir.

Birincisi, bir akışkan, akış alanındaki ani bir azalmaya bağlı olarak ısı değiştirici gövdesine girdiği zaman bir giriş basınç kaybına maruz kalır, daha sonra gövde, sürtünme ve diğer iç kayıplardan dolayı basınç kaybına bir katkıda bulunur ve nihayet akışkan, gövdenin dışına çıktığında ani bir genişleme nedeniyle kayıp oluşur. Ek olarak, eğer akışkanın ısınması veya soğutulması sonucu yoğunluğunun gövde içinde değişmesi durumunda, akışta bir hızlanma veya yavaşlama yaşanır. Bu aynı zamanda genel basınç düşümü ne (veya kazancına) katkıda bulunur. Tüm bu etkiler aşağıda tartışılmıştır.

Giriş Kaybı

Ani bir daralma için giriş kaybı, elde edilmesi için K_c yerel kayıp katsayısını içeren Bernoulli bağıntıi kütlenin korunumu bağıntıi ile birleştirilerek aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\Delta p_i = (1 - \sigma_i^2 + K_c) \frac{1}{2} \frac{G^2}{\rho_i} \quad (2.22)$$

Burada σ geçiş daralma oranı ve $G = \dot{m}/A$, akışkanın kütle akısıdır ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$). Genel olarak,

$$\sigma = \frac{\text{minimum akış alanı}}{\text{ön bakış alanı}} \quad (2.23)$$

Gövde Kayıpları

Gövde, basınç düşümünü Fanning sürtünme faktörü f cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Delta p_c = \frac{4fL}{D_h} \frac{1}{2} \frac{G^2}{\rho_m} \quad (2.24)$$

Burada ρ_m akışkanın ortalama yoğunluğu olup, akışkanın yoğunluğu gaz akışlarında kayda değer ölçüde değişebileceğinden, hızlanma veya yavaşlama meydana gelebilir. Gövde boyunca impuls-momentum bağıntıi,

$$\Delta p_a A = \dot{m}(V_e - V_i) \quad (2.25)$$

şeklinde yazılabilir.

Hız, $V = G/\rho$ ve $G_i = G_e = G$ olduğundan, $G = \dot{m}/A$, $V_e = G_e/\rho_e$ ve $V_i = G_i/\rho_i$ değerleri (2.25) bağıntıinde yerlerine yazılırsa, gövde içerisinde akışkanın hızlanması veya yavaşlamasından dolayı yoğunluğunun değişmesinden kaynaklanan basınç düşümü (veya kazancı) Δp_a ,

$$\Delta p_a = G^2 \left(\frac{1}{\rho_e} - \frac{1}{\rho_i} \right) \quad (2.26)$$

şeklinde elde edilir.

Çıkış Kayıpları

Son olarak, akış çekirdekten çıkarken, akışkan ani bir genişlemeden geçebilir. Bernoulli bağıntısının kütle korunumu ile birlikte uygulanması,

$$\Delta p_e = -(1 - \sigma_e^2 - K_e) \frac{1}{2} \frac{G^2}{\rho_e} \quad (2.27)$$

Basınç düşümü nün (yükselmesinin) soldan sağa olduğunu varsaydık. Bir kez daha σ , alan daralma oranıdır ve G ise akışkanın kütle akısıdır.

Toplam Basınç Kaybı

Isı değiştirici çekirdeğindeki toplam basınç düşümü, bu katkıların tümünü toplayarak elde edilir. Yani

$$\Delta p = \Delta p_i + \Delta p_c + \Delta p_a + \Delta p_e \quad (2.28)$$

Tüm etkileri birleştirip yeniden düzenleme, bir ısı değiştirici çekirdeğinde basınç düşümü nü tahmin etmek için aşağıdaki genel ifadeyi verir:

$$\Delta p = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[(1 - \sigma_i^2 + K_c) + f \frac{4L}{D_h} \left(\frac{\rho_i}{\rho_m} \right) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_e} - 1 \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_e} \right] \quad (2.29)$$

Artık akışkanı pompalama gücü, enerjinin korunumu uygulanması gereğince genel basınç düşümü yle ilgili olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{W}_p = \frac{1}{\eta_p} \frac{\dot{m}}{\rho} \Delta p \quad (2.30)$$

Burada η_p pompa verimidir. Verim, pompadaki sürtünme kayıpları gibi tersinmezlikleri hesaba katar.

Genişleme ve daralma kayıp katsayılarının Reynolds sayısı ile bağımlılığının mevcut olduğu açıktır. Ancak, bu bağımlılık küçüktür. Tasarım amaçları için, bu kayıpların davranışlarını sadece $Re = \infty$ eğrilerini dikkate alarak tahmin edebiliriz. Bu eğriler aşağıdaki bağıntılara sahiptir:

$$K_e = (1 - \sigma)^2 \quad (2.31)$$

ve

$$K_c \approx 0,42(1 - \sigma^2)^2 \quad (2.32)$$

2.3 GENİŞLETİLMİŞ YÜZEYLERİN ANALİZİ

Yüzgeçler olarak da bilinen genişletilmiş yüzeyler, bir sistemin ısıl direncini azaltmak için yaygın olarak kullanılmaktadır. Genel ısı geçiş oranını arttırmak için yüzgeçlerin eklenmesi, kompakt ısı değiştirici ve ısı emici tasarımında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu bölümün amacı genişletilmiş yüzeyler teorisini geliştirmek ve sunmaktır. Analitik yöntemler ile çözümü mümkün olmayan karmaşık yüzgeç geometrileri için sayısal yöntemlerin geliştirilmesine ek olarak, çeşitli kanatçıklar için çok sayıda analitik çözüm ayrıntılı olarak sunulacaktır.

2.3.1 Taşınımlı Tek Boyutlu Isı İletimi

Öncelikle ilk ilkelerden taşınım ile tek boyutlu bir iletim için bağıntı türeterek başlarız. Yönetici bağıntı, genel olarak, hem uzunlamasına ve pin kanatçıklı aksel akış sistemlerine hem de dairesel halka şeklindeki kanat tipleri gibi kanatçıklı olan radyal akış sistemlerine uygulanıp sonuç alınabilecek bir şekilde türetilmektedir.

Taşınımlı bir boyutlu akış için yönetici bağıntı, uzunlamasına, radyal veya pin kanatlı şekil yapıları için genel terimlerle türetilir. Bir keyfi kontrol hacmiyle başlayarak, sol yüze iletimle ısı transferi Fourier ısı iletim hızı bağıntısıyla verilir.

$$\dot{Q}_{cond,u} = -kA \frac{dT}{du} \quad (2.33)$$

Burada k ısı iletkenliği, $A = A(u)$ kesit alanı, $T = T(u)$ sıcaklık ve u belirli bir koordinat sistemine göre içe doğru yönlendirilmiş, yani uzunlamasına veya pin kanatçıkları için $u = x$ ve radyal kanatçıklar için $u = r$ 'dir.

Sağ yüzeyi terk eden iletimle ısı transferi hızı,

$$\dot{Q}_{cond,u+du} = -kA \frac{dT}{du} + \frac{d}{du} \left(-kA \frac{dT}{du} \right) du \quad (2.34)$$

Kontrol hacminin yüzeyindeki taşınım ile ısı kaybı hızı Newton'un Soğutma Kanunundan elde edilir.

$$\dot{Q}_{conv} = hPds(T - T_f) \quad (2.35)$$

Burada h taşınım ile ısı transfer katsayısı, $P = P(u)$ ıslak çevre, ds yanal yüzeyin yay uzunluğu ve T_f ortam akışkanının sıcaklığıdır.

Kontrol hacminin üzerinde bir enerji dengesi yazılırsa,

$$\dot{Q}_{cond,u} - \dot{Q}_{cond,u+du} - \dot{Q}_{conv} = 0 \quad (2.36)$$

Değerler yerlerine yazılırsa aşağıdaki diferansiyel bağıntı elde edilir,

$$\frac{d}{du} \left(kA \frac{dT}{du} \right) - hP \frac{ds}{du} (T - T_f) = 0 \quad (2.37)$$

Şimdi, sıcaklık fazlalığını $\theta = T(u) - T_f$ şeklinde tanımlarsak bağıntı,

$$\frac{d}{du} \left(A \frac{d\theta}{du} \right) - \frac{hP}{k} \frac{ds}{du} \theta = 0 \quad (2.38)$$

Şeklindeki taşınımlı tek boyutlu ısı iletimi için yönetici bağıntısını verir. Diferansiyellerin alınmasıyla bağıntı,

$$A \frac{d^2\theta}{du^2} + \frac{dA}{du} \frac{d\theta}{du} - \frac{hP}{k} \frac{ds}{du} \theta = 0 \quad (2.39)$$

halini alır. Bu yönetici bağıntı, değişken kesit alanına ve profile sahip aksel ve radyal sistemler için geçerlidir. ds/du terimi, yanal yüzey alanının izdüşüm alanına oranıdır ve aşağıdaki bağıntıdaki gibi $y(u)$ profil fonksiyonuyla ilgilidir.

$$\frac{ds}{du} = \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{du} \right)^2} \quad (2.40)$$

Yukarıdaki bağıntı, büyük hatalara neden olmadan, ince kanatlı profiller için bir bütün olarak, yani $(dy/du)^2 \approx 0$ olarak alınabilir. Bu nedenle, değişken en kesit alanına ve profiline sahip ince kanatçıklar için, yönetici bağıntı olur.

$$A \frac{d^2\theta}{du^2} + \frac{dA}{du} \frac{d\theta}{du} - \frac{hP}{k} \theta = 0 \quad (2.41)$$

Taşınım tek boyutlu bir iletim için yönetici bağıntı, yanal iletim direncinin taşınım direncine göre küçük olduğu sistemlere uygulanabilir. Bu koşullar altında sıcaklık profili tek boyutludur. Bağıntı koşulları (2.35) geçerli olan aşağıdaki kriterlerden belirlenir:

$$Bi = \frac{hb}{k} < 0.1 \quad (2.42)$$

Burada, Bi kanatçık profilinin maksimum yarı kalınlığına dayalı Biot sayısıdır. Kanatçık Biot sayısı basitçe cisim içerisindeki yanal iletim direncinin yanal taşınım direncine oranı olup, aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Bi = \frac{R_{cond}}{R_{conv}} = \frac{\frac{b}{kA}}{\frac{1}{hA}} \quad (2.43)$$

2.3.2 Sınır Şartları

Genel kanatçık bağıntı, kanatçık ucunda ($u = u_e$) aşağıdaki sınır koşullarına tabidir

$$\frac{d\theta(u_e)}{du} + \frac{h_e}{k} \theta(u_e) = 0 \quad (2.44)$$

Kenar yüzeyleri için taşınım ısı transfer katsayısının h_e olduğu kesik tepeli kanatçıklar için,

$$\frac{d\theta(u_e)}{du} = 0 \quad (2.45)$$

bağıntı adyabatik uç şartıdır. Kanatçık tabanında ($u = u_o$) ise,

$$\theta(u_o) = \theta_o \quad (2.46)$$

yazılır.

Eksenel kanatçıklar için $u_e = 0$ ve $u_o = L$ ve radyal kanatçıklar için ise $u_e = r_o$ ve $u_o = r_i$ almak uygundur. Sonraki bölümlerde, çeşitli profil şekilleri için her bir kanatçık sınıfı için analitik sonuçlar elde edilecektir. Belirli bir durum için sıcaklık fazlalığı için çözüm bulununca, Kanatçık tabanındaki ısı akışının çözümü Fourier ısı iletim hızı bağıntısından elde edilebilir.

$$\dot{Q}_b = -kA \frac{d\theta}{du} \quad (2.47)$$

kanadın tabanına uygulanır.

2.3.3 Kanat Performansı

Kanatçık performansı geleneksel olarak kanatçık verimliliği veya kanatçık etkenliği ile ölçülmüştür. Kanatçık verimliliği şöyle tanımlanabilir

$$\eta_f = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_b}{hA_s\theta_b} \quad (2.48)$$

Burada, kanadın her noktasında sıcaklık, θ_b taban sıcaklığındaysa, \dot{Q}_{max} maksimum ısı transfer hızıdır. Kanatçık etkenliği ε aşağıdaki gibi tanımlanabilir,

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{b,fin}}{\dot{Q}_{b,bare}} = \frac{\dot{Q}_b}{hA_b\theta_b} \quad (2.49)$$

burada \dot{Q}_b kanat olmadığı zaman kanadın tabanından ısı transferidir, yani $L \rightarrow 0$.

Birçok ısı emici tasarım uygulamasında, tanımlanan en düşük direnç oranını dikkate almak genellikle daha uygundur.

$$R_{kanat} = \frac{\theta_b}{\dot{Q}_b} \quad (2.50)$$

Ek direnç yollarının kullanılması düşünüldüğünden, kanatçık direncinin kullanılması, ısı emici sistemlerin modellenmesi için daha uygundur.

2.3.4 Analitik Çözümler

Bu bölümde, çeşitli kanatçık yapılandırmaları elde edilen birçok analitik çözümü inceliyoruz. Çoğu durumda, sıcaklık dağılımı için çözümler düzeltilmiş Bessel fonksiyonları gibi özel fonksiyonları içerir. Genişletilmiş yüzeylere ilişkin analitik yöntemlerin kapsamlı bir incelemesi, Kern ve Kraus'un (1972) klasik metninde bulunabilir. Arpacı (1966) ve Schnieder (1955) gibi ısı iletimi ile ilgili en gelişmiş metinlerde, Jakob (1949) ve Eckert ve Drake (1972) gibi daha genel gelişmiş ısı transfer metinlerinde daha kısa incelemeler bulunur. Analitik yöntemler, uzunlamasına kanatlar, pim kanatlar ve dairesel halka şeklindeki kanatlar gibi genişletilmiş yüzeylerin birtakım uygulamalarına başarıyla uygulanmıştır.

2.4 TİPİK ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMLARI

Şimdi birkaç ortak ısı değiştirici tasarımını inceleyeceğiz ve her bir yapılandırmadaki farklılıkları vurgulayan örnekleri tartışacağız. İki borulu Isı Değiştiricileri, Gövde-Borulu Isı Ekskavatörleri, Kompakt Isı Değiştiricileri, Plakalı ve Çerçevesiz Tipi Isı Değiştiricileri ve Kazanlar, Kondenserler ve Evaporatörler.

2.4.1 İki borulu Isı Değiştiricileri

İki borulu ısı değiştirici, muhtemelen uygulamalarda bulunan en basit yapılandırmalardan biridir. İki borunun içinde akan bir akışkan ve borular arasındaki halka şeklindeki boşluğun içinde akan diğer akışkan ile iki eş merkezli dairesel borudan oluşur. Birincil kullanımları, küçük ısı transfer alanlarının gerekli olduğu soğutma prosesi akışkanlarındadır. Paralel akış ve ters akış gibi bir dizi düzenlemede tasarlanabilir ve bir sistem oluşturmak için diğer ısı değiştiricileri ile seri veya paralel düzenlemelerde birleştirilebilir.

Bu yapılandırma için, toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi verilir:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i(2\pi r_i L)} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k_w L} + \frac{1}{h_o(2\pi r_o L)} \quad (2.51)$$

r_i ve r_o , iç borunun iç ve dış yarıçaplarını gösterir. Isı transfer katsayısı h_i , bir boru için hesaplanırken, ısı transfer katsayısı h_o dıştaki halka kesit için hesaplanır. Her iki akışkan da türbülanslı akışta ise, ısı transfer katsayıları $D = D_h$ korelasyonu kullanılarak hesaplanabilir, aksi takdirde halka kesitli bölgeye özel dikkat gösterilmelidir.

Her bir akışkan için basınç düşümü şu şekilde belirlenebilir:

$$\Delta p = \left[\sum \frac{4fL}{D_h} + \sum K \right] \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.52)$$

Bununla birlikte, akışın doğasını anlamak için yani seri, paralel ya da seri-paralel bağlantı durumları için dikkatli olunmalıdır.

Örnek 2.1

Aşağıdaki iki borulu ısı değiştiriciyi inceleyiniz. 5000 kg/h akan su, 100 °C'de başka bir kaynaktan gelen sıcak su kullanılarak 20 °C ila 35°C arasında ısıtılır. Sıcak suyun sıcaklığının düşmesi 15 °C'yi aşmazsa, ne kadar boru uzunluğu gerekir? Nominal 3 inç dış boru ve nominal 2 inç iç boru kullanılıyorsa, bir paralel akış düzenlemesi. İç boru duvar kalınlığının, ısı iletkenliği $k = 54 \text{ W/m-K}$ olan 1/8 inç karbon çeliği olduğunu varsayalım. Isı değiştirici seri bağlı 1,25 m U-borularından oluşacaksa, kaç tane gerekli olacaktır? Ayrıca, her bir akışkan akışı için basınç düşümünü belirleyiniz. Isı değiştirici, kayıpları önlemek için yalıtılmıştır ve sıcak su halka kesitli dış boruda akarken, borunun içinde akarken, ısıtılacak olan soğuk su ise iç boru içinde akmaktadır.

2.4.2 Gövde-Boru Tipi Isı Değiştiriciler

Gövde ve borulu ısı değiştiriciler, güç kondansatörleri, yağ soğutucuları, ön ısıtıcılar ve buhar jeneratörleri olarak yaygın şekilde kullanılmaktadır. Silindirik bir gövdede birbirine paralel monte edilmiş birçok borudan oluşurlar. Akış, paralel, ters veya çapraz akışlı olabilir ve bazı durumlarda başlıklar nedeniyle bu akış düzenlemelerinin kombinasyonları olabilir. Gövde-boru tasarımları nispeten basittir ve çoğunlukla Borulu Isı Değiştiricisi İmalatçıları Birliği (TEMA) standartlarına göre tasarlanmıştır.

Bu konfigürasyon için toplam ısı transfer katsayısı (kirlenmeyi göz ardı ederek):

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.53)$$

A_i ve A_o boruların iç ve dış yüzey alanlarını gösterir. Isı transfer katsayısı h_i , bir boru için hesaplanırken, ısı taşınım katsayısı h_o ise şaşırtma kullanılıp kullanılmadığına bağlı olarak paralel ya da çapraz akıştaki boru demetleri için hesaplanır. Isı transfer katsayısını doğru bir şekilde tahmin etmek için iç borudaki, şaşırtma, tek geçişli, çok geçişli, boru aralığı ve düzenlemesi vb. tertiplerine özel dikkat gösterilmelidir. Genellikle, boru sayısında ciddi değişiklikler meydana gelmedikçe, gövde tarafı ısı transfer katsayısı ilk tahminden çok fazla değişmeyecektir. Ön boyutlandırma için genellikle $h_o = 5000 \text{ W/m}^2\text{K}$ değeri kullanılır.

Isı transfer yüzey alanı aşağıdakilerden hesaplanır:

$$A_o = \pi d_o N_t L \quad (2.54)$$

Burada d_o boruların dış çapı, N_t boruların sayısı ve L boruların uzunluğudur.

Silindirik bir gövdeye sığabilen boruların sayısı şu şekilde hesaplanır:

$$N_t = CTP \frac{\pi D_s^2}{4CLP_t^2} \quad (2.55)$$

CTP Faktörü, silindirik bir gövde içindeki dairesel boruların eksik örtme kapasitesini dikkate alan, yani bir boru geçişi için $CTP = 0,93$, iki boru geçişi için $CTP = 0,9$ ve üç boru geçişi için $CTP = 0,85$ olan bir sabittir. CL faktörü, 45°

ve 90° boru düzenleri için $CL = 1$ ve 30° ve 60° düzenleri için ise $CL = 0,87$ olarak verilen bir boru düzeni sabitidir. Son olarak, P_t boru aralığı ve D_s ise gövde çapıdır.

Gövde çapı, yukarıdaki iki bağıntının kullanılması ile aşağıdaki bağıntı ile çözülebilir:

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A_o P_t^2}{d_o L} \right]^{1/2}} \quad (2.56)$$

Gövde tarafı ısı transfer katsayısı, $2 \times 10^3 < Re_{De} < 1 \times 10^6$ için çoğunlukla aşağıdaki deneysel korelasyondan hesaplanır:

$$Nu_{De} = 0,36 Re_{De}^{0,55} Pr^{1/3} \quad (2.57)$$

Efektif (etkin) çap D_e bir kare boru düzenlemesi için,

$$D_e = \frac{4(P_t^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o} \quad (2.58)$$

ve üçgen bir boru düzenlemesi için ise,

$$D_e = \frac{8(\sqrt{3} P_t^2/4 - \pi d_o^2/8)}{\pi d_o} \quad (2.59)$$

bağıntılarından elde edilir. Boru tarafı ısı transfer katsayısı, akış tipine, yani laminer veya türbülanslı akışa bağlı olarak uygun bir boru modelinden hesaplanır.

Boru tarafındaki basınç düşümü genellikle aşağıdaki formül kullanılarak tahmin edilir (Kakaç ve Liu, 1998):

$$\Delta p_t = \left[\frac{4fLN_p}{d_i} + 4N_p \right] \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.60)$$

Burada N_p , boru geçiş sayısıdır.

Bu, boru sürtünmesini ve geri dönüş dirsekleri nedeniyle iç kayıpları açıklar. Sürtünme faktörü f , akış türüne yani laminer veya türbülanslı akışa bağlı olarak uygun bir boru modelinden hesaplanır. Gövde tarafı basınç düşümü

$$\Delta p_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e} \quad (2.61)$$

ve

$$G_s = \frac{\dot{m} P_t}{D_s C B} \quad (2.62)$$

Burada N_b bölme sayısı, C bitişik borular arasındaki boşluk ve B saptırma aralığıdır.

$$f = \exp[0,576 - 0,19 \ln (G_s D_e / \mu)] \quad (2.63)$$

Bu, $400 < G_s D_e / \mu < 1 \times 10^6$ için geçerlidir. Bu ilişileşimler birçok gövde ve boru tasarımında test edilmiş ve çok iyi sonuçlar verdikleri bulunmuştur. Bununla birlikte, akışın doğasını, yani paralel, çapraz akış ya da şaşırma plakaları ile çapraz akışı anlamak için dikkatli olunmalıdır. Genel olarak gövde-borulu ısı değiştiricileri tasarlanırken TEMA standartları takip edilmelidir.

Örnek 2.2

Tek geçişli bir gövde-boru tipi ısı değiştiricisini tasarlayın, $\dot{m}_h = 25 \text{ kg/s}$, $T_{h,i} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $\dot{m}_c = 75 \text{ kg/s}$, $T_{c,i} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ gerektirir. 150 adet 2 m boru kullanarak (İç çap = 16 mm ve dış çap = 19 mm, $k_w = 400 \text{ W/mK}$) ne kadarlık bir ısı transfer hızı elde edilir? Sıcak akışkan sudur ve borularda akar, soğuk akışkan ise 50/50 etilen glikol-su karışımı olup, gövdeden akmaktadır. $h_c = 5000 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğunu varsayalım. Ayrıca, boruların, 50 mm'lik bir aralıkla bir kare şeklinde düzenlendiğini varsayarak minimum gövde çapını belirleyiniz?

2.4.3 Kompakt Isı Değiştiriciler

Kompakt ısı değiştiricileri, gaz-gaz uygulamaları için tipik olarak $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'ten daha yüksek ve sıvı-gaz uygulamaları için $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'ten daha yüksek hacim oranına sahiptir. Genellikle uçak ve otomotiv uygulamaları gibi genellikle alanın önemli bir kriter olduğu alanlarında kullanılırlar. Boyutları minimumda tutarken genel yüzey alanını arttırmak için genişletilmiş yüzeylerin kullanımına dayanırlar. Sonuç olarak, basınç düşümü yüksek olabilir. Tipik uygulamalar arasında gazdan gaz ve gazdan sıvıya ısı değiştiriciler bulunmaktadır. Yağ soğutucuları, otomotiv radyatörleri, ara soğutucular, kriyojenik ve elektronik soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu yapılandırma için, toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi verilir:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_i} + \frac{t}{k_w A_w} + \frac{1}{(\eta_o hA)_o} \quad (2.64)$$

Burada η_o toplam yüzey verimidir. Çoğu kompakt ısı değiştirici tasarım probleminde, ısı transferi ve sürtünme katsayıları, daha yüksek ısı transfer yüzeyleri için deneysel performans çizelgeleri veya modellerinden belirlenir.

Örnek 2.3

Egzoz gazlarından ısıyı geri kazanmak için bir karşı akış gaz türbini soğutucusu tasarlanacaktır. Her gaz akışı için kütleeldebisi $2,5 \text{ kg/s}$ 'dir, yani neredeyse dengelenmiş karşı akıştır. Soğuk akımın gelen havası $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ve yüksek sıcaklıktaki gaz akımının gelen havası $500 \text{ }^\circ\text{C}$ 'dir. Alan sınırlamaları nedeniyle, ısı eşanjörü her gaz akışı için 25 kanaldan oluşur ve performans özelliklerine sahip iç kanat yapısını kullanır Aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi, çalışma kağıdına bakınız. Her kanalın boyutları $L = 30 \text{ cm}$, $W = 30 \text{ cm}$ ve $H = 6,35 \text{ mm}$ 'dir. Isı transfer hızını Q ve her bir gaz akımının çıkış sıcaklıklarını belirleyin. Duvar iletim direncini ihmal edebilirsiniz. Her bir gaz akımı için hangi basınç düşümü aynı mı oluşur?

Not: havanın özellikleri sıcaklıkla büyük ölçüde değişir, ancak ısı transferi için çözeltiyi tekrarlamak zorunda değilsiniz, sadece ortalama dökme sıcaklık değişiminin etkisi hakkında yorum yapın. Basınç düşümü hesaplamaları durumunda, her bir akım için çıkış havası yoğunluklarını enterpolasyonlamak için aşağıda verilen özellikleri kullanın.

$500 \text{ }^\circ\text{C}$ 'deki hava için özellikleri: $\rho = 0,456 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 78,5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $k = 0,056 \text{ W/mK}$, $C_p = 1,093 \text{ KJ/kgK}$, $Pr = 0,70$ ve $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de: $\rho = 1,205 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 15,0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $k = 0,025 \text{ W/mK}$, $C_p = 1,006 \text{ KJ/kgK}$, $Pr = 0,72$.

2.4.4 Plakalı ve Çerçevesiz Tip Isı Değiştiriciler

Plakalı ısı değiştiriciler, bir dizi ince oluklu metal plakadan oluşur. Her plaka çifti, akışkanın aktığı karmaşık bir geçit oluşturur. Her bir plaka çifti daha sonra, ikinci akışkanın birbirini takip eden plaka çiftleri arasında oluşan boşluklarda aktığı bir sandviç tipi yapı oluşturmak üzere bir araya getirilir. Bu tip ısı ekoları, kompakt ve hafif bir ısı transfer yüzeyi sağlar. Küçük plaka aralığının ve oluklu tasarımın bir sonucu olarak, kirlenmeyi en aza indirmeye yardımcı olan güçlü eddy (ilerleyen girdap) oluşumu ile birlikte yüksek ısı transfer katsayıları ortaya çıkar. Basit yapısı nedeniyle, kolayca temizlenir ve gıda işleme uygulamalarında geniş kullanım alanı bulurlar.

2.4.5 Kazanlar, Kondenserler ve Evaporatörler

Kondenserler (yoğuşturucular) ve evaporatörler (buharlaştırıcılar), faz değişiminin olduğu ısı değiştiricilerdir. Bir kondenserde, buhar bir sıvıya dönüştürülürken, buharlaştırıcıda (ve kazanda) sıvı bir buhara dönüştürülür. Bu cihazların iki fazlı yapısı nedeniyle tasarım kolay değildir. İki fazlı akışkan akışları, tek fazlı benzerlerinden çok daha karmaşıktır. Gerekli tasarım hesaplamaları yapmak için faz oluşumu ve dağılımı hakkında ek bilgi gereklidir. Ek olarak, iki fazlı akışlar için tasarım korelasyonları biraz karmaşık olabilir.

2.5 ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE KIRLENME

Isı değiştiricilerinde kirlenme, önemli bir performans düşüşü kaynağını temsil eder. Kirlenme sadece ısıl verimin azalmasına değil, aynı zamanda hidrolik verime de azalmasına katkıda bulunur. Tortu ve diğer kalıntıların birikmesi, ısı değiştiricisi gövdesinin toplam ısıl direncini artırır, bu da toplam ısıl verimi doğrudan azaltır. Kirlenme birikintisinin oluşması önemli ise, ısı değiştiricisi gövdesindeki azalan akış alanından dolayı basınç düşümünü de arttırabilir. Bu iki etkinin birleşimi, ciddi performans düşüşüne yol açabilir. Bazı durumlarda hidrolik performanstaki bozulma, ısı değiştiricisinin düzenli olarak temizlenmesini gerektiren ısıl performanstaki bozulmadan daha büyüktür. Isı değiştiricilerin kirlenmesi birkaç şekilde olur. En yaygın iki tanesi korozyon ve tortu birikmesidir. Bununla birlikte, akışkanın doğasına bağlı olarak diğer faktörler de kirlenmeye katkıda bulunabilir.

Isı değiştiricilerinde kirlenme, geleneksel olarak bir kirlenme direnci kavramı ile göz önüne alınır. Bu direnç, genel ısı transfer katsayısının tanımında, duvar direncinin her iki tarafına seri olarak eklenir.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + R_{f,i} + \frac{1}{sk_w} + R_{f,o} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (2.65)$$

Kirlenme direnci;

Düzlem bir duvar için,

$$R_f = \frac{t_f}{k_f A_\omega} \quad (2.66)$$

ve bir boru için ise,

$$R_f = \frac{\ln(d_f/d_c)}{2\pi k_f L} \quad (2.67)$$

bağıntılarından hesaplanabilir.

Ne yazık ki, ısı değiştiricilerinde kirlenme, öngörü amaçlı olarak yeterince modellenmemiştir. Kirlenme dirençlerinin bazı tipik değerleri, bazı endüstriyel akışkanlar için Tablo 2.3'te verilmiştir.

Kirlenmeye yönelik bir başka tasarım yöntemi, yüzey üzerinde kirlenme yüzdesinin belirtimi belirlenmesidir, bu tasarım ısı transfer hızını aşan bir ısı değiştiricisi için başlangıçta sağlanacak yüzey alanını arttırmaktadır. Bu genellikle gövde-borulu ısı değiştiricileri gibi kolayca temizlenemeyen ısı değiştiricileri için yapılır. Bir kural olarak genellikle yüzey üzerinde %25 tavsiye edilir. Yüzey üzerindeki bu % değeri aşağıdaki gibi tanımlanır,

$$\%OS = \left(\frac{A_f}{A_c} - 1 \right) \times 100 \quad (2.68)$$

Kirlenmenin, ısı değiştiricinin performansı üzerindeki etkisi, basınç düşümü ndeki değişimi inceleyerek görülebilir:

$$\frac{\Delta p_f}{\Delta p_c} = \frac{f_f d_c}{f_c d_f} \left(\frac{V_f}{V_c} \right)^2 \quad (2.69)$$

Tablo 2.3 Bazı endüstriyel akışkanların TEMA Tasarım Kirlenme Direnci R_f

Akışkan	$R_f^* = R_f A \text{ [m}^2\text{K/kW]}$
Motor yağı	0,176
Fuel oil no:2	0,352
Fuel oil no:6	0,881
Su verme yağı	0,705
Soğutucu akışkanlar	0,176
Hidrolik akışkanları	0,176
Sıvı amonyak	0,176
Etilen glikol çözeltileri	0,352
Egzoz gazları	1,761
Doğal gaz baca gazları	0,881
Kömür baca gazları	1,761

Eğer kütleli akış debisi sabit ise, o zaman $\dot{m} = \rho V_c A_c = \rho V_f A_f$ ve

$$\frac{\Delta p_f}{\Delta p_c} = \frac{f_f}{f_c} \left(\frac{d_c}{d_f} \right)^5 \quad (2.70)$$

sonucunu elde ederiz. Basınç düşümü sabit tutulursa, kütleli akış debisi yerine konulduktan sonra aşağıdaki bağıntı elde edilir,

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} = \frac{f_c}{f_f} \left(\frac{d_f}{d_c} \right)^3 \quad (2.71)$$

Pompa tahrikli akış gibi herhangi bir diğer durum için, yeni çalışma noktasını çözebiliriz. Kirlenme, pompa çalışma noktasını sola doğru kaydıran, yani gerçek debiyi azaltacak buna karşılık sistem eğrisini (akış direncini) ise etkili bir şekilde arttıracaktır. Akış debisi azalır, ısı transfer katsayısı da azalır. Bu azalma, kirlenme tabakası nedeniyle artan direnç ile birleştiğinde, ısı performansta genel bir düşüşe, yani $Q / (T_{1g} - T_{2g})$ eğrisinin düşmesine yol açar.

2.BÖLÜM KISALTMALARI

Değişken	Tanımlama
A_o	Dış yüzey alanı [m^2]
A_i	İç yüzey alanı [m^2]
A_f	Kanatçık alanı [m^2]
Bi	Biot sayısı [-]
C_{min}	Minimum ısı kapasite debisi [W/K]
C_{max}	Maksimum ısı kapasite debisi [W/K]
$c_{p,c}$ veya $c_{p,2}$	Soğuk akışkanın özgül ısısı [J/kg-K]
$c_{p,h}$ veya $c_{p,1}$	Sıcak akışkanın özgül ısısı [J/kg-K]
$C = \dot{m}c_p$	Isı kapasite debisi [W/K]
$\frac{C_{max}}{C_{min}}$	Isı kapasite debisi oranı [-]
D_s	Gövde çapı [m]
D_e	Efektif (etkin) gövde çapı [m]
h	Isı taşınım katsayısı [W/m ² -K]
$h_{c1,2}$	Soğuk akışkanın giriş, çıkış entalpisi [kJ/kg]
h_i	İç yüzey ısı iletkenlik değeri [W/m ² -K]
h_o	Dış yüzey ısı iletkenlik değeri [W/m ² -K]
$h_{h1,2}$	Sıcak akışkanın giriş, çıkış entalpisi [kJ/kg]
\dot{m}_c	Akışkan kütleli debisi [kg/s]
k	Isı iletkenlik değeri [W/m-K]
k_w	Cidar ısı iletkenlik değeri [W/m-K]
L	Boru uzunluğu [m]
\dot{m}	Akışkanın kütleli debisi [kg/s]
N_t	Boru sayısı
NTU	Isı transferi/geçiş birim sayısı [-]
\dot{Q}	Birim zamandaki ısı transferi [W]
\dot{Q}_b	Kanatçık taban alanı ısı transfer hızı [W]
$\dot{Q}_{b,fin}$	Kanatçık ısı transfer hızı [W]
\dot{Q}_c	Soğuk akışkanın ısı transfer hızı [W]
\dot{Q}_h	Sıcak akışkanın ısı transfer hızı [W]
$\dot{Q}_{cond,u}$	İletimle ısı transferi hızı [W]
\dot{Q}_{conv}	Isı taşınım hızı [W]
Δp	Basınç farkı [Pa]
Δp_b	Boru tarafı basınç kaybı [Pa]
Δp_i	Giriş basınç kaybı [Pa]
Δp_a	Çekirdek basınç kaybı [Pa]
Δp_e	Çıkış basınç kaybı [Pa]
Δp_s	Gövde tarafı basınç kaybı [Pa]
R_f	Kirlenme direnci [m ² .K/W]
R_{fin}	Kanatçık ısı direnci [m ² .K/W]
S	İç ve dış yüzey Şekil-faktörü
θ_b	Kanatçık taban sıcaklığı [°C]
$\Delta T_{1,2}$	Akışkanın giriş, çıkış sıcaklığı [°C]
ΔT_m	Ortalama sıcaklık farkı [°C]

Değişken	Tanımlama
ΔT_{lm}	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı [$^{\circ}\text{C}$]
$T_{c1,2}$	Soğuk akışkanın giriş, çıkış sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
$T_{h1,2}$	Sıcak akışkanın giriş, çıkış sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
UA	Toplam yüzey ısı iletkenlik değeri [W/K]
V_i	Girişteki hacimsel debi [m^3/s]
V_e	Çıkıştaki hacimsel debi [m^3/s]
\dot{W}_p	Pompalama gücü [W]
η_o	İç ve dış yüzey verimi [%]
η_f	Kanatçık verimi [%]
η_p	Pompa verimi [%]
ε	Etkenlik katsayısı [-]

2.BÖLÜM KAYNAKLARI

1. Bejan, A., *Heat Transfer*, 1993, Wiley, New York, NY.
2. Kakac, S. (ed.), *Boilers, Evaporators, and Condensers*, 1991, Wiley, New York, NY.
3. Kakac, S. and Liu, H., *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Performance*, 1998, CRC Press, Boca Raton, FL.
4. Kays, W.M. and London, A.L., *Compact Heat Exchangers*, 1984, McGraw-Hill, New York, NY.
5. Kern, D.Q. and Kraus, A.D., *Extended Surface Heat Transfer*, 1972, McGraw-Hill, New York, NY.
6. McQuiston, F.C. and Parker, J.D., *Heating, Ventilation, and Air Conditioning: Analysis and Design*, 1988, Wiley, New York, NY.
7. Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P, Cho, Y.I., *Handbook of Heat Transfer*, 1998, McGraw-Hill, New York, NY.
8. Shah, R.K. and Sekulic, D., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, 2003, Wiley, New York, NY.
9. Smith, E.M., *Thermal Design of Heat Exchangers*, 1995, Wiley, New York, NY.
10. Genceli, O., "Isı Değiştiricileri", Birsen Yayınevi, İstanbul 2005.

BÖLÜM-3

GÖVDE-BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

3.1 GİRİŞ

Gövde-boru tipi ısı değıştircilerinin (GBID) ısı tasarımı gelişmiş bilgisayar yazılımları tarafından yapılır. Bununla birlikte, bu yazılımı etkin bir şekilde kullanmak için ısı değıştircisi tasarımın temel prensiplerini iyi anlamak gerekir.

3.2 GÖVDE-BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİ BİLEŞENLERİ

Tasarımcının GBID'lerin mekanik özellikleri hakkında iyi bir çalışma bilgisine sahip olması ve termal tasarımı nasıl etkilediklerini bilmesi önemlidir. Bir GBID'nin başlıca bileşenleri şunlardır:

- Gövde
- Gövde örtüsü
- Borular
- Kanal
- Kanal kapağı
- Boru aynası
- Saptırıcılar (Şaşırtma Plakaları)
- Nozullar (Lüleler)

Diğer bileşenler arasında bağlantı çubukları ve ara parçalar, saptırıcı (şasırtma) plakaları, çarpma plakası, uzunlamasına saptırma, sızdırmazlık şeritleri, destekler ve temel bulunmaktadır.

Borulu Isı Değıştircisi Üreticileri Birliğı (TEMA) Standartları [1], bu çeşitli bileşenleri detaylı olarak açıklamaktadır.

Bir GBID üç bölüme ayrılmıştır: Ön başlık, gövde ve arka başlık. Şekil-3.1'de çeşitli imalat olasılıkları için TEMA terminolojisi gösterilmektedir. Isı değıştirciler, üç bölümün harf kodlarıyla tanımlanır. Örneğin, bir BFL değıştircinin bir bombeli kapağı, uzunlamasına saptırmaya sahip iki geçişli bir sabit-borulu bir boru tarafı ve arka başlığı vardır.

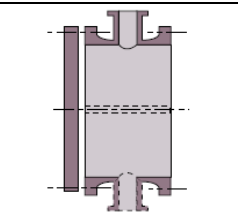

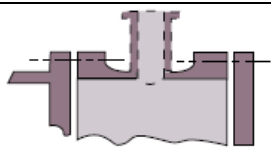
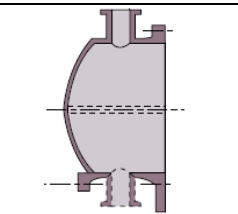
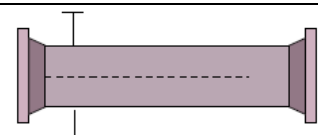
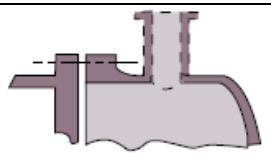
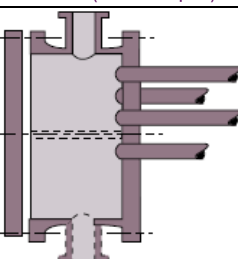
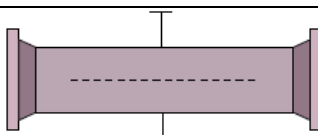
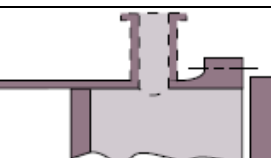
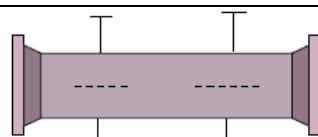
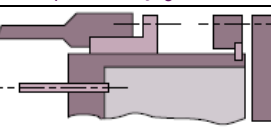
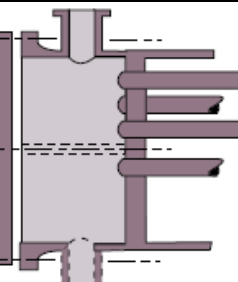
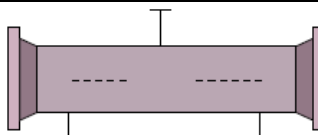
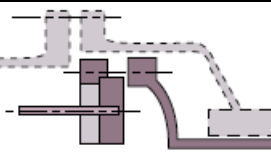
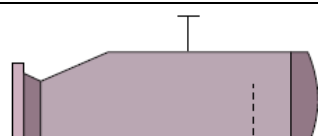
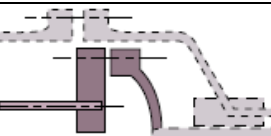
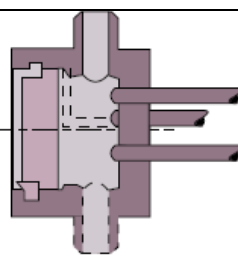
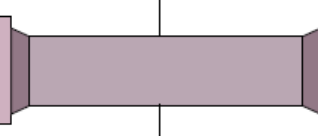
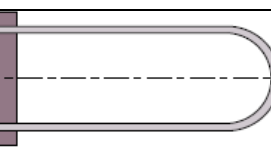
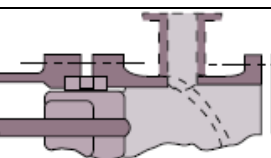
3.3 İMALAT YÖNÜNDEN SINIFLANDIRMA

Sabit boru aynası: Sabit bir boru tipi ısı değıştircisi (Şekil-3.2), her iki ucunda da gövdeye kaynaklanmış olan boru tabakalarına sabitlenmiş düz borulara sahiptir. Yapı, çıkarılabilir kanal kapaklarına (Örneğin AEL), bombe tipi kanal kapaklarına (BEM gibi) veya entegre edilmiş boru tabakalarına (NEN gibi) sahip olabilir.

Sabit yapılı yapının ana avantajı, basit yapısı nedeniyle düşük maliyetli olmasıdır. Aslında, sabit boru plakası, herhangi bir genleşme marjı gerekli olmadığı sürece en ucuz yapı türüdür.

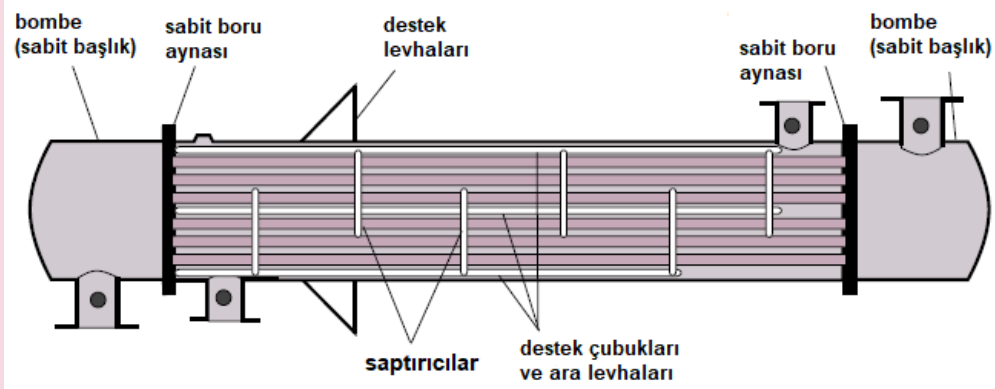
Diğer avantajlar, boruların kanal kapağının veya bombenin çıkarılmasından sonra mekanik olarak temizlenebilmeleri ve flanşlı bağlantılar olmadığından, gövde akışkanının sızıntısının minimize edilmesidir.

Bu tasarımın bir dezavantajı, boru demeti gövdeye sabitlendiğı ve çıkartılamayacağı için, boruların dış taraflarının mekanik olarak temizlenememesidir. Böylelikle, bu uygulama, gövde tarafında temiz akışkanlar kullanılmalıdır. Ancak, tatminkâr bir kimyasal temizleme programı kullanılabilirse, sabit boru ayna yapısıyla gövde tarafında kirlenici akışkanlar için kullanılabilir.

	Sabit Başlık Tipleri		Gövde Tipleri		Arka Başlık Tipleri
A	 Sökülebilir kanal ve kapak	E	 Tek geçişli gövde	L	 Sabit boru plakası A tipi sabit başlığa benzer
B	 Bombeli (artımlı kapak)	F	 Uzunlamasına saptırcılı iki geçişli gövde	M	 Sabit boru plakası B tipi sabit başlığa benzer
C	 Artımlı, aynalı sökülebilir kapaklı	G	 Ayrık akışlı	N	 Sabit boru plakası C tipi sabit başlığa benzer
		H	 İkili ayrık akışlı	P	 Dış paketi yüzer başlık
N	 Artımlı kanal ve aynalı, sökülebilir kapak	J	 Bölünmüş akış	S	 Destekleme aparatlı ile yüzer başlık
		K	 Çaydanlık tipi reboyer	T	 Çektirmeli yüzer başlık
D	 Özel yüksek basınçlı kapaklar	X	 Çapraz akışlı	U	 U boru demetli
				W	 Dıştan sızdırmaz yüzer aynalı

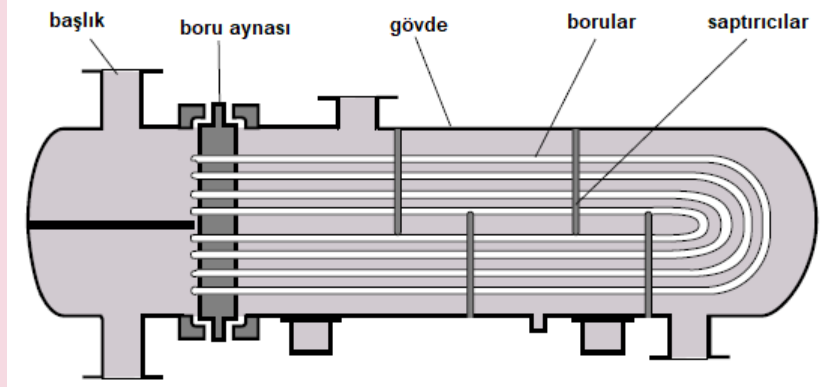
Şekil-3.1 Gövde-borulu ısı değıştirciler için TEMA gösterimleri

Borular ve gövde arasında büyük bir farklı sıcaklık farkı olması durumunda, boru tabakaları diferansiyel gerilmeyi sönümleyemeyecek ve böylece bir genişleme bağlantısının dâhil edilmesini gerekli kılacaktır. Bu, düşük maliyet avantajını önemli ölçüde ortadan kaldırır.



Şekil-3.2 Sabit-boru tipi gövde-boru tipi ısı değiştirici

U Borulu: İsminden de anlaşılacağı gibi, bir U-borulu ısı değiştiricinin (Şekil-3.3) boruları bir U şeklinde bükülmüştür. Bir U borulu ısı değiştiricisinde sadece bir adet boru aynası bulunmaktadır. Bununla birlikte, tekli boru plakasının daha düşük maliyeti, boruların bükülmesi ve bir miktar daha büyük gövde çapı (minimum U-büküm yarıçapı nedeniyle) için yapılan ek maliyetler ile dengelenir ve bu da U-borulu ısı değiştiricisinin maliyetini sabit boru yapılı bir ısı değiştiriciye eşit hale getirir.



Şekil-3.3 U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirici

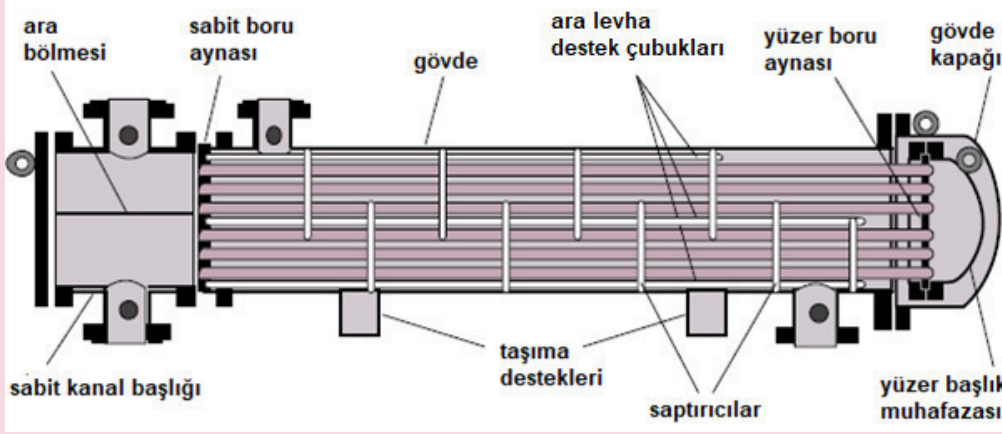
Bir U-borulu ısı değiştiricinin avantajı, bir ucun serbest olması nedeniyle, boru demetinin, gerilme farklılıklarına tepki olarak genişleyebilmesi veya büzüşebilmesidir. Ek olarak, boru demeti çıkartılabildiği için boruların dış yüzeyleri temizlenebilir.

U-boru yapısının dezavantajı, U-borularının temizleme için esnek uçlu matkap milleri gerektireceğinden, boruların iç kısımlarının etkili bir şekilde temizlenememesidir. Bu nedenle, U-borulu ısı değiştiriciler boruların içindeki kirli bir sıvı ile çalışan servisler için kullanılmamalıdır.

Esnek Başlıklı: Esnek başlıklı ısı değiştirici, GBID'nin en çok yönlü tipi ve aynı zamanda en pahalıdır. Bu tasarımda, boru aynasının biri gövdeye göre sabittir ve diğeri gövde içinde "gezinme" serbestisine sahiptir. Bu, boru demetinin serbestçe genişlemesine ve ayrıca boruların iç ve dış kısımlarının temizlenmesine izin verir. Böylece esnek başlıklı GBID'ler, hem gövde hem de boru içi sıvılarının kirli olduğu servisler için kullanılabilir, bu da petrol rafinerileri gibi kirli servislerde kullanılan standart yapı tipini oluşturur.

Farklı tipte esnek başlık yapıları vardır. En yaygın ikisi destekleme tertibatlı tip (TEMA S) ve çekilmeli tip (TEMA T) tasarımlarıyla üretilir.

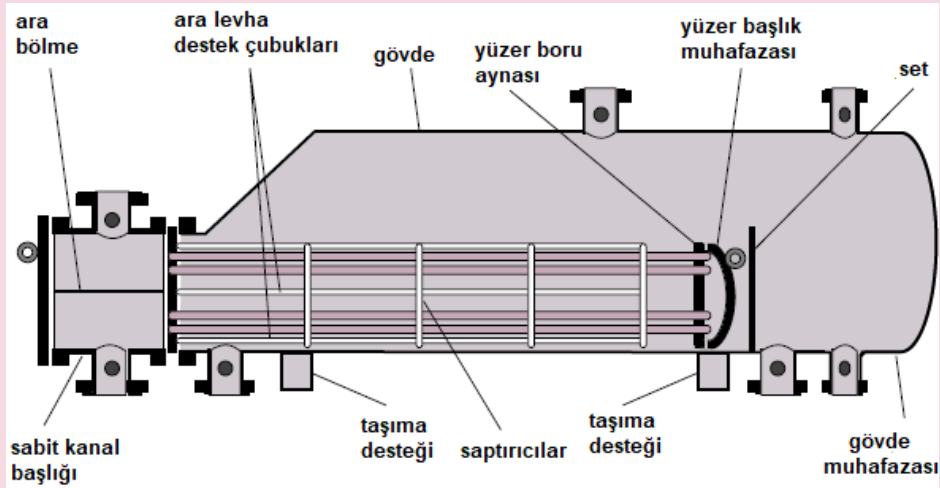
TEMA S tasarımı (Şekil-3.4), kimyasal süreç endüstrilerinde (CPI) en yaygın düzenlemedir. Esnek başlık kapağı, bir ayrı destek halkasına civatalarla bağlanarak esnek boru plakasına sabitlenir. Bu esnek başlık muhafazası, gövde ucunun diğer tarafına yerleştirilmiştir ve daha büyük çaplı bir gövde kaplaması ile kaplıdır. Isı değiştiricinin sökülmesi için, önce gövde kapağı çıkarılır, daha sonra ayrı destek halkası ve daha sonra esnek başlık kapağı, daha sonra boru demeti sabit uçtan çıkarılabilir.



Şekil-3.4 Sırlama tertibatı (TEMA S) ile birlikte çekilebilir esnek başlıklı gövde-boru tipi ısı değiştirici

TEMA T konstrüksiyonunda (Şekil-3.5), esnek başlık montajı da dâhil olmak üzere tüm boru demeti, sabit uçtan çıkarılabilir çünkü gövde çapı, esnek başlık flanşından daha büyüktür. Esnek kapak, doğrudan esnek boru plakasına vidalanır, böylelikle ayrı bir destek halkası gerekli değildir.

Bu tasarımın avantajı, boru demetinin, gövde veya kayan kapağın çıkarılmadan gövdeden çıkarılması ve böylece bakım süresinin azaltılmasıdır. Bu tasarım özellikle U-borularının kullanılmayacağı kirlı bir ısıtma ortamına sahip su ısıtıcısı reboryerler için uygundur. Genişleyen gövde nedeniyle, bu tasarım tüm ısı değiştirici tipleri içinde en yüksek maliyete sahiptir.



Şekil-3.5 Çekilebilir esnek başlık gövde-boru tipi ısı değiştirici (TEMA T)

İki tip paketlenmiş esnek başlık yapısı vardır: Dıştan paketlenmiş doldurma kutusu (TEMA P) ve dıştan sızdırmaz fener halkalı (TEMA W) (bkz. Şekil-3.1). Bununla birlikte, sızıntıya eğilimli olduklarından, kullanımları, tehlikeli ve zehirli olmayan ve orta basınçlara ve sıcaklıklara (39 bar ve 300 °C) sahip olan gövde akışkanları ile kullanılabilir.

3.4 HİZMETE DAYALI SINIFLANDIRMA

Temel olarak, bir servis tek fazlı (bir sıvı veya gazın soğutulması veya ısıtılması gibi) veya iki fazlı (yoğunlaştırma veya buharlaştırma gibi) olabilir. Bir GBID'de iki taraf olduğu için, bu çeşitli uygulama kombinasyonları yapılabilir.

Servis hizmetleri aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

- Tek fazlı (hem gövde hem de boru içi)
- Yoğuşma (bir taraf yoğuşmalı ve diğer taraf tek fazlı)
- Buharlaştırma (bir tarafı buharlaştırmalı ve diğer taraf tek fazlı)
- Yoğuşma/buharlaştırma (bir tarafı yoğuşma ve diğer tarafı buharlaştırma)

Genellikle aşağıdaki isimlendirmeler kullanılır:

Isı Değiştiricisi: Her iki tarafta tek fazlı süreç akışları

Soğutucu: Biri süreç akışkanı ve diğeri soğutma suyu veya hava

Isıtıcı: Biri akışkan süreç akışkanı ve diğeri buhar veya sıcak yağ

Kondenser: Biri yoğunlaşma buharı ve diğeri soğutma suyu veya hava akışı

Soğuk Su Üretici: Biri düşük sıcaklıklarda su veya süreç akışı ve diğeri düşük basınçta buharlaşan soğutucu akışkan

Reboylar: Biri damıtma kolonunun alt kısmından akan sıcak akış diğeri kolonun üst tarafında süreç akışkanı (buhar veya sıcak yağ)

3.5 TASARIM VERİLERİ

Gerçek ısı tasarımı tartışılmadan önce, tasarımın başlayabilmesi için süreç sahibi tarafından sunulması gereken veriler:

1. **Her İki Akışın Debi Oranları**
2. **Her İki Akışın Giriş ve Çıkış Sıcaklıkları**
3. **Her İki Akışın Çalışma Basıncı:** Gazlar için, özellikle gaz yoğunluğu sağlanmıyorsa, bu gereklidir; sıvıların özellikleri basınçla değişmediğinden onlar için gerekli değildir.
4. **Her İki Akış İçin İzin Verilen Basınç Düşümü:** Bu, ısı değiştirici tasarımı için çok önemli bir parametredir. Genel olarak, sıvılar için, gövde başına 0.49–0.68 bar'lık bir değere izin verilir. Özellikle boru tarafında viskoz sıvılar için daha yüksek bir basınç düşümü beklenir. Gazlar için izin verilen değer genellikle 0.049–0.196 bar'dır; tipik olarak 0.098 bar uygundur.
5. **Her İki Akış İçin Kirlenme Direnci:** Eğer bu belirlenmezse, tasarımcı TEMA standartlarında veya geçmiş deneyimlere dayanarak belirlenen değerleri kabul etmelidir.
6. **Her İki Akışın Fiziksel Özellikleri:** Bunlar viskoziteyi içerir. Tercihen hem giriş hem de çıkış sıcaklıklarında ısı iletkenlik, yoğunluk ve özgül ısı. Viskozite verileri, özellikle sıvılar için giriş ve çıkış sıcaklıklarında sağlanmalıdır, çünkü sıcaklıktaki değişiklik önemli olabilir ve değişimleri düzensizdir (ne doğrusal ne de logaritmik).
7. **Isıl Yük:** Belirtilen ısı yük hem gövde tarafı hem de boru tarafı için tutarlı olmalıdır.
8. **Isı Değiştiricisinin Tipi:** Eğer önceden belirlenmemişse, tasarımcı bunu daha önce açıklanan çeşitli imalat türlerinin özelliklerine göre seçebilir. Aslında tasarımcı bunu yapmak için süreç mühendisinden normalde daha iyi bir konumdadır.
9. **Sınır Boyutları:** Genişletici veya daralmalardan kaçınmak için nozul (lüle) boyutlarının sınır boyutlarıyla eşleştirilmesi arzu edilir. Bununla birlikte, nozullar için boyutlandırma kıstasları, özellikle gövde tarafı girişi için hatlardan genellikle daha sıkıdır. Sonuç olarak, lüle büyüklükleri, bazen özellikle küçük sınırlar için karşılık gelen sınır boyutlarından daha büyük bir boyut (veya istisnai durumlarda daha fazla) olmalıdır.
10. **Tercih Edilen Boru Boyutu:** Boru dış çap büyüklüğü, cidar kalınlığı ve uzunluğu. Bazı tesis sahipleri bir dış çap x cidar kalınlığı tercih ederler (genellikle envanter hususlarına dayanarak) ve mevcut çizim alanı

maksimum boru uzunluğunu belirleyecektir. Çoğu tesis sahibi, envanterle ilgili hususları bir tarafa bırakarak her üç boyutu da standartlaştırmayı tercih etmektedir.

11. **Maksimum Gövde Çapı:** Bu, boru demeti sökme gereksinimlerine dayanır ve vinç kapasiteleriyle sınırlıdır. Bu sınırlamalar sadece çıkarılabilir boru demetleri olan U-borulu ve esnek başlıklı ısı değiştiriciler için geçerlidir. Sabit borulu ısı değiştiriciler için, tek sınırlama üreticinin üretim kapasitesi ve bombeli başlıklar ve flanşlar gibi bileşenlerin kullanılabilirliğidir. Böylece, esnek başlıklı ısı değiştiricileri genellikle bir gövde iç çapı ile sınırlıdır. Esnek başlıklı olanların çapı 1,4 – 1,5 m ve boru uzunluğu 6 m veya 9 m iken, sabit borulu olanların çapları 3 m kadar ve uzunlukları 12 m ya da daha fazla değerlere sahip olabilir.
12. **Yapım Malzemeleri:** Borular ve gövde aynı malzemelerden yapılmışsa, tüm bileşenler bu malzemeden yapılmalıdır. Böylece, sadece imalatın gövde ve boru malzemeleri belirtilmelidir. Bununla birlikte, eğer gövde ve borular farklı malzemelerden mamul ise, tüm ana malzemeler herhangi bir belirsizliği önlemek için tüm bileşenlerin malzemesi belirtilmelidir. Başlıca bileşenler gövde (ve gövde kılıfı), borular, kanal (ve kanal kapağı), boru aynaları ve saptırcılardır.
13. **Özel Hususlar:** Bunlar arasında çevrim sıklığı, kötü koşullar, alternatif çalışma senaryoları ve çalışmanın sürekli mi yoksa aralıklı mı olduğu yer alıyor.

3.6 BORU TARAFI TASARIMI

Boru tarafı hesaplamaları oldukça basittir, çünkü boru tarafı akışı dairesel bir kanaldan basit bir akış durumunu temsil eder. Isı transfer katsayısı ve basınç düşümü, akış hızıyla değişir. İyi bir tasarım izin verilen basınç düşümünü en iyi şekilde kullanacaktır, çünkü bu en yüksek ısı transfer katsayısını sağlayacaktır.

Tüm boru tarafı akışkanı tüm borulardan akıyorsa (bir boru geçişi), belirli bir hızla yol açacaktır. Genellikle, bu hız kabul edilemez ölçüde düşüktür ve bu nedenle artırılmalıdır. Kanallara geçiş saptırcı plakalarının (uygun contalama ile) yerleştirilmesiyle, boru içi akışkanı, çok sayıda borudan kademeli olarak yapılar. Böylece, 200 borulu ve iki geçişli bir ısı değiştiricisinde, akışkan bir seferde 100 borudan akar ve hız, sadece bir geçişlinin göre iki katı olacaktır. Boru geçiş sayısı genellikle bir, iki, dört, altı, sekiz, vb. tercih edilir.

3.6.1 Boru

¾"(22 mm)"ve 1"(28.5) boru dış çapı, kompakt bir ısı değiştiricinin tasarlanmasında çok yaygındır, ısı transferinin en etkili koşulu, türbülansı artırmak için gövde içinde maksimum sayıda boru bulundurmaktır. İç basınç, yeterli korozyon direnci ile birlikte, boru cidar kalınlığı ve gerçek dış çap (OD) cinsinden ifade edilir, 1.83, 2.44, 3.66, 4.88, 6 ve 7,32 m'lik boru uzunluğu tercihen kullanılır. Daha uzun boru, daha yüksek gövde basınç düşümü pahasına gövde çapını azaltır. Kapalı taraf düşük ısı transfer katsayısına sahip akışkanlı olarak seçildiğinde, kanatlı borular da kullanılır Paslanmaz çelik, denizci pirinci, bakır, bronz ve bakır-nikel alaşımları (bafon) yaygın olarak kullanılan boru malzemeleridir.

3.6.2 Boru çapı

Kullanılan en yaygın boyutlar ¾" ve 1" boru dış çapı (d_o). Temizleme hususları ve titreşim nedeniyle normal minimum ¾"lik bir boru ile daha büyük ısı transfer alanı için en küçük çap kullanın. 1/2" dış çaplı boruları daha kısa boru uzunluklarında kullanılabilir ($L < 1,22$ m).

3.6.3 Boru Sayısı ve Uzunluğu

- Optimum hız vermek için borularının sayısını seçin, uygun hızlar sıvılar için 1-3 m/s ve gazlar için ise 15-30 m/s.
- Tek geçişte hız sağlanamazsa geçiş sayısını arttırmayı düşününüz.
- Boru uzunluğu, tesis yerleşimine ve basınç düşümü kısıtlamalarına tabi tutulan ısı transferi ile belirlenir. Tasarım basınç düşümü kısıtlamalarını karşılamak için, boruların sayısında bir artış ve/veya boru uzunluğunda bir azalma gerekebilir.

- Az sayılı boruya sahip sistemde boru uzunluklarının yüksek tutulması, gövde tarafı dağılım problemlerine neden olabilir.

3.6.4 Boru Düzeni, Aralık ve Boşluklar

Tanımlar ve Kısaltmalar

B: Saptırıcı (şaşırtıcı) aralığı

P_T: Boru aralığı

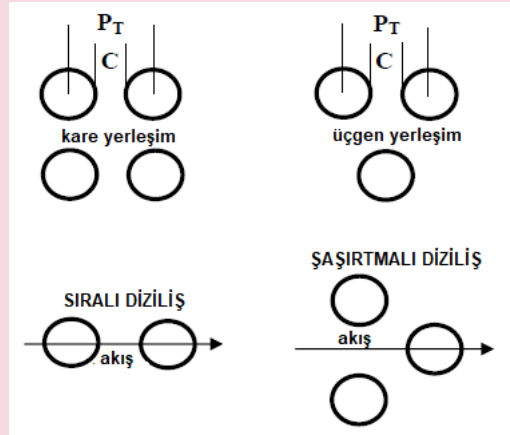
C: Boşluk

d_o: Boru dış çapı

D: Gövde iç çapı

Boru aralığı şu şekilde tanımlanır: $P_T = d_o + C$

(3.1)



Şekil-3.6 Boru diziliş ve aralıkları

- Üçgen yerleşim daha sağlam bir boru tabakası yapısı sağlar.
- Kare yerleşim temizliği kolaylaştırır ve daha düşük bir gövde tarafı basınç düşümüne sahiptir.
- Tipik boyutsal düzenlemeler aşağıda gösterilmiştir, tüm boyutlar inç cinsindedir.

Tablo 3.1 Boru diziliş ve aralık ölçüleri

Boru Dış Çapı [inç]	Kare Aralık [inç]	Üçgen Aralık [inç]
5/8 (16 mm)	7/8 (22 mm) Not 1	25/32 (20 mm) Not 1
¾ (19 mm)	1 (25 mm) Not 2	15/16 veya 1 (24 veya 25 mm) Not 2
1 (25 mm)	1 ¼ (32 mm)	1 ¼ (32 mm)
1 ¼ (32 mm)	1 9/16 (39 mm)	1 9/16 (39 mm)
1 ½ (38 mm)	1 7/8 (47 mm)	1 7/8 (47 mm)

Not 1: Gövde ≤ 12" (kare) aralık 13/16"

Not 2: Gövde ≤ 12" (kare) aralık 15/16"

Yukarıdaki tabloda, minimum aralık boru çapından 1,25 kat büyük seçilir, yani 0,25 kat boru çapı boşluğu vardır.

En küçük aralık, temiz serviste türbülanslı/laminer akış için üçgen 30° yerleşiminde ortaya çıkar.

90° veya 45° düzenlemesi için, ¾" boru için 6,4 mm açıklık temizlik kolaylığını sağlar.

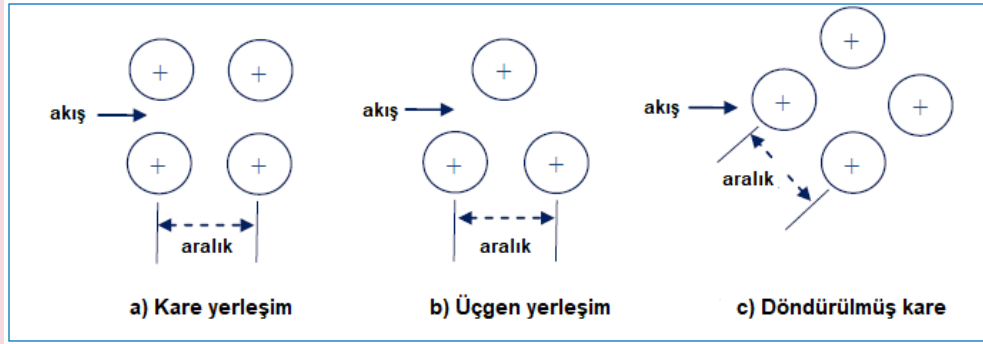
3.6.5 Boru Aralığı, Boru Düzeni ve Boru Sayımı

Boru aralığı, bitişik borular arasındaki merkeze en kısa merkezdir. Borular genellikle Şekil-3.7'de gösterildiği gibi kare veya üçgen şekillere (perde) yerleştirilir. Yaygın olarak kullanılan boru düzenleri Tablo 3.2'de gösterilmiştir.

Belirli bir gövde iç çapında barındırılabilen boru sayısına boru sayısı denir. Boru sayısı gövde iç çapı, borunun dış çapı, boru aralığı, boru yerleşimi, boru geçişi sayısı, ısı değiştirici tipi ve tasarım basıncı gibi faktörlere bağlıdır.

Tablo 3.2 Yaygın boru düzenlemeleri

Boru Dış Çapı [inç, mm]	Aralık Tipi	Boru Aralığı [inç, mm]
¾" (19 mm)	Kare	1" (25 mm)
1" (25 mm)		1 ¼" (32 mm)
¾" (19 mm)	Üçgen	15/16" (24 mm)
¾" (19 mm)		1" (25 mm)



Şekil-3.7 Isı değiştirici boru düzenlemeleri

3.6.6 Boru Geçişleri

Geçiş sayısı, daha fazla ısı transferi katsayısı elde etmek ve aynı zamanda çökelti oluşumunu azaltmak için gerekli boru tarafı akışkan hızını elde etmek üzere seçilmektedir. Boru geçişleri 1 ila 16 arasında değişir. Uygulamada 1, 2 ve 4 boru geçişleri yaygındır. Boru tarafı akışını yönlendirmek için saptırıcı plakası olarak bilinen ısı değiştirici başlığı (geçiş bölümü olarak da adlandırılır) kullanılır.

3.6.7 Isı Transfer Katsayısı

Boru tarafı ısı transfer katsayısı Reynolds sayısının, Prandtl sayısının ve boru çapının bir fonksiyonudur. Bunlar aşağıdaki temel parametrelere ayrılabilir: Fiziksel özellikler (viskozite, ısıl iletkenlik ve özgül ısı); boru çapı ve daha önemlisi kütleli debi.

Akışkan viskozitedeki değişim oldukça dikkate değerdir; Böylece bu fiziksel özellik, ısı transferi katsayısı üzerinde en fazla etkiye sahiptir.

Boruların içindeki türbülanslı akışta ısı transferinin temel bağıntı:

$$Nu = 0,027 (Re)^{0,8} (Pr)^{0,33} \quad (3.2)$$

veya

$$\frac{hD}{k} = 0,027 (DG/\mu)^{0,8} (c\mu/k)^{0,33} \quad (3.3)$$

Tekrar düzenlenerek

$$h = 0,0270,027 (DG/\mu)^{0,8} (c\mu/k)^{0,33} (k/D) \quad (3.4)$$

Viskozite, Reynolds sayısının ve Prandtl sayısının bir parametresi olarak, ısı transferi katsayısını iki karşıt yoldan etkiler. Böylece, Bağıntı (3.4):

$$h \sim (\mu)^{0,33-0,8} \quad (3.5)$$

$$h \sim (\mu)^{-0,47} \quad (3.6)$$

Başka bir deyişle, ısı transfer katsayısı, viskozite ile 0,47 üstel güçte ters orantılıdır. Benzer şekilde, ısı transfer katsayısı, 0,67 üstel gücünde ısı iletkenlik ile doğru orantılıdır.

Bu iki olgu, ısı transferi ile ilgili bazı ilginç genellemelere yol açmaktadır. Yüksek bir ısı iletkenlik, ısı transfer katsayısını artırır. Bu nedenle soğutma suyu (yaklaşık ısı iletkenliği 0,64 W/mK) tipik olarak 6978 W/m²K olan çok yüksek bir ısı transfer katsayısına sahiptir. Bunu hidrokarbon sıvıları takip eder (ısı iletkenlik 0,093 ile 0,14 W/mK arasındadır) 290–1511 W/m²K ve daha sonra hidrokarbon gazları için (ısı iletkenlik 0,023 ve 0,034 W/mK arasında) 58–580 W/m²K'dir.

Hidrokarbon sıvıları için ısı transfer katsayıları aralığı, viskozitelerindeki büyük değişime bağlı olarak oldukça büyüktür, etilen ve propilen için 0,1x10⁻³ Pa.s'den azı, bitüm için 1000 x10⁻³ Pa.s'den daha fazlasına kadar. Hidrokarbon gazlarının ısı transfer katsayılarındaki büyük değişiklik, çalışma basıncındaki büyük değişikliklere bağlıdır. Çalışma basıncı yükseldikçe, gaz yoğunluğu artar. Basınç düşümü, kütleli debinin karesiyle doğru orantılıdır ve yoğunlukla ters orantılıdır. Bu nedenle, aynı basınç düşümü için, yoğunluk daha yüksek olduğunda daha yüksek bir kütle debisi korunabilir. Bu daha büyük kütle debisi, daha yüksek bir ısı transfer katsayısına dönüşmektedir.

3.6.8 Isı Transfer Alanı

Belirli bir gövde ebadı için giriş nozulu (lülesi) için yeterli teması bağlı olarak maksimum sayıda boru kullanılması, boru demeti baypas'ını en aza indirmek için en uygun gövde tarafı ısı transferini sağlayacaktır.

Isı transferi alanı için gerekli tasarım payı daha sonra boru boyutunun ekonomik değerlendirmelere tabi tutulmasıyla elde edilir. Düşük maliyetli boru malzemelerinde standart uzunlukları kullanmak daha ekonomik olabilir ve artan tasarım payı kabul edilebilir.

Boru sayısını, özellikle pahalı boru malzemesiyle izin verilen maksimum değer altına indirmek yaygın bir uygulamadır. Bu durumlarda, mekanik tasarım, baypas'ı en aza indirmek ve mekanik mukavemeti sağlamak için uygun saptırma çubuğu, ara parça ve saptırıcılar temin etmelidir.

3.6.9 Basınç Düşümü

Kütle debisi, ısı transfer katsayısını güçlü bir şekilde etkiler. Türbülanslı akış için, boru tarafı ısı transfer katsayısı, boru tarafı kütle debisinin 0.8 üstel gücüyle değişirken, boru tarafı basınç düşümü kütle debisinin karesiyle değişmektedir. Böylece, artan kütle debisi ile basınç düşümü, ısı transfer katsayısına göre daha hızlı artar. Sonuç olarak, kütle debisini optimum değerden daha da artırmak enerji kaybı oluşturacaktır.

Ayrıca, çok yüksek hızlar aşınmaya neden olur. Bununla birlikte, basınç düşümü sınırlaması genellikle aşınma hızlarına erişilmeden çok önce kontrol edilir. Borular içinde önerilen minimum sıvı hızı 1,0 m/s, maksimum ise 2,5–3,0 m/s'dir.

Basınç düşümü hızın karesiyle ve toplam mesafe uzunluğuyla orantılıdır. Böylece, belirli sayıda boru ve belirli bir borulu akış oranı için boru geçiş sayısı artırıldığında, basınç düşümü bu artışın küpüne yükselir. Gerçek uygulamada, yükselme daha yüksek Reynolds sayılarında daha düşük sürtünme faktörleri nedeniyle daha azdır, bu yüzden üs, 3 yerine 2.8 olmalıdır.

Boru tarafı basınç düşümü boru geçişlerinin sayısında bir artışla hızlı bir şekilde yükselir. Sonuç olarak, belirli sayıda boru ve iki geçiş için, basınç düşümü izin verilen değerden çok daha düşüktür, ancak dört geçişte izin verilen basınç düşümünü aşmaktadır. Bu gibi durumlarda standart bir boru kullanılmalıdır, tasarımcı oldukça düşük bir hızı kabul etmek zorunda kalabilir. Bununla birlikte, boru çapı ve uzunluğu değiştirilebiliyorsa, izin verilen basınç düşümü daha iyi kullanılabilir ve daha yüksek bir boru tarafı hızı gerçekleştirilebilir.

Aşağıdaki boru çapları genellikle CPI: 3/8", 1/2", 5/8", 3/4", 1", 1 1/4" ve 1 1/2" ölçüleri kullanılır. Bunlardan en çok 3/4" ve 1" küçük borular yaygın olarak kullanılır. 3/4 inç'ten küçük borular kirlenme hizmetleri için kullanılmamalıdır. 1/2 inç gibi küçük çaplı boruların kullanımı sadece 20-30 m²'den daha az ısı transfer alanlarına sahip küçük ısı değiştiricileri için garanti edilmektedir.

Toplam basınç düşümünün belirli bir akışa karşılık geldiğini fark etmek önemlidir. Belirli bir devrede belirli bir akım için çeşitli ısı değiştiricilerindeki basınç düşümünün dağılımı, tüm ısı değiştiricilerde iyi ısı transferi elde etmek için değiştirilebilir. Birkaç ön ısıtma ısı değiştiriciden akan sıcak bir sıvı akışı düşünün. Normal olarak sıvı akışları için gövde başına 0,68 bar'lık bir basınç düşümüne izin verilir. Böyle bir ön ısıtma değiştiricinin beş geçişi varsa, devredeki toplam 3,43 bar'lık bir basınç düşümüne izin verilir. Bu ısı değiştiricilerden ikisinin arasındaki basınç düşümünün sadece 0,78 bar olması durumunda, diğer üç adedi için 2,34 bar'lık bir denge mevcut olacaktır.

Bir benzetim kullanılarak süreç tasarımı için, sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümleri için aşağıdaki tahminler verilmiştir. Isı değiştirici dikey olarak yerleştirilirse ek bir basınç değişimi meydana geldiğini unutmayınız.

Tablo 3.3 Basınç kaybı için başlangıçta tasarım değerleri

Süreç tanımı	Basınç kaybı (psi)	Basınç kaybı (bar)
Sıvı akışları, faz değişimsiz	10	0.70
Buhar akışları, faz değişimsiz	2	0.14
Yoğuşma akışları	2	0.14
Kaynama akışları	1	0.07

Örnek 1: Boru Tarafı Tasarımını Optimize Etmek

Tablo 3.4'de belirtilen ısı değiştirici servisini göz önünde bulundurun. TEMA A Tipi AES ısı değiştiricisi (kayar halkalı çekmeli esnek başlık yapısı) kullanılacaktır. Borular ya 25 mm (tercih edilen) veya 20 mm dış çap, 2 mm cidar kalınlığında ve 9 m uzunluğunda (fakat daha kısa olmalı) olabilir.

Tablo 3.4 Örnek 1 için ısı değiştirici çalışma değerleri

	Gövde tarafı	Boru tarafı
Akışkan	Ham petrol	Ağır gazyağı
Kütleli debi, [kg/h]	399,831	277,200
Sıcaklık giriş/çıkışı [°C]	227/249	302/275
İşletme basıncı, [bar]	27,75	12,748
Müsaade edilen basınç kaybı, [bar]	1,176	0,686
Kirlenme direnci, [m ² K/W]	0,0006	0,0005
Isı yükü, [kW]	6386	6386
Viskozite giriş/çıkışı, [Pa m]	0.664x10 ⁻³ /0.563x10 ⁻³	0.32 x10 ⁻³ /0.389 x10 ⁻³
Tasarım basıncı, [bar] (gösterge)	43,149	16,671
Hat boyutu, [mm] (nominal)	300	300
İmalat malzemesi	Karbon çeliği	Borular:410 paslanmaz çelik, diğerleri:5Cr 0,5Mo

İlk tasarım 25 mm dış çapındaki 9 m'lik borular kullanılarak üretildi (Tablo 3.5'de A). Boru tarafı basınç düşümü, 0,68 bar'a izin verildiği halde, sadece 0,166 bar idi. Ayrıca, borulu ısı transfer direnci toplamın %27,71'ini oluşturmuştur, bu da izin verilen basınç düşümünün daha iyi kullanılması halinde, ısı transfer alanının azalacağı anlamına gelmektedir. Bununla birlikte, boru geçiş sayısı ikiden dörde çıkarıldığında (gövde geçiş çapının aynı tutulması ve ekstra geçiş saptırıcısı şeritleri nedeniyle 500'den 480'e kadar boruların sayısının azaltılması), boru cidarı basınç düşümü kabul edilemez olan 1,039 bar'a kadar yükselmiştir (Gövde tarafı tasarımı tatmin ediciydi, izin verilen basınç düşümü oldukça iyi kullanıldı).

Dört geçişli düzenlemedeki aşırı tasarım %28,1 olduğundan, boru uzunluğunu azaltarak boru tarafı basınç düşümünü azaltmak için bir girişimde bulunulmuştur. Boru uzunluğu 7,5 m'ye düştüğünde, aşırı tasarım %5,72 idi, ancak boru tarafı basınç düşümü, izin verilen değerden daha yüksek olan 0,89 bar idi.

Ardından, tasarımda 20 mm dış çaplı borular denendi (Tablo 3.2'de Durum B). Gövde çapı ve ısı transfer yüzeyi, sırasıyla 925 mm'den 780 mm'ye ve 343 m²'den 300 m²'ye düştü. Boru tarafı hızı (daha önce 2,36 m/s'ye karşılık 1,17 m/s), basınç düşümü (0,5 bar'a karşı 0,166 bar) ve kütle transferi katsayısı (2298 W/m²-K 'ye karşılık 2296 W/m²-K) hepsi daha yüksek. Bu tasarım için toplam ısı transfer katsayısı, 463 W/m²-K'ye karşılık A durumu için 414 W/m²-K'dir.

Tablo 3.5 Örnek 1'deki iki tasarımın detayları

	Durum A	Durum B
Gövde dış çapı [mm]	925	780
Boru dış çapı x boru sayısı x geçiş sayısı	25x500x2	20x540x2
Isı geçiş yüzeyi [m ²]	343	300
Boru aralığı x boru plan açısı	32x90°	26x90°
Saptırıcı tipi	Tekli kesimli	Tekli kesimli
Saptırıcı aralığı [mm]	450	400
Saptırıcı kesimi, çap yüzdesi olarak	25	30
Hız [m/s]		
Gövde tarafı	1,15	1,52
Boru tarafı	1,36	2,17
Isı transfer katsayısı [W/m ² K]		
Gövde tarafı	2401	2920
Boru tarafı	1494	2298
Basınç düşümü [bar]		
Gövde tarafı	0,84	1,176
Boru tarafı	0,16	0,5
Direnç [%]		
Gövde tarafı film tabakası	17,24	15,84
Boru tarafı film tabakası	27,71	21,14
Kirlenme	50,35	57,66
Metal cidar	4,69	4,87
Aşırı tasarım [%]	8,29	4,87

3.6.10 Viskoz Sıvılar İçin Kademeli Hesaplamalar

Boru tarafı viskozitesindeki değişim belirlendiğinde, boru tarafı ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü için tek nokta hesaplaması gerçekçi olmayan sonuçlar verecektir. Bu özellikle, türbülanslı (veya geçiş akışı) ve laminar akışın bir bileşiminin mevcut olduğu durumlarda geçerlidir, çünkü bu iki rejimde ısı performans çok farklıdır.

Bu gibi durumlarda, hesaplamaları adım adım veya bölge bazında gerçekleştirmek gerekli olacaktır. Adımların veya bölgelerin sayısı, boru tarafı viskozitesindeki ve dolayısıyla Reynolds sayısındaki değişikliklerle belirlenir.

Örnek 2: Adım Adım Hesaplamalar

Bir rafineride su ısıtıcısı tipi buhar jeneratörü için ana işlem parametreleri Tablo 3.6'da gösterilmektedir. Ağır vakum gazı yağının viskozitesi girişteki $1,6 \times 10^{-6}$ 'dan çıkışta $6,36 \times 10^{-6}$ 'ya değişir.

Tablo 3.6 Örnek 2 için süreç parametreleri

	Gövde tarafı	Boru tarafı
Akışkan	Kazan besleme suyu, buhar	Ağır vakum gaz yağı
Kütleli debi [kg/h]	23100 (tam buhar)	129085
Sıcaklık giriş/çıkış [°C]	154/154	299/165
İzin verilen basınç düşümü [bar]	İhmal edilebilir	1,37
Kirlenme direnci [m^2K/W]	0,00023	0,0007
Viskozite giriş/çıkış [Pa.s]	$0,176 \times 10^{-3}/0,176 \times 10^{-3}$	$1,6 \times 10^{-3}/6,36 \times 10^{-3}$
Tasarım basıncı [bar]	6,37	20,88
Isı yükü [kW]	13074	13074

Hesaplamalar kademeli olarak yapılmadan, yani tek bir ortalama sıcaklık ve karşılık gelen fiziksel özellikler temelinde bir tasarım üretildi. Bu tasarımın detayları Tablo 3.7'te gösterilmiştir.

Tablo 3.7 Örnek 2 için tasarım değerleri (adım hesapları olmaksızın)

Su ısıtıcı sayısı	2 (paralel bağlı)
Isıtıcı delik iç çapı [mm]	1825/1225
Her ısıtıcı için borular	790 boru 316 tipi paslanmaz çelik 25 mm dış çap x 2 mm cidar x 9 m uzunluk
Boru geçiş sayısı	12
Boru aralığı	32 mm kare (90°)
Saptırıcılar	Sadece tam destekli plakalar
Bağlantılar [mm] anma değeri	Gövde tarafı: Giriş 75, çıkış 3x200 Boru tarafı: 150
Isı transfer yüzeyi [m^2]	1104 (2x552)

Boru tarafı hesaplamalarını adım adım, on eşit ısı görevi adımında gerçekleştirerek, orijinal ısı değiştirici yüzeyinin düşük olduğunu ortaya çıkardı. Tek nokta ve kademeli hesaplamalar için ilgili performans parametreleri Tablo 3.8'de karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.8 Örnek 2 için tek noktalı ve adım adım hesaplamalar elde edilen performans parametreleri

	Tek noktalı hesaplar	Adım adım hesaplar
Boru tarafı ısı transfer katsayısı [W/m^2K]	404,607	266,55
Toplam ısı transfer katsayısı [W/m^2K]	284,58	208,52
Boru tarafı basınç kaybı [bar]	1,25	1,32
Aşırı tasarım [%]	24,03	-9,11

Aradaki farkın temel nedeni Reynolds sayısındaki değişiklik (birinci bölgede 9813 iken son bölgede 2851) olmuştur. Ek olarak, ortalama sıcaklık farkı (ΔT_{lm}), ilk bölgede 138,47 °C'den, son olarak sadece 17,04 °C'ye kadar, büyük ölçüde azaldı. Böylece, başlangıç bölgeleri (sıcak uç) hem yüksek bir ısı transfer katsayısına hem de yüksek bir ΔT_{lm} 'ye sahipken, bunlar ısı değiştiricinin çıkış (soğuk) ucuna doğru giderek azalmıştır. Sonuç olarak, ilk bölge sadece 2,325 m uzunluğa ihtiyaç duysa da son görev, ısı kapasiteleri aynı olsa bile, 44,967 m uzunluğa ihtiyaç

duymaktadır. Boru tarafı basınç düşümü kademeli yöntemle sadece marjinal olarak daha yüksekti, çünkü boru tarafı tamamen geçiş rejimindedir (Re sayısı 2851 ile 9813 arasında).

3.7 GÖVDE TARAFI TASARIMI

Gövde tarafı hesaplamaları, boru tarafı için olanlardan çok daha karmaşıktır. Bunun nedeni, esas olarak, gövdede sadece bir yönlü akış değil, bir ana çapraz akış ve dört kaçak ya da baypas akışı olmasıdır. Gövde tarafı akış analizini belirleyen çeşitli boru düzeni modelleri ve saptırıcı tasarımları ile çeşitli gövde tarafı akış düzenlemeleri vardır.

TEMA; gövde akışkanının gövde içerisindeki akışına bağlı olarak çeşitli gövde örneklerini tanımlar: E, F, G, H, J, K ve X (bkz. Şekil-3.1).

TEMA E; tek geçişli gövdede, gövde tarafı sıvısı gövdenin bir ucundan girer ve diğer uçtan ayrılır. Bu, en yaygın gövde tipidir. Bu yapılandırmadaki ısı değiştiricileri birleştirilmiş diğer tüm düzenlemelerden daha fazladır.

TEMA F iki geçişli gövdenin, gövdeyi iki geçişe bölen uzunlamasına bir saptırıcı vardır. Gövde tarafı akışkanı bir uçtan girer, ısı değiştiricinin tüm uzunluğunu gövde enine kesit alanının yarısı boyunca geçirir, döner ve ikinci geçiş boyunca akar, sonra son olarak ikinci geçişin sonundan dışarı bırakılır. Uzunlamasına saptırma, boru aynası yakınında sonlanır, böylece akışkan ikinci geçişe akabilir.

F boru tarafı, çapraz sıcaklık geçişi durumları için kullanılır. Yani, soğuk akıntının, sıcak akışın çıkış sıcaklığından daha yüksek bir sıcaklıkta ayrılır. İki geçişli (F) bir gövde sadece iki boru geçişine sahipse, bu büyük bir sıcaklık çaprazının elde edilebileceği gerçek bir ters akış düzenlemesi haline gelir.

TEMA J boru tarafı, gövde akışkanının merkezde gövde içine girdiği ve bir tanesi sola ve diğeri sağa akan ve ikiye ayrılan iki yarıya bölüldüğü bölünmüş akışlı bir gövdedir. Daha sonra tek bir akış halinde birleştirilirler. Bu, J 1-2 boru tarafı olarak tanımlanır. Bir J 2-1 boru tarafı olarak tanımlanan akış iki uçta gövdeye giren, merkeze doğru akan ve tek bir akış olarak bırakılan bir alternatif mevcuttur.

TEMA G boru tarafı, bölünmüş akışlı bir gövdedir (Şekil-3.1). Bu yapı genellikle yatay termosifon reboyerler için kullanılır. Sadece merkezi bir destek plakası vardır ve saptırıcı yoktur. Boru boyları 3 m'den daha büyük olan ısı değiştiricileri için bir G boru tarafı kullanılamaz. Çünkü bu durum, ısı yalıtımı, kalınlık ve malzeme ile değişse de tipik olarak TEMA tarafından belirtilen maksimum desteklenmeyen boru uzunluğu üzerindeki sınırı aşacaktır (tipik olarak 1,5 m).

Daha büyük bir boru uzunluğuna ihtiyaç duyulduğunda, bir TEMA H boru tarafı (bkz. Şekil-3.1) kullanılır. Bir H gövdesi temelde yan yana yerleştirilmiş iki G gövdesidir, böylece iki tam destek plakası vardır. Akış iki kez bölünmüş ve iki kez yeniden birleştirildiği için bu çift bölünmüş bir yapılandırma olarak tarif edilir. Bu tasarım da yatay termosifon reboyerler için kullanılır. G ve H gövdelerinin avantajı, basınç düşümünün çok daha az olmasıdır ve çapraz saptırmalar yoktur.

TEMA X gövdesi (Şekil-3.1'e bakınız), gövde şeklindeki akışkanın gövdenin tepesine (veya tabanına) girdiği, boruların üzerinden aktığı ve gövdenin karşıt tarafından çıkan, saf çapraz akışlı bir gövdedir. Akış, daha iyi bir dağılım elde etmek amacıyla, gövdenin uzunluğu boyunca stratejik olarak konumlandırılan çok sayıda nozul (lüle) vasıtasıyla sokulabilir. Basınç düşümü son derece düşük olacaktır. Aslında, gövdede neredeyse hiç basınç düşümü yoktur ve buradaki basınç düşümünün neredeyse tümü nozullardadır. Bu nedenle, bu yapılandırma, düşük basınçta, özellikle vakumda buharların soğutulması veya yoğunlaştırılması için kullanılır. Yapısal bütünlük için gerekirse tam destek plakaları yerleştirilebilir; akış yönüne paralel oldukları için gövde akışına müdahale etmezler.

TEMA K gövdesi (Şekil-3.1'e bakın), su ısıtıcısı reboyerler için kullanılan özel bir çapraz akışlı bir gövdedir. Genişlemiş bir gövde içinde yer alan entegre bir buhar-ayırma boşluğuna sahiptir. Burada da gerektiği gibi tam destek plakaları kullanılabilir.

3.7.1 Gövde Çapı

Tasarım süreci, basınç düşümü kısıtlamalarına tabi tutularak istenen gövde akış hızını (1,22 m/s) elde etmek için boruların sayısını uygun bir gövde içine yerleştirmektir. Isı transferi için en verimli koşullar, türbülansı en üst düzeye çıkarmak için gövdede mümkün olan maksimum sayıda boruya sahip olmaktır. Tercih edilen boru uzunluğu/gövde çapı oranı 5 ila 10 aralığındadır.

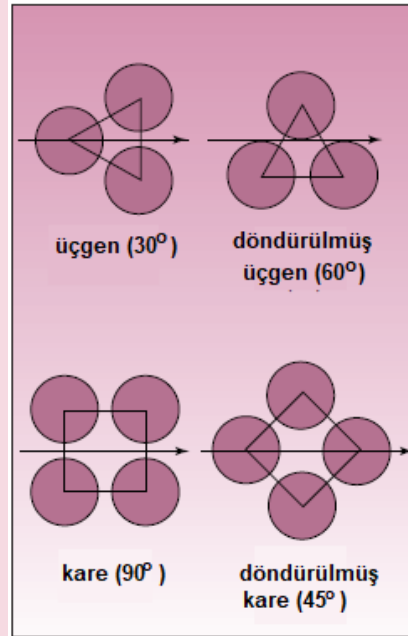
Boru sayısı verileri aşağıdaki kıstasların kullanıldığı Perry Tablo 11-3'te verilmiştir.

- 1) Borular gövde çapının 0,2 katına eşit bir nozul (lüle) için giriş alanı sağlayacak şekilde olmalı.
- 2) Boru yerleşimleri hem yatay hem de dikey eksenlerde simetrik olmalıdır.
- 3) $D_s < 559$ mm (22 inç) gövde iç çapları için gövde merkezi ile boru dış çapı arasındaki mesafe 7,9 mm (5/16") ve daha büyük gövde çapları için 9,5 mm (3/8") olmalıdır.

3.7.2 Boru Düzeni Modelleri

Şekil-3.8'da gösterildiği gibi dört boru yerleşim düzeni vardır: üçgen (30°), döndürülmüş üçgen (60°), kare (90°) ve döndürülmüş kare (45°). Üçgen (veya döndürülmüş üçgen) desen, kare (veya döndürülmüş kare) deseninden daha fazla boru barındırır.

Ayrıca, üçgen bir desen yüksek türbülanslıdır ve bu nedenle yüksek bir ısı transfer katsayısı üretir. Bununla birlikte, borunun 1,25 katındaki tipik boru hattında, erişim çubukları mevcut olmadığından, boruların mekanik temizlenmesine izin vermez. Sonuç olarak, üçgen bir düzenleme, temiz gövde tarafı akışkanlarıyla sınırlıdır. Gövde tarafı mekanik temizlik gerektiren servisler için kare modeller kullanılmalıdır. Kimyasal temizlik, erişim çubukları gerektirmez, bu nedenle kimyasal temizlik uygun ve etkili olduğu için kirli gövde tarafı akışkanları için üçgen bir düzenleme kullanılabilir.



Şekil-3.8 Boru düzenlemeleri

Döndürülmüş üçgen bir desen nadiren üçgen bir desen üzerinde bir avantaj sunar ve kullanımı çok yaygın değildir.

Kirlenmiş gövde tarafı hizmetleri için, tipik olarak bir kare düzen kullanılır. Ancak, bu bir iç içe model olduğundan, daha düşük türbülansa neden olur. Bu nedenle, gövde tarafı Reynolds sayısı düşük olduğunda ($Re < 2000$), döndürülmüş bir kare deseninin kullanılması genellikle avantajlıdır, çünkü bu daha yüksek bir türbülansa yol açar, bu yüksek basınç düşümüne ve daha yüksek verimli bir ısı transferine dönüşümüyle sonuçlanır.

Daha önce de belirtildiği gibi, sabit-boru aynalı tasarım genellikle deniz kenarındaki temiz servisler için kullanılır. (Hem gövde tarafı hem de boru tarafında temiz servisler için, sabit boru veya U-boru yapısı kullanılabilir, ancak U-boru tercih edilmesine rağmen, gövde ve borular arasındaki diferansiyel genişlemeye izin verir.) Bu nedenle, sabit borulu ısı değiştiriciler için bir üçgen boru modeli ve esnek başlıklı ısı değiştiriciler için bir kare (veya döndürülmüş kare) modeli kullanılabilir. U-borulu değiştiriciler için, gövde tarafı akışının temiz olması şartıyla üçgen bir desen ve akış kirlisi ise kare (veya döndürülmüş kare) desen kullanılabilir.

3.7.3 Boru Aralığı

Boru aralığı, iki bitişik boru arasındaki en kısa mesafe olarak tanımlanır.

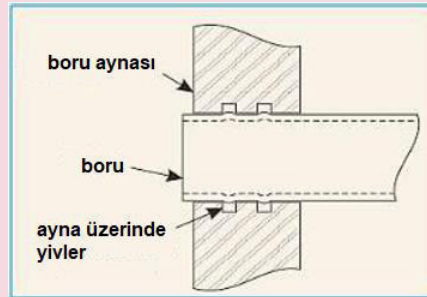
Üçgen bir desen için, TEMA boru aralığını, borunun dış çapının 1,25 katı olarak belirlemiştir. Böylece, 20 mm'lik bir boru dış çapı için aralık genellikle 25 mm'dir.

Kare desenler için, TEMA bitişik borular arasında en az 4 inç (veya 6 mm) temizleme bandı önermektedir. Bu nedenle, kare desenler için minimum boru aralığı, boru dış çapının 1,25 katıdır veya boru dış çapı artı 6 mm, (hangisi daha büyükse). Örneğin, 20 mm'lik borular için 26 mm (20 mm + 6 mm) kare bir aralık üzerinde yerleştirilmelidir, ancak 25 mm'lik borular için 31,25 mm kare aralık üzerine döşenmelidir.

Tasarımcılar, önerilen minimum boru aralığını kullanmayı tercih ederler, çünkü belirli sayıda boru için en küçük gövde çapına yol açar. Bununla birlikte, istisnai durumlarda, boru aralığı, örneğin, gövde tarafı basıncı düşümünü azaltmak için daha yüksek bir değere yükseltilebilir. Bu, özellikle çapraz akışlı bir gövde durumunda daha doğrudur.

3.7.4 Boru Aynaları

Borular, boru ve gövde akışkanları arasındaki bariyeri oluşturan aynalar ile sabitlenir. Boru aynaları, genellikle boru uçları için hassas olarak delinmiş delikler olan bir yuvarlak düz parçadan yapılır. Ayna üzerine yivler açılarak, pnömatik veya hidrolik basınçla (makine) veya plaka genişlemesiyle, borular aynaya daha sıkı şekilde bağlanır. Bu, büyük endüstriyel ısı değiştiricilerde en yaygın sabitleme yöntemidir. Ayna kalınlığı, iyi bir sızdırmazlık sağlamak için boru dış çapından daha büyük olmalıdır. Minimum boru tabakası kalınlığını seçmek için önerilen standartlar (IS: 4503 veya TEMA) takip edilmelidir.

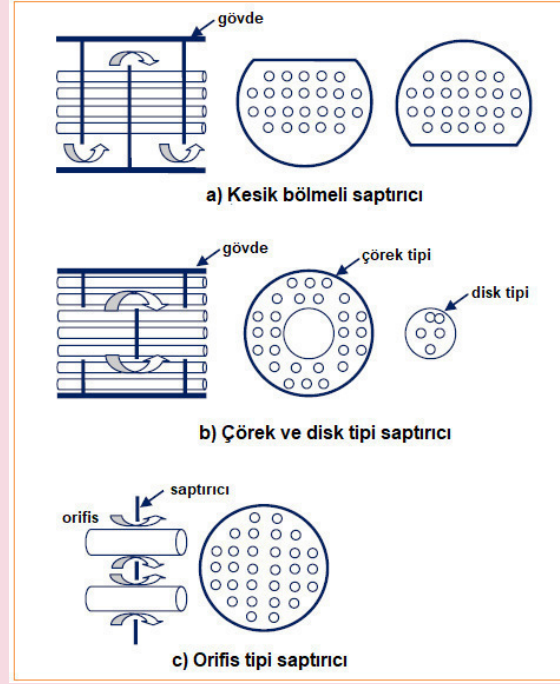


Şekil-3.9 Boru ile boru aynasının birleşimi

3.7.5 Saptırıcılar (Saşırtma Plakaları)

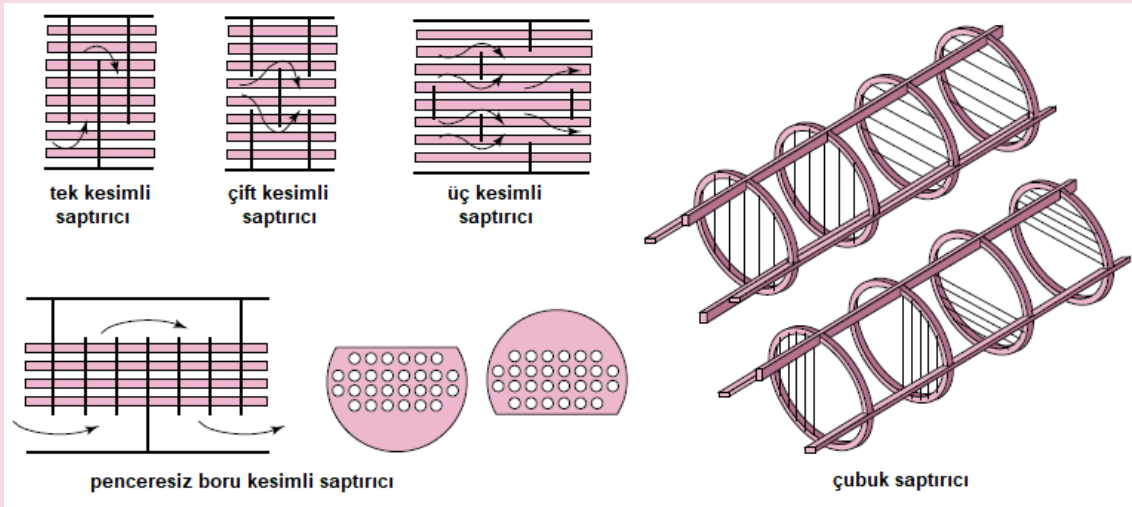
Saptırıcılar, daha yüksek ısı transfer katsayısı elde etmek için akış borusunu boru demeti boyunca yönlendirerek akışkan hızını arttırmak için kullanılır. Bitişik saptırıcılar arasındaki mesafe saptırıcı aralığı olarak adlandırılır. İç gövde çapının 0,2 ila 1 katı arasındaki saptırma aralığı yaygın olarak kullanılmaktadır. Saptırıcılar, saptırma ara

parçaları vasıtasıyla konumlandırılır. Daha yakın saptırma aralığı, daha yüksek türbülans oluşturarak daha fazla ısı transfer katsayısı sağlar. Basınç düşümü daha yakın saptırma aralığı ile daha fazla olur. Çeşitli tipteki saptırma plakaları Şekil-3.10'da gösterilmiştir. Kesik saptırıcılı saptırma durumunda, saptırma çapının yüzdesi olarak ifade edilen saptırıcıyı oluşturmak için bir bölüm çıkarılır. Normalde %15 ila %45 arasında kesik saptırıcılar kullanılır. %20 ila %25'lik bir saptırma kesimi, makul basınç düşümü ile iyi bir ısı transferi sağlar. Kesik saptırıcılı saptırma için yüzde (%) kesimi, çapından kesilen uzaklığa karşılık gelir. Şekil-3.11'da ayrıca iki farklı tipte saptırıcı tipi gösterilmektedir.



Şekil-3.10 Farklı tipte ısı değiştirici saptırıcılar: a) Kesik bölmeli saptırıcı, b) Disk ve çörek tipi saptırıcı, c) Orifis tipi saptırıcı

Saptırıcı Tipi: Saptırıcılar, boruları desteklemek, gövde akışkanı için arzu edilen bir hızı sağlamak ve akışa bağlı titreşim nedeniyle boruların arızalanmasını önlemek için kullanılır. İki tip saptırma plakası vardır: Plaka ve çubuk. Plaka saptırma plakaları, Şekil-3.11'da gösterildiği gibi, tek kesimli, çift kesimli veya üçlü kesimli olabilir.



Şekil-3.11 Saptırıcı tipleri

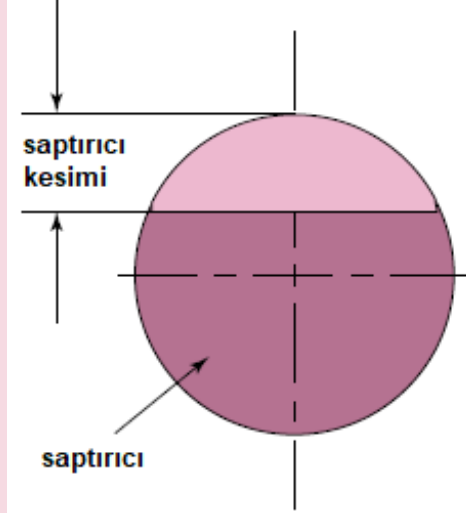
Saptırıcı Aralığı: Saptırıcı aralığı, bitişik saptırıcılar arasındaki merkezden merkeze olan mesafedir. GBID tasarımında en önemli parametredir.

TEMA standartları, iç gövde çapının beşte biri veya 2 inç'lik minimum saptırma aralığını (hangisi daha büyükse) belirtir. Daha yakın aralıklar, gövde tarafı akışkanı tarafından yetersiz akışkan geçirgenliğine ve boruların dış yüzeylerinin mekanik olarak temizlenme zorluğuna neden olacaktır. Ayrıca, düşük bir saptırma aralığı daha sonra açıklanacağı gibi zayıf bir akış dağılımı ile sonuçlanır.

Maksimum saptırma aralığı, gövde iç çapları kadardır. Daha yüksek saptırma aralığı, çapraz akıştan daha az verimli olan büyük ölçüde boylamasına akışa ve akışa bağlı titreşim nedeniyle değiştiricinin boru arızasına eğilimli olmasını sağlayan büyük desteklenmeyen boru açıklıklarına yol açacaktır.

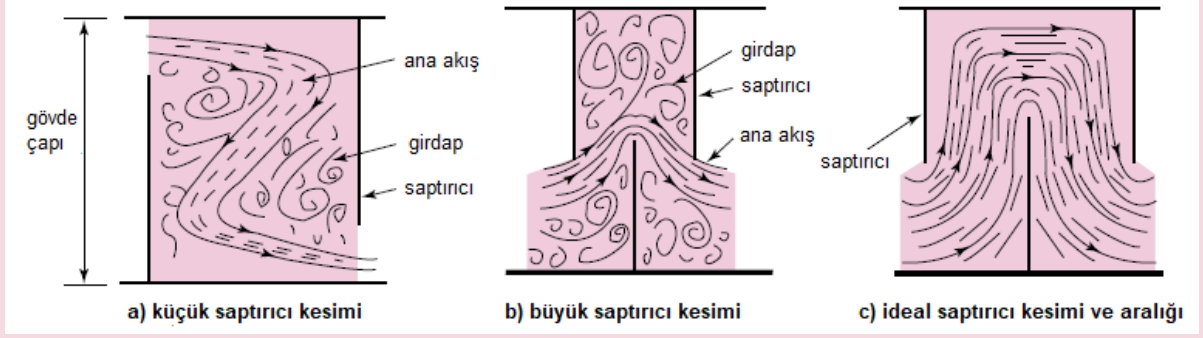
Optimum Saptırıcı Aralığı: Gövde tarafı ($Re > 1000$) türbülanslı akış için ısı transfer katsayısı hızın 0,6-0,7 üstel gücünde değişir. Bununla birlikte, basınç düşümü hızın 1,7-2,0 gücünde değişmektedir. Laminer akış için ($Re < 100$), ısı transfer katsayısı için üst değer 0,33 ve basınç düşümü için 1,0'dır. Böylece, saptırıcı aralığı azaltıldığı için basınç düşümü, ısı transfer katsayısından çok daha hızlı bir oranda artar. Bu, basınç düşmesinin ısı transferine dönüşümünün en yüksek verimliliğine yol açacak olan optimum bir saptırma aralığı/gövde iç çapı oranının olacağı anlamına gelir. Bu optimum oran normal olarak 0,3 ile 0,6 arasındadır.

Saptırıcı Kesimi: Şekil-3.12'de gösterildiği gibi, saptırıcı kesimi gövde akışkanının saptırıcı boyunca akmasına izin vermek için her bir saptırıcıda kesilen bölümün yüksekliğidir. Bu, gövde iç çapının yüzdesi olarak ifade edilir. Bu da GBID tasarımı için önemli bir parametre olmasına rağmen, etkisi saptırıcı aralığına göre daha azdır. Saptırıcı kesimi, gövde iç çapının %15 ila %45'i arasında değişebilir.



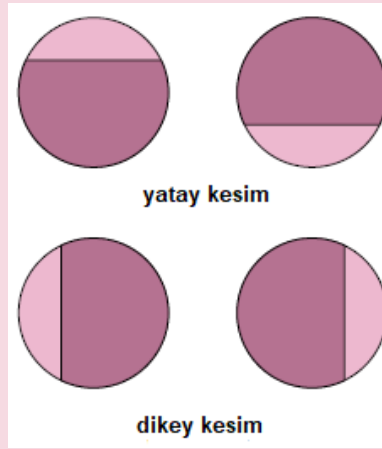
Şekil-3.12 Saptırıcı kesimi

Hem çok küçük hem de çok büyük saptırıcı kesikleri, Şekil-3.13'de gösterildiği gibi, ideal bir durumdan büyük sapma nedeniyle, gövde üzerindeki verimli ısı transferini olumsuz etkiler. Sadece %20 ile %35 arasında saptırıcı kesimlerinin kullanılması önerilir. Gövde tarafındaki ısı transfer katsayısını arttırmak için %20'nin altına düşürülmüş saptırıcı veya gövde tarafındaki basınç düşümünü azaltmak için %35'in ötesindeki saptırıcı kesimi, genellikle zayıf tasarımlara yol açar. Örneğin, çift taraflı saptırıcılar ve bölünmüş akışlı bir gövde ve hatta çapraz akışlı bir gövde, gövde tarafındaki basınç düşümünü azaltmak için kullanılabilir.



Şekil-3.13 Büyük ve küçük saptırıcı kesimlerinin akış yapısına etkileri

Gövdedeki tek fazlı akışkanlar için, yatay bir saptırıcı kesimi (Şekil-3.14) önerilir, çünkü bu gövdenin tabanındaki birikintileri en aza indirir ve tabakalaşmayı önler. Bununla birlikte, iki geçişli bir gövde (TEMA F) durumunda, imalat kolaylığı ve demet montajı için dikey bir kesim tercih edilir.



Şekil-3.14 Saptırıcı yerleşimi

3.7.6 Saptırıcı Tasarımı

Gövde tarafı çapraz akış alanı a_s tarafından verilir,

$$a_s = \frac{D C B}{P_T} \quad (3.8)$$

Burada;

B: Saptırıcı (şaşırtıcı) aralığı

P_T : Boru aralığı

C: boşluk

D: Gövde iç çapı

3.7.7 Minimum Boşluk (Aralık)

Bölgesel saptırıcılar normal olarak gövde iç çapının 1/5'inden veya 50.8 mm'den (2 inç) daha büyük olmamalıdır.

3.10.8 Maksimum Boşluk (Aralık)

Aralık, normal olarak gövde çapını aşmaz.

Destek plakası aralığı güç ve titreşim vb. mekanik dayanımına göre seçilmelidir.

$$\text{Maksimum boşluk } B = 74 d_o^{0.75} \text{ ile verilir.} \quad (3.9)$$

Çoğu başarısızlık, gövde tarafı basınç düşümünü sınırlamaya çalışan tasarımcıya göre desteklenmeyen boru uzunluğu TEMA değerinin %80'den fazla olduğunda oluşur.

3.7.9 Saptırıcı Kesimi

Saptırıcı kesimleri %15 ile %45 arasında değişebilir ve bölüm açıklığı yüksekliğinin gövde çapına oranı olarak ifade edilir. Üst sınır, her bir saptırma plakasının her bir boruyu destekleyeceğini garanti etmelidir.

Kern gövde tarafı basınç düşümü korelasyonları, gövde tarafında sıvı için standart olan %25'lik kesime dayanır [7]. Gövde tarafında gaz veya buhar olduğunda %33'lük kesim kullanılır.

Saptırma eğimi ve saptırma kesimi, gövde tarafı sıvısının etkin hızını belirler ve dolayısıyla gövde tarafı basınç düşümü üzerinde en büyük etkiye sahiptir.

Yatay gövde tarafı yoğuşması için, yan yana akış oluşturmak için kesimli saptırıcı saptırıcılar gerekir. İyi bir buhar dağılımı elde etmek için buhar hızı, tatmin edici basınç düşümü kısıtlamaları ile tutarlı ve saptırma plakalarını buna göre uzatacak şekilde mümkün olduğunca yüksek olmalıdır.

3.7.10 Saptırıcı Boşlukları

Dış boru sınırı (OTL) ile saptırma çapı arasındaki kenar mesafesi, titreşim nedeniyle boru atılımını önlemek için yeterli olmalıdır. Örneğin, sabit boru-plaka açıklıkları aşağıda gösterilmiştir.

Tablo 3.9 Gövde iç çapı ile en dıştaki boru sınırı arasındaki boşluklar

Gövde iç çapı, mm [inç]	Gövde iç çapı ile en dıştaki boru (OTL) arasındaki boşluk, mm [inç]
254 (10") ila 610 (24")	11 (7/16")
≥635 (25")	13 (1/2")

3.7.11 Ayna Düzenlemesi (Boru Sayısı)

Boru demeti çapı D_b , gösterilen sabitler kullanılarak aşağıdaki bağıntıdan tahmin edilebilir:

$$D_b = d_o (N_t / K_1)^{1/n} \quad (3.10)$$

Burada:

d_o : Boru dış çapı

N_t : Boru sayısı

Tablo 3.10 Ayna düzenlemesi için geçiş sayılarına bağlı K_1 ve n değerleri

Üçgen yerleşim $P_t=1,25 d_o$					
Geçiş sayısı	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2,499	2.675
Kare yerleşim $P_t=1,25 d_o$					
Geçiş sayısı	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

3.7.12 Tasarım Marjı

Tasarıma uygulanacak tasarım marjı, tasarımcının, özel uygulama ve çok amaçlı uygulamalar için gelecekteki gereksinimlere ilişkin güven düzeyine dayanmaktadır. Akış koşullarında mümkün olan geniş bir varyasyonun mevcut olduğu çok amaçlı kullanıma yönelik kondensörlerin tasarımı, bu bağlamda belirli bir problem oluşturur.

Tasarım (kirli) ısı transfer alanına %15'lik bir tasarım marjı uygulamak standart uygulamadır; bu, daha önce eklenmiş bir güvenlik faktörü veren daha önce tartışılan kirletici film katsayılarının uygulanmasından kaynaklanan tasarım marjına uygulanır.

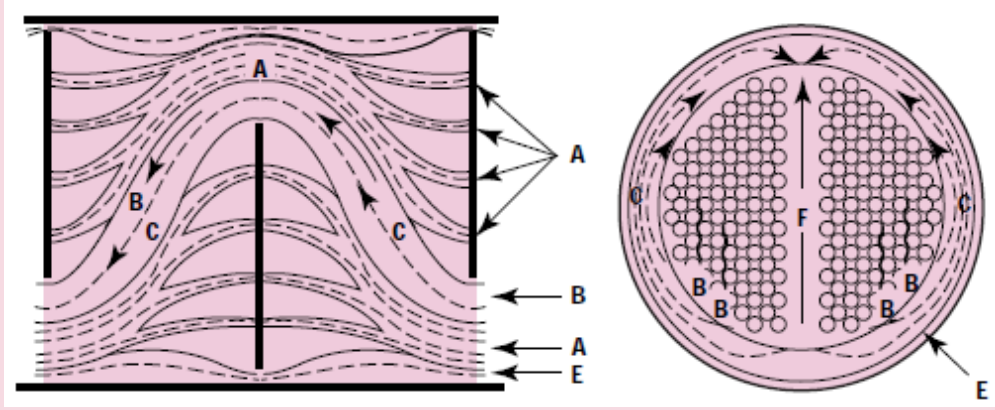
3.7.13 Çapraz Akış ve Çerçeve Hızlarını Eşitlemesi

Borular boyunca akış, çapraz akış olarak adlandırılırken, çerçeve alanı boyunca (yani, saptırıcı kesim alanı boyunca) akış, çerçeve akışı olarak adlandırılır.

Çerçeve hızı ve çapraz akış hızı mümkün olduğunca yakın olmalıdır: Tercihen birbirinin %20'si kadar olmalıdır. Bundan daha fazla farklılık gösterirlerse, boru demetinin uzunluğu boyunca tekrarlanan hızlanma ve yavaşlama gerçekleşir, bu da basınç düşümünün ısı transferine verimsiz dönüşümü ile sonuçlanır.

3.7.14 Gövde Tarafı Akış Analizi

Gövdede, Şekil-3.15'de gösterildiği gibi sadece bir akım değil, ana bir çapraz akış akımı ve dört kaçak ya da baypas akışı vardır. Tinker (4), bu akışları şu şekilde sınıflandırmıştır: Ana çapraz akımı (B), borudan saptırıcı deliğine akış (A), bir boru demeti baypas akımı (C), bir geçiş-saptırıcı baypas akımı (F) ve bir saptırıcıdan gövdeye kaçak akımı (E).



Şekil-3.15 Gövde tarafı akış dağılımı

B (ana çapraz akış) akışı ısı transferi için oldukça etkili olsa da diğer akışlar etkili değildir. A akışı oldukça zayıf etkilidir, çünkü gövde akışkanı borularla temas halindedir. Benzer şekilde C akışı, boru demeti etrafındaki çevresel borularla temas halindedir ve F akımı, geçiş saptırıcı aralıkları boyunca borularla temas halindedir. Sonuç olarak, bu akımlar aynı zamanda B akışından daha düşük bir verimde olsa da ısı transferini etkilerler. Bununla birlikte, E akışı boru bulunmayan gövde duvarı boyunca aktığı için, hiç ısı transferi oluşmaz.

Bu beş akış tarafından temsil edilen toplam akışın debileri, herhangi bir karmaşık ısı değiştirici ısı tasarım yazılımı tarafından belirli bir ısı değiştirici geometrisi ve gövde akış koşulları için belirlenebilir. Esasen, beş akış paraleldir ve akışkan değişken hidrolik dirençler boyunca akar. Böylece, akış debileri, her akışın basınç düşümünün özdeş olacağı şekilde olacaktır, çünkü tüm akıntılar giriş ve çıkış ağızlıklarında başlar ve biter. Daha sonra, bu akımların her birinin verimine bağlı olarak, genel gövdesel akış verimi ve böylece de gövde tarafı ısı transfer katsayısı oluşturulur.

Akış debileri yol dirençlerine güçlü bir şekilde bağlı olduğundan, aşağıdaki yapı parametrelerinden herhangi birini değiştirmek akış analizini ve dolayısıyla bir ısı değiştiricinin gövde performansını etkileyecektir:

- Saptırma aralığı ve saptırıcı kesimi
- Boru yerleşim açısı ve boru aralığı
- Akış yönünde şerit sayısı ve şerit genişliği
- Boru ve saptırıcı deliği arasındaki boşluk
- Gövde iç çapı arasındaki boşluk ve saptırıcı
- Sızdırmazlık şeritlerinin ve sızdırmazlık çubuklarının yeri

Çok düşük bir saptırma aralığının kullanılması, sızıntı ve baypas akışlarını artırır. Bunun nedeni, tüm beş gövde tarafı akışın paralel olması ve dolayısıyla aynı basınç düşümüne sahip olmasıdır. Kaçak yolu boyutları sabittir. Sonuç olarak, saptırıcı aralığının azalması durumunda, ana çapraz akış yolunun direnci ve dolayısıyla basınç düşümü artar. Beş akışın tümünün basınç düşüşleri eşit olması gerektiğinden, tüm akıntıların basınç düşümü dengelenene kadar kaçak ve baypas akımları artar. Net sonuç, ısı transferi katsayısına karşılık gelen bir artış olmaksızın basınç düşümünde bir artıştır.

Gövde tarafı akışkan viskozitesi ayrıca akış analizini derinden etkiler. Gövde tarafı ısı transferi ve basınç düşümü performansını etkilemeye ek olarak, akış analizi ayrıca ısı değiştiricisinin logaritma ortalama sıcaklık farkını (ΔT_m) de etkiler. Bu daha sonra tartışılacaktır. Öncelikle, önemli bir sıcaklık profili bozulması olmadığında saptırıcı tasarımının nasıl optimize edileceğini gösteren bir örneğe bakalım.

Örnek 3: Saptırıcı Tasarımını Optimize Etme

Tablo 3.11'de belirtilen ısı değiştirici servisini düşünün. İki bağımsız değişken olduğu için—saptırıcı aralığı ve saptırıcı kesimi—ilk önce saptırma kesimini %25 oranında sabit tutarız ve saptırıcı aralığını değiştiririz (Tablo 3.12). Daha sonra, saptırma aralığı sabit tutulacak ve saptırma kesiti değişecektir (Tablo 3.13). Gerçek uygulamada, her iki parametre aynı anda değiştirilmelidir, ancak bir parametrenin sabit kalması ve diğerini değiştirmesi, her bir parametrenin etkisini daha iyi bir şekilde ortaya koyacaktır.

Tablo 3.11 Örnek 3 için süreç parametreleri

	Gövde tarafı	Boru tarafı
Akışkan	Ham petrol	Ağır gazyağı
Kütlesel debi, [kg/s]	0,1021241	0,029356
Sıcaklık giriş/çıkışı [°C]	209/226	319/269
Isı yükü, [kW]	4,649	4,649
Yoğunluk giriş/çıkışı [kg/m ³]	730/715	655/700
Dinamik viskozite giriş/çıkışı [Pa.s]	52x10 ⁻⁵ /46x10 ⁻⁵	27x10 ⁻⁵ /37x10 ⁻⁵
Özgül ısı giriş/çıkışı [kJ/kg-°C]	2.6376/2.7214	3.2657/3.0563
Isıl iletkenlik giriş/çıkışı [W/m-K]	0,10118/0,09885	0,08489/0,09245
Müsaade edilen basınç kaybı, [bar]	0,98066	0,68646
Kirlenme direnci, [m ² -K/W]	0,0005	0,0005
Tasarım basıncı, [bar] (gösterge)	35,891	13,729
Tasarım sıcaklığı, [°C]	250	340
Hat boyutu, [mm] (anma değeri)	300	150
İmalat malzemesi	Karbon çeliği	5Cr 0,5Mo

Geliştirilen ilk tasarım, Tablo 3.12'de Tasarım A olarak belirlenmiştir. Burada, saptırıcı kesimi %25 ve saptırıcı aralığı 300 mm'dir. B ve C tasarımlarında, saptırıcı aralığı sırasıyla 350 mm ve 400 mm olarak değiştirilmiştir. Bu tasarımlarda sıcaklık profili bozulma sorunu yoktur.

Saptırma aralığı 300 mm'den 400 mm'ye yükseltildiğinde, ana çapraz akış, boru demeti baypas'ı ve geçiş saptırıcılı baypas akışlarının giderek arttığına dikkat edin, oysa borudan saptırıcıya delik sızıntısı ve saptırıcı-gövde kaçığı akışlar giderek azalır. Gövde tarafı akışının genel ısı transfer verimi, giderek artar. Bununla birlikte, gövde tarafı hızı ve Reynolds sayısı azaldığından, hem gövde tarafı ısı transfer katsayısı ve gövde tarafı basınç düşümü azalır, ancak ilki ikincisinden çok daha düşük bir orandadır. İzin verilen gövde tarafı basınç düşümü 0.98 bar olduğu ve gövde tarafı basınç düşümü bu sınırı aştığı için Tasarım A'nın dışına çıkar. B ve C tasarımları da kabul edilebilir. Aşırı tasarım, marjinal olarak değişir. Bu nedenle, daha düşük bir basınç düşümüne ve daha iyi bir akış analize sahip olduğundan, tasarım C'yi benimsemek ihtiyatlı olacaktır.

Tablo 3.12 Örnek 3'teki %25 sabit kesimli saptırıcının aralığının değişmesinin etkileri

	Tasarım A	Tasarım B	Tasarım C
Saptırıcı aralığı [mm]	300	350	400
Borudan saptırıcıya delik kaçacağı (A), oran	0,157	0,141	0,13
Ana çapraz akış (B), oran	0,542	0,563	0,577
Boru demeti baypas akışı (C), oran	0,113	0,116	0,119
Saptırıcıdan gövdeye kaçak akış (E), oran	0,12	0,109	0,1
Saptırıcıdan geçen baypas akış (F), oran	0,069	0,072	0,075
Toplam gövde tarafı ısı transfer verimi [%]	71,3	73,4	74,9
Gövde tarafı hızı, [m/s]			
Çapraz akış	2,5	2,15	1,87
Çerçeve akışı	2,34	2,34	2,34
Gövde tarafı basınç kaybı, [bar]	1,31	1,01	0,77
Isı transfer katsayısı [W/m ² -K]			
Gövde tarafı	2,99	2,90	2,75
Boru tarafı	1,63	1,63	1,63
Toplam	467,29	464,96	461,12
Aşırı tasarım [%]	7,58	7,08	6,21

Tablo 3.13 Örnek-3 için sabit kesimli 400 mm aralıklı saptırıcı değişiminin etkileri

	Tasarım D	Tasarım E	Tasarım F	Tasarım G	Tasarım G
Saptırıcı kesimi, çapın yüzdesi	25	30	33	36	20
Borudan saptırıcıya delik kaçacağı (A), oran	0,13	0,106	0,093	0,08	0,159
Ana çapraz akış (B), oran	0,577	0,612	0,643	0,674	0,54
Boru demeti baypas akışı (C), oran	0,119	0,122	0,118	0,117	0,126
Saptırıcıdan gövdeye kaçak akış (E), oran	0,1	0,091	0,085	0,078	0,114
Saptırıcıdan geçen baypas akış (F), oran	0,075	0,069	0,062	0,052	0,061
Toplam gövde tarafı ısı transfer verimi [%]	74,9	73,0	75,7	78,6	72,7
Gövde tarafı hızı, [m/s]					
Çapraz akış	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87
Çerçeve akışı	2,34	1,86	1,65	1,48	3,09
Gövde tarafı basınç kaybı, [bar]	0,77	0,67	0,63	0,58	0,96
Isı transfer katsayısı [W/m ² -K]					
Gövde tarafı	2,75	2,55	2,41	2,24	2,79
Boru tarafı	1,63	1,63	1,63	1,63	1,63
Toplam	461,12	455,19	450,43	444,14	462,17
Aşırı tasarım [%]	6,21	4,86	3,76	2,33	6,43

Şimdi, Tablo 3.13'de gösterildiği gibi, saptırıcı aralığı sabitini 400 mm'de sabit tutarken, saptırıcı kesimini değiştirmenin etkisini göz önünde bulundurunuz. Tasarım G'de %25'ten Tasarım D'de %36'ya kadar gittikçe arttığından aşağıdaki değişiklikler gözlenir:

- Ana çapraz akış akımı (B) oranı kayda değer ölçüde artar
- Borudan saptırıcıya-delğe (A), saptırıcıdan-göbeğe (E) ve geçiş-saptırıcı (F) akış oranları sabit bir şekilde azalır
- Demet baypas (C) akışı kesiti sabit kalır
- Gövde tarafı akışının toplam ısı transfer verimi ilk önce azalır ve artar
- Çerçeve hızı azaldıkça, gövde tarafı ısı transfer katsayısı düşer; basınç düşümü de azalır, ancak ısı transfer katsayısı kadar hızlı değildir.

Bu gözlemler, aşırı tasarım değerlerine yansıtılmıştır. Tasarım E en iyi seçim olarak görünmektedir, çünkü tasarım D aşırı gövde basıncı düşümü nedeniyle kabul edilemez.

3.7.15 Saptırıcı Tasarımını Değiştirerek Basınç Kaybını Azaltma

Tek Geçişli Gövde ve Tek Bölümlü Saptırıcılar: *Birinci saptırma alternatifi, tek geçişli (TEMA E) bir gövdede tek kesimli saptırmadır.*

Bununla birlikte, birçok durumda, gövde geçiş aralığını ve saptırıcı plakasını önerilen en yüksek değerlere indirdikten sonra bile, tek geçişli bir gövdedeki tek kesimli saptırıcılar ile gövde tarafı basınç düşümü çok yüksektir. Bu tür bir durum, çok yüksek bir gövde tarafı akış hızını ele alırken veya gövde tarafı akışkanı düşük basınçlı bir gaz olduğunda ortaya çıkabilir. Bu durumlarda, bir sonraki alternatif dikkate alınması gereken çift kesimli saptırıcıdır (Şekil-3.10).

Tek Geçişli Gövde ve Çift Bölümlü Saptırıcılar: *Tek geçişliden iki parçalı yapıya kadar, birbirinin aynı ısı değiştiricisinde aynı aralıkta sapmayı değiştirerek, çapraz akış hızı yaklaşık olarak yarıya düşer, çünkü gövde tarafı akışı iki paralel akışa bölünür. Bu, çapraz akış basınç düşümünü büyük ölçüde azaltır. Bununla birlikte, çerçeve hızı ve bu nedenle çerçeve basınç düşümü önemli ölçüde azaltılamaz (önerilen maksimum saptırma kesiminin çift bölümlü saptırıcılara geçmeden önce tek bölümlü saptırıcılar ile denenmiş olduğu varsayılmıştır). Bununla birlikte, çapraz akış basıncı düşümü, her zaman çerçeve basınç düşümünden çok daha büyük olduğu için, toplam basınç düşümünde kayda değer bir azalma vardır. Ayrıca gövde tarafı ısı transfer katsayısında bir azalma var, ama bu basınç düşümündeki azalmadan oldukça azdır. Çift kesimli saptırıcıların kullanımı (3) 'de derinlemesine ele alınmıştır.*

Bölünmüş Akışlı Gövde ve Tek Bölümlü Saptırıcılar: *Eğer izin verilen gövde tarafı basınç düşümü, nispeten geniş bir aralıkta çift kesimli saptırma plakaları ile bile temin edilemiyorsa, daha sonra tek kesimli saptırıcı (Şekil-3.1) bir bölünmüş gövde (TEMA J) araştırılmalıdır. Basınç düşümü, hızın karesiyle ve hareket uzunluğuna orantılı olduğundan, bölünmüş akışlı bir gövde, bir başka tek-geçişli ısı değiştiricide basınç düşümünün yaklaşık sekizde birine sahip olacaktır.*

Bölünmüş akışkan gövdeli çift kesimli saptırıcılar üzerindeki avantajı, sadece düşme hızı değil, hatta çerçeve hızının azaltılabilmesi nedeniyle, basınç düşümünde daha da büyük bir azalma sunmasıdır. Dezavantajı, gerekli ek boru tesisatı nedeniyle maliyet artışıdır.

Bölünmüş Akışlı Gövde ve Çift Yönlü Saptırıcılar: *Tek kesimli saptırıcılara sahip bir bölünmüş akışkanın bile izin verilen gövde tarafı basınç düşüş sınırını karşılayamaması durumunda, bölünmüş akışlı bir gövde ve çift taraflı saptırıcı düzeneğinin bir kombinasyonunu benimsemek gerekli olacaktır. Böyle bir kombinasyonla gövde tarafı basınç düşümünde çok büyük bir azalma mümkündür. Aynı saptırma aralığı ve saptırıcı kesimi olan tek geçişli bir ısı değiştiricide basınç düşümünün %4'ü kadar düşüktür. Keskin olarak, ısı transfer katsayısı yaklaşık %40'a düşecektir.*

Çerçeveler Arası Boşluklu Saptırıcı Çubukları Olmaksızın: *Gövde tarafı basınç düşümünü azaltmak için saptırıcı aralığı arttıkça, bir ısı değiştirici akışa bağlı titreşim nedeniyle boru arızasına daha eğilimli hale gelir. Çift bölümlü saptırıcı ısı değiştiricilerde bu tür sorunlara, tek bölümlü olanlara göre daha az karşılaşılmaktadır.*

Bununla birlikte, çift kesimli saptırıcılarda bile bir titreşim problemi devam edebilir. Bu gibi durumlarda, boru olmayan bir tasarım (Şekil-3.11) benimsenmelidir. Burada, her bir boru, her bir saptırıcı tarafından desteklenmektedir, böylece desteklenmeyen boru açıklığı, saptırıcı aralığıdır. Normal tek bölümlü saptırıcı ısı değiştiricilerde desteklenmeyen boru açıklığı, saptırıcı aralığının iki katıdır.

Gövde tarafı basınç düşümünü izin verilen değere sınırlamak için çok geniş bir saptırma aralığının kullanılması gerekli olduğunda, boruların doğal frekansını arttırmak için ara destekler kullanılabilir, böylece akış nedeniyle boru arızasına karşı güvenli bir tasarım üretilebilir.

Çerçevesiz boru tasarımı, belirli sayıda boru için daha büyük bir gövde çapına ihtiyaç duyar. Bu durum, maliyetini tipik olarak yaklaşık %10 oranında artırır. Daha yüksek maliyet, bir dereceye kadar daha yüksek gövde tarafı ısı transfer katsayısı ile dengelenir, çünkü saf çapraz akış, geleneksel tasarımlardaki çapraz akış ve çerçeve akışı bileşiminden daha verimlidir.

Çapraz Akışlı Gövde: Basınç düşümü sınırlamasının çok şiddetli olduğu bazı servisler vardır, yukarıdaki gövde/saptırıcı düzenlemelerinin hiçbiri tatmin edici bir tasarım sağlayamaz. 0.066 bar'lık bir basınçta çalışan ve 0.0066 bar'lık bir izin verilebilir basınç düşümüne sahip bir buhar boşaltma kondenseri bir örnektir. Bu gibi durumlar çapraz akışlı bir gövde (TEMA X) kullanımını gerektirir.

Burada, saf çapraz akış çok düşük bir hızda gerçekleşir, bu yüzden gövdede neredeyse hiç basınç düşümü yoktur. Basınç düşümü ne olursa olsun, büyük ölçüde tamamen nozullarda bulunur. TEMA gerekliliklerini karşılamak ve olası herhangi bir akış kaynaklı boru titreşimini önlemek için destek plakaları gerekli olacaktır. Gövde tarafı akışı bu destek plakalarına paralel olduğundan, gövde tarafı basınç düşümü artmaz.

3.7.16 Boru ve Gövde Tarafı İçin Akışkan Seçimi

Gövde tarafının ve boru tarafı akışkanlarının yönlendirilmesi, ısı değiştirici tasarımı üzerinde önemli etkilere sahiptir. Akışkanları konumlandırmak için bazı genel kurallar Tablo 3.14'de verilmiştir. Bu kılavuzların çok katı kurallar olmadığı ve optimal akışkan yerleştirmenin hizmete özel birçok faktöre bağlı olduğunu not ediniz.

Tablo 3.14 Akışkanın öncelik sırasına göre yerleştirilmesi için yönergeler

Boru tarafı akışkan	Gövde tarafı akışkan
Korozyon yapan sıvı	Buhar yoğunluğu (korozyon yapmayan)
Soğutma suyu	Büyük sıcaklık farkına sahip akışkan (> 40 °C)
Kirletici sıvı	
Düşük viskoziteli sıvı	
Yüksek basınçlı buhar	
Kızgın sıvı	

3.7.17 Artan Boru Aralığı

Belirli sayıda boru için, boru aralığı ne kadar küçükse, gövde çapı o kadar küçüktür ve bu nedenle maliyet düşer. Sonuç olarak, tasarımcılar, mekanik olarak mümkün olduğunca çok sayıda boruyu bir araya toplama eğilimindedir.

Daha önce de belirtildiği gibi, tasarımcılar kare veya döndürülmüş kare diziliş için genellikle boru aralığını dış çapın 1,25 katı olarak verirler. TEMA tarafından 4 inç veya 6 mm'lik bir minimum temizleme şeridi önerilir.

Isı transfer akışkanlarının akışı (termal-hidrolik veya termo-hidrolik) söz konusu olduğunda, basınç düşümünün ısı transferine dönüştürülmesi için optimum boru aralığı/boru çapı oranı, türbülanslı akış için tipik olarak 1.25-1.35 ve laminar akış için 1.4 civarındadır.

Basınç düşümünü azaltmak için boru aralığının artırılması genellikle iki nedenden dolayı önerilmez. İlk olarak, gövde çapını ve dolayısıyla maliyeti artırır. İkincisi, saptırıcı aralığını, saptırıcı kesimini veya gövde tipini değiştirerek basınç düşümünü azaltmak daha ucuz bir tasarıma neden olacaktır.

Bununla birlikte, X gövdeleri söz konusu olduğunda, modifiye edilebilecek başka parametreler olmadığından, basınç düşümü sınırlamalarını karşılamak için TEMA minimum değerinin üzerindeki boru hattının artırılması gerekli olabilir.

3.8 KİRLENME PROBLEMLERİ

Isı değiştiricisindeki proses akışkanlarının çoğu, ısı transfer yüzeyini kirletir. Yatırılan malzeme, nispeten düşük ısı iletkenliğe bağlı olarak etkili ısı transfer hızını azaltır. Bu nedenle, çalışma sırasında performanstaki azalmayı telafi etmek için temiz yüzeyli net ısı transferi daha yüksek olmalıdır. Isı değiştiricinin kirlenmesi, (1) tasarımın daha büyük yapılmasına, (2) zayıf ısı değiştirici performansına bağlı ilave enerji talebine ve (3) biriken malzemelerin temizlenmesi için temizlik maliyetinin artmasına neden olur. Isı değiştiricinin temizlenmesine izin vermek için kesintisiz servisler için tasarımda yedek bir ısı değiştirici dikkate alınabilir. Kirlenmenin etkisi, boru tarafı ve gövde tarafı kirlenme dirençleri dâhil edilerek ısı değiştirici tasarımında dikkate alınır. Kirlenme katsayıları ve dirençleri için tipik değerler Tablo 3.15'de özetlenmiştir.

Tablo 3.15 Kirlenme katsayıları ve dirençlerin tipik değerleri [6]

Akışkan	Isı transfer katsayısı [W/m ² -°C]	Isıl direnç katsayısı [m ² °C/W]	Akışkan	Isıl direnç katsayısı [m ² °C/W]
Nehir suyu	3000-12000	0.0003-0.0001	Soğutma sıvısı	0.00018
Deniz suyu	1000-3000	0.001-0.0003	Organik ısı transfer sıvıları	0.00018
Soğutma suyu (kule)	3000-6000	0.0003-0.00017	Tuzlar	0.00009
Şehir suyu (yumuşak)	3000-5000	0.0003-0.0002	LPG, LNG	0.00018
Şehir suyu (sert)	1000-2000	0.001-0.0005	Kostikler	0.00035
Buhar yoğuşma suyu	1500-5000	0.00067-0.0002	Bitkisel Yağlar	0.00053
Buhar (yağsız)	4000-10 000	0.0025-0.0001	Benzinli	0.00018
Buhar (yağ lekeli)	2000-5000	0.0005-0.0002	Gazyağı	0.00018
Soğutulmuş salamura	3000-5000	0.0003-0.0002	Hafif gaz yağı	0.00035
Hava ve endüstriyel gazlar	5000-10 000	0.0002-0.0001	Ağır gaz yağı	0.00053
Baca gazları	2000-5000	0.0005-0.0002	Ağır yakıtlar	0.00088
Organik buharlar	5000	0.0002	Genel gider buharları	0.00035
Organik sıvılar	5000	0.0002	Hafif çevrim yağı	0.00035
Hafif hidrokarbonlar	5000	0.0002	Ağır çevrim yağı	0.00053
Ağır hidrokarbonlar	2000	0.0005	Hafif fırın gaz yağı	0.00053
Kaynar organikler	2500	0.0004	Ağır fırın gaz yağı	0.00070
Yoğuşan organikler	5000	0.0002	Kızgın buharlar ve gazlar	0.00018
Isı transfer akışkanları	5000	0.0002	Sıvı ürünler	0.00018
Su-tuz çözeltileri	3000-5000	0.0003-0.0002	Absorpsiyon yağları	0.00035
Hidrojen		0.00176	Reboyer akışları	0.00053
Buhar		0.00009	Madeni yağ işleme akışları	0.00053
Organik çözücü buharları		0.00018	Çözücü (solvent)	0.00018
Basınçlı hava		0.00035		
Doğal gaz		0.00018		

3.9 ORTALAMA SICAKLIK FARKI

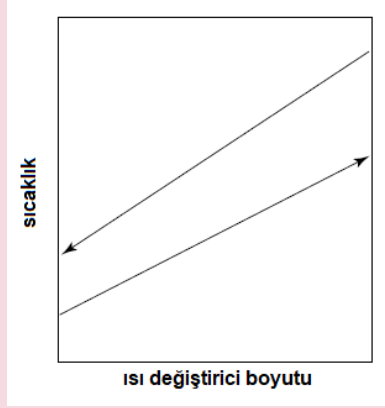
Sıcaklık farkı, ısı transferi için itici güçtür.

İki akım bir boru duvarı boyunca ters yönlerde aktığında, gerçek ters akışkan akışı vardır (Şekil-3.16). Bu durumda, tek sınırlama, sıcak akışın her noktada soğuk akıştan daha sıcak olması gerektiğidir. Soğuk akışın çıkış sıcaklığı, Şekil-3.16'de gösterildiği gibi sıcak akışın çıkış sıcaklığından daha yüksek olabilir.

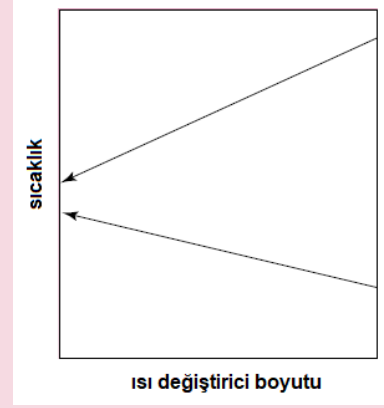
Sıcaklık farkı, ısı değiştiricinin uzunluğu boyunca değiştiği için, ısı transfer alanının tek-nokta tespiti için ortalama bir değer elde etmek için ağırlıklandırılmalıdır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (ΔT_{lm}) bu ağırlıklı değeri temsil eder.

Sıcak ve soğuk akışlar aynı yönde akarsa, akış eşzamanlıdır (Şekil-3.17). Ortalama sıcaklık farkı hala ΔT_{lm} tarafından temsil edilmektedir. Bununla birlikte, eşzamanlı akış ve aynı uç sıcaklıkları için ΔT_{lm} , paralel akımlı akışı için ters akışlı olandan daha düşüktür. Bunun nedeni, bir uçta sıcaklık farkı çok yüksek olmasına rağmen, diğerinde çok düşüktür. Yani, ısı transferi yolu boyunca sıcaklık farklılıkları dengelenmemektedir.

Paralel akışta daha da ciddi olan şey, soğuk akışın çıkış sıcaklığının, sıcak akışın çıkış sıcaklığından biraz daha düşük olması gerektiğidir ki bu ciddi bir sınırlamadır. Sonuç olarak, ters akış her zaman paralel akışa tercih edilir.



Şekil-3.16 Ters akış



Şekil-3.17 Paralel akış

Bu prensipler sadece tek geçişli ısı değiştiriciler için geçerlidir. Bununla birlikte, daha önce belirtildiği gibi, gövde-borulu ısı değiştiricileri, iki ya da daha fazla sayıda boru geçişine sahiptir. Gövde tarafı akışkanı bir yöne aktığından, borunun yarısı, ters akış deneyimini geçirir ve diğer yarısı, paralel akışa sahiptir. Bu durum için ΔT_{lm} ne ters akış için ne de ortak akış için değil, ikisi arasındaki bir değerdir.

Dört uç sıcaklığına ve gövde stiline bağlı bir düzeltme faktörü olan F_T , TEMA standartlarındaki grafiklerden belirlenebilir. Ters akım için ΔT_{lm} , düzeltilmiş ΔT_{lm} 'yi elde etmek için bu faktörle çarpılır. 1-2 gövde için önemli bir sınırlama, soğuk akışın çıkış sıcaklığının, sıcak akışın çıkış sıcaklığını aşmamasıdır. Bunun nedeni bir veya daha fazla eşzamanlı geçişin varlığıdır. Gerçekte, çok küçük bir sıcaklık farkı mümkündür, ancak bu bir belirsizlik alanı gösterir ve kredi çok küçüktür, dolayısıyla genellikle göz ardı edilir.

Bir sıcaklık çarpışması olduğunda (yani, soğuk akışın çıkış sıcaklığı, sıcak akımın çıkış sıcaklığından daha yüksektir) ve saf ters akış mümkün değildir, seri halde çoklu gövdeler kullanılmalıdır.

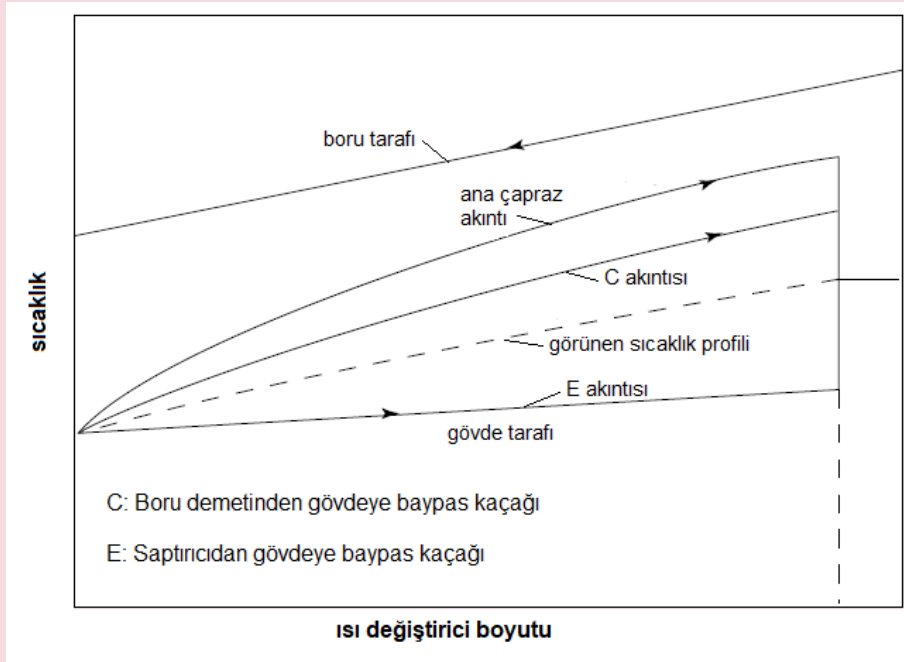
Bir F gövdesinin iki geçişi vardır, bu yüzden iki boru geçişi varsa, bu tam tersine bir durumdur. Bununla birlikte, eğer bir F gövdesinin dört veya daha fazla sayıda boru geçişi varsa, artık gerçek bir karşı akım durumu değildir ve bu nedenle F_T düzeltmesinin uygulanması gerekir. Dört veya daha fazla sayıda boru geçişine sahip bir F gövdesi, 2-4 gövde olarak temsil edilir. 2-4 gövde için F_T faktörü, seri olarak bağlı iki 1-2 gövde veya iki gövde geçişi ile aynıdır.

ΔT_{lm} ve F_T faktör kavramı, gövde uzunluğu boyunca toplam ısı transfer katsayısında önemli bir değişim olmadığını varsayarsak, önemlidir. Ancak burada bunun doğru olmadığı bazı uygulamalar vardır. Bunun bir örneği, viskoz bir sıvının soğutulmasıdır. Sıvı soğutulduğunda, viskozitesi artar ve bu da gövde tarafı ısı transfer katsayısında giderek azalmaya neden olur. Bu durumda, basit genel ΔT_{lm} yaklaşımı yanlış olacaktır ve ısı değiştirici birkaç bölüme ayrılmalı ve hesaplamalar bölge bazında gerçekleştirilmelidir.

3.10 SICAKLIK PROFİLİ BOZULMASI

Şimdiye kadar ele alınmamış önemli bir konu sıcaklık profili bozulmasıdır. Daha önce belirtildiği gibi, sızıntı ve baypas akımları, ısı transferi için ana çapraz akış akımından daha az verimlidir.

Gövde tarafı akışının soğuk sıvı olduğu bir durumu düşününüz. Ana çapraz akışı, toplam ısı transfer yüzeyinin çok büyük bir kesimi ile karşılaştığı için, toplam ısı yükünün çok büyük bir bölümünü almak zorundadır. Çapraz akışın toplam gövde akışının %58'i olduğunu, ancak boruların %80'i ile temas ettiğini varsayalım. Sonuç olarak, tüm gövde tarafı akışı sıcaklığı, tüm ısı yükünün alması gerekenden daha hızlı bir şekilde yükselir. Bu nedenle sıcaklık profili çeşitli akış oranları dikkate alınmaksızın, toplam akıştakinden (görünür sıcaklık profili) daha dik olacaktır (Şekil-3.18).



Şekil-3.18 Baypas ve kaçak nedeniyle sıcaklık profili bozulma faktörü

Saptırcı deliğinden boruya sızıntı, boru demeti-gövde sızıntısı ve geçiş-bölmeli baypas akımlarının sıcaklık profilleri, ilgili akış oranlarına ve karşılaşılan oransal ısı transfer alanına bağlı olacaktır. Bununla birlikte, gövde-saptırcı sızıntı akışı herhangi bir ısı transferini yaşamadığı için, kalan dört akış onun tüm ısı yükünü alması gerekir. Böylece bu dört akış birlikte görünür akıştan daha dik bir sıcaklık profiline sahip olacaktır. Sonuç olarak, sıcak ve soğuk akışlar arasındaki sıcaklık farkı, ısı değiştiricinin uzunluğu boyunca daha düşük olacak ve böylece ΔT_{lm} 'nin azalmasına neden olacaktır. ΔT_{lm} 'deki bu azalma sıcaklık profili bozulma (veya düzeltme) faktörü olarak bilinir.

Sızıntı ve baypas akımları yüksek olduğunda, özellikle de gövde-saptırcı sızıntı akışında ve gövde çıkışındaki sıcaklık yaklaşımının gövde sıcaklığındaki sıcaklık oranı yüksek olduğunda sıcaklık profili bozulma faktörü daha belirgindir. Sonucusu, gövde çıkışındaki sıcaklık yaklaşımına yaklaştıkça, ΔT_{lm} 'deki azalmayı daha keskin hale getirmektedir.

Sızıntı ve baypas akımları, gövde tarafının viskozitesi yüksek olduğunda ve saptırma aralığı çok düşük olduğunda yüksek olma eğilimindedir. Bu nedenle, bir ham petrol rafinerisinde bir vakum artığı soğutucusu gibi viskoz sıvı soğutucuların tasarımında dikkatli olunmalıdır.

Tavsiye edilen minimum sıcaklık profili bozulma faktörü 0,75'dir. Bunun altında, iki veya daha fazla gövde seri olarak kullanılmalıdır. Seri olarak çoklu gövdeler kullanılarak, gövde çıkışındaki sıcaklık yaklaşımı ile gövde sıcaklık

farkının oranı azalır. Ana çapraz akışın her bir gövdeden sonra baypas ve sızıntı akımları ile karıştırılması, sıcaklık profilinin bozulmasına bağlı olarak hatayı azaltır ve dolayısıyla sıcaklık profili bozulma faktörünü artırır.

Birçok durumda, viskoz bir sıvıyı büyük bir sıcaklık aralığında soğutmak gibi bir sıcaklık profili bozulma faktörü kaçınılmazdır ve seri olarak çoklu gövdelerin kullanımına alternatif olmaz. Bununla birlikte, diğer birçok durumda, uygunsuz saptırma aralığı gereksiz yere kolayca önlenebilir bir ceza uygular. Tasarımcılar normalde, maksimum gövde tarafı ısı transfer katsayısı, basınç düşümüne izin vermek için saptırma plakalarını mümkün olduğunca yakın bir şekilde montajlama eğilimindedirler. Bu gibi birçok durumda, bir miktar daha yüksek saptırma aralığının kullanılması, gövdeden saptırıcıya kaçak akımını (temel suçlu) azaltacaktır ve dolayısıyla ΔT_{im} düzeltme faktörünü önemli ölçüde geliştirecek, böylece daha iyi bir tasarım üretecektir.

Örnek 4: Sıcaklık Bozulma ve Saptırma Aralığı

Bir rafineri ve petrokimya tesisinde mevcut bir nafta soğutucusu düşününüz. Süreç parametreleri Tablo 3.16'da ve yapı parametreleri de Tablo 3.17'de listelenmiştir.

Tablo 3.16 Örnek 4 için süreç parametreleri

	Gövde tarafı	Boru tarafı
Akışkan	Nafta	Soğutma suyu
Akış debisi, [kg/h]	9841	65570
Sıcaklık giriş/çıkışı [°C]	114/40	33/40
Isı yükü, [kW]	534.635	534.635
Özgül yoğunluk giriş/çıkış	0,62/0,692	1,0/1,0
Dinamik viskozite giriş/çıkış [Pa.s]	0,254x10 ⁻³ /0,484x10 ⁻³	0,76x10 ⁻³ /0,66x10 ⁻³
Ortalama özgül ısı [kJ/kg-°C]	2,646	4,186
Isıl iletkenlik giriş/çıkış [W/m-K]	0,107/0,117	0,630/0,634
Müsaade edilen basınç kaybı, [bar]	0,68	0,68
Kirlenme direnci, [m ² K/W]	0,00017	0,00034
Tasarım basıncı, [bar] (gösterge)	11,76	6,37
Tasarım sıcaklığı, [°C]	150	60
İmalat malzemesi	Karbon çeliği	Denizci pirinci

Mevcut tasarım %21 oranında azaltılmıştır, çünkü sıcaklık profili bozulma faktörü 0,6'dır ki bu da önerilen minimum 0.75 değerinden daha düşüktür. Mevcut tasarım 140 mm'lik bir saptırma aralığına ve %21'lik bir saptırma kesimine (çapına) sahiptir. Gövdeden kaçak sızıntı akım oranı 0,24'tür. Tasarımı geliştirmek için, saptırma aralığı giderek artmıştır. Alt yüzey, 190 mm'lik bir aralığa kadar artan saptırma aralığı ile azalmıştır. Daha sonra performans tekrar bozulmaya başlamıştır. Böylece, 190 mm optimum saptırma aralığıdır.

Çeşitli tekrarlamalı hesapların ayrıntılı sonuçları Tablo 3.18'de karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.17 Örnek 4 için imalat parametreleri

Gövde iç çapı	500 mm
Borular	188 boru, 20 mm dış çap x 2 mm cidar kalınlığı x 6 m uzunluk
Boru geçiş sayısı	2
Boru aralığı	26 mm kare desen (90°)
Saptırıcı	Tek kesimli, 140 mm aralık, %21 kesim oranı (çapa göre)
Bağlantılar	Gövde tarafı 75 mm, boru tarafı 150 mm
Isı transfer alanı	70 m ²

Tablo 3.18 Örnek 4 tekrarlamalı hesapların detaylı sonuçları

	Mevcut Tasarım	Alternatif No:1	Alternatif No:2	Alternatif No:3	Alternatif No:4
Saptırıcı kesimi, çapın yüzdesi	140	160	175	190	210
Borudan saptırıcıya delik kaçağı (A), oran	0.189	0.173	0.163	0.154	0.143
Ana çapraz akış (B), oran	0.463	0.489	0.506	0.521	0.539
Boru demeti baypas akışı (C), oran	0.109	0.113	0.116	0.118	0.121
Saptırıcıdan gövdeye kaçak akış (E), oran	0.24	0.225	0.215	0.207	0.196
Saptırıcıdan geçen baypas akış (F), oran	0	0	0	0	0
Toplam gövde tarafı ısı transfer verimi [%]	62	64.7	66.4	67.9	69.7
Sıcaklık profili bozulma faktörü	0.6	0.692	0.735	0.766	0.794
Gövde tarafı hızı, [m/s]	0.15	0.14	0.13	0.13	0.12
Gövde tarafı basınç kaybı, [bar]	0.033	0.028	0.026	0.025	0.022
Gövde tarafı ısı transfer katsayısı [W/m ² -K]	714	663	653	639	595
Toplam ısı transfer katsayısı [W/m ² -K]	442	421	417	411	393
Ortalama sıcaklık farkı [°C]	13.73	15.9	16.87	17.58	18.22
Aşırı tasarım [%]	-21.1	-12.8	-8.26	-5.73	-6.61

3.11 TECRÜBEYE DAYALI KURALLAR

Tecrübe tipik olarak iyi bir mühendisi büyük bir mühendise dönüştürür. Bu, çok fazla hesaplama yapmaksızın en azından bir tankın boyutunu tahmin edebilen biri anlamına gelir. Aşağıdaki kurallar tahmin içindir ve bu tür hesaplamalar yapıldığında titiz hesaplamaları değiştirmek için gerekli değildir. Bu kurallar, analiz ve tasarım aşamalarını ve saatlerini tasarruf ettirebilir.

Dikkate alınacak kurallar:

1. Isı değiştiricisi bağıntisinde, $Q = K_u \cdot A \cdot F_T \cdot (\Delta T_{lm})$, sıcaklık düzeltme faktörü için grafikler mevcut olmadığında $F_T = 0,9$ kullanınız.
2. En yaygın olarak kullanılan borular, $\frac{3}{4}$ " (19 mm) dış çapta, 1 cm genişliğinde, 4,9 m uzunluğundadır.
3. Borulardaki tipik hızlar, sıvılar için 1 - 3 m/s ve gazlar için 9 - 30 m/s olmalıdır.
4. Basınç düşüşleri, diğer buharlaşma hizmetler için yaklaşık 0,1 bar ve 0,2 – 0,68 bar kadardır.
5. Gövde-borulu ısı değiştiricileri için minimum yaklaşım sıcaklığı, akışkanlar için yaklaşık 10 °C ve soğutucu akışkanlar için 5 °C'dir.
6. İki borulu ısı değiştiriciler 9,3 ila 18,6 m² arasındaki alanlar için iyi bir seçim olabilir.
7. Spiral ısı değiştiriciler sıklıkla katı parçacık içeren bulamaç ara değiştiricileri ve hizmetleri için kullanılır.
8. Contalı plakalı ısı değiştirici, 160 °C'ye kadar kullanılabilir ve genellikle yüksek verimleri ve "çapraz" sıcaklıklara sahip olmalarından ötürü görevleri değiştirmede kullanılır.

Notlar:

- Ø=30 cm gövde yaklaşık 9,3 m² ısı transfer yüzeyi içerir.
- Ø=60 cm gövde yaklaşık 37,2 m² ısı transfer yüzeyi içerir.
- Ø=90 cm gövde yaklaşık 102 m² ısı transfer yüzeyi içerir.

3.12 ISIL TASARIM PROSEDÜRÜ

Isıl Tasarım Prosedürü

Gövde-borulu ısı değiştirici deneme ve yanılma hesaplamaları ile tasarlanmıştır. Kern yöntemini takip eden tasarımın ana adımları şu şekilde özetlenebilir:

1.Adım: Sıcak ve soğuk akışkanların gerekli termo-fiziksel özelliklerini elde ediniz. Isıl sıcaklık veya aritmetik ortalama sıcaklıkta özellikleri hesaplayın. Sıcaklık ile viskozite değişimi büyükse ısıl sıcaklık değişimi dikkate alınmalıdır.

2. Adım: Enerji dengesini gerçekleştirin ve ısı değiştiricinin kapasitesini (\dot{Q}) öğreniniz.

3. Adım: Toplam ısı transfer katsayısı için makul bir değer kabul ediniz ($K_{u,tah}$) değeri, sıcak ve soğuk süreç akışkanları ile ilgili kitaplardan alınabilir [7].

4. Adım: Geçici sayıda gövde-boru geçişine karar verin (n_p). Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve düzeltme faktörü F_T 'yi belirleyin [7]. F_T normal olarak, ısı değiştiricilerin sabit çalışması için 0,75'den daha büyük olmalıdır. Aksi takdirde daha yüksek F_T elde etmek için geçiş sayısını artırmak için gereklidir.

5. Adım: Gerekli ısı transfer alanını (A) hesaplayın: $A = \frac{\dot{Q}}{K_{u,tah} \Delta T_{ln}}$ (3.11)

6. Adım: Boru malzemesi seçin, boru çapına karar verin (iç çap: d_i ve dış çap: d_o), cidar kalınlığı (BWG veya SWG cinsinden) ve boru uzunluğu (L). Isı transfer yüzeyini (A) sağlamak için gereken boru sayısını (n_t) hesaplayınız:

$$n_t = \frac{A}{\pi d_o L} \quad (3.12)$$

Boru tarafı akışkan hızını hesaplayınız, $u = \frac{4 \dot{m} (n_p/n_t)}{\pi \rho d_i^2}$ (3.13)

Şayet $u < 1$ m/s ise n_p değeri sabit alınabilir, $Re = \frac{4 \dot{m} (n_p/n_t)}{\pi d_i \mu} \geq 10^4$ (3.14)

Burada \dot{m} , ρ ve μ boru akışkanının kütleli akış debisi, yoğunluğu ve viskozitesidir. Ancak bu, ısı değiştiricinin boru tarafındaki izin verilen basınç düşümünü etkiler.

7. Adım: Gövde ve boru değiştirici tipini (sabit boru, U borulu vb.) belirleyin. Boru aralığını (P_T) seçin, hesaplanan boru sayısını (n_t) barındırabilecek iç gövde çapını (D_s) belirleyin. Bu amaç için standart boru sayıları tablosunu kullanın. Boru sayıları standart metin kitaplarında mevcuttur [7].

9. Adım: Gövde tarafına veya boru tarafına sıvı seçimi yapın (akışkanların yerleştirilmesi için genel bir kılavuz Tablo 3.4'te özetlenmiştir). Saptırıcı tipini (bölümlü, çörek tipi vb.), Büyüklüğünü (kesim yüzdesini, %25 saptırma plakaları yaygın olarak kullanılır), boşlukları (B) ve saptırıcı sayılarını seçin. Saptırma aralığı genellikle $0,2D_s$ ile D_s arasında olacak şekilde seçilir.

10. Adım: Laminer ve türbülanslı akış rejimlerinde Sieder-Tate bağıntısının uygun formunu kullanarak boru tarafı ısı transfer film katsayısını (h_i) belirleyin. Gövde tarafındaki ısı transfer film katsayısını (h_o) tahmin ediniz:

$$J_H = \frac{h_o D_e}{k} \left(\frac{c \mu}{k} \right)^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,14} \quad (3.15)$$

$\frac{\mu}{\mu_w} = 1$ olarak kabul edebilirsiniz.

Boru dışı (gövde tarafı) kir faktörünü (R_{do}) ve boru içi (boru tarafı) kirlilik faktörünü (R_{di}) seçiniz [7].

Kirlilik faktörleri de dâhil olmak üzere dış boru alanına (boru duvarı direncini ihmal edebilirsiniz) dayalı toplam ısı transfer katsayısını ($K_{u,hes}$) hesaplayınız:

$$K_{u,hes} = \left[\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{d_o - d_i}{2 \lambda_w} \right) + \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} \right) + \frac{A_o}{A_i} R_{di} \right]^{-1} \quad (3.16)$$

11.Adım: Şayet $0 < \frac{K_{u,hes} - K_{u,tah}}{K_{u,tah}} < \%30$, ise **12. Adım'a** gidiniz. Aksi halde **5. Adım'a** geri dönünüz, gereken ısı transfer alanını (A) hesaplayınız ve **5. Adım'dan** başlayarak hesaplamaları tekrarlayınız.

Hesaplanan gövde tarafı ısı transfer katsayısı (h_o) çok düşükse, $0.2 D_s$ 'ye daha yakın saptırma aralığı (B) varsayınız ve gövde tarafı ısı transfer katsayısını yeniden hesaplayınız. Bununla birlikte, bu hesap ısı değiştiricisinde izin verilen basınç düşümüne bağlıdır.

12.Adım: % tasarım artırımını hesaplayınız. Tasarım artırımı, kirlenmeyi telafi etmek için gerekli olanın ötesinde sağlanan ekstra yüzey alanını temsil eder. %10 veya daha az tipik değer kabul edilebilir.

$$\% \text{ tasarım artırımı} = \frac{A - A_{ger}}{A_{ger}} \times 100 \quad (3.17)$$

Burada A ısı değiştiricide ısı transferinin tasarım alanı ve A_{ger} gerekli ısı transfer alanıdır.

13. Adım: Boru tarafındaki basınç düşümünü (ΔP_T) hesaplayınız: (1) borunun düz kısmındaki basınç düşümü (sürtünme kaybı) (ΔP_L) ve (2) Bir "çok geçişli ısı değiştiricide" dönüş yönünün değişmesi nedeniyle akışkan basınç kaybı (ΔP_{LK}).

$$\text{Toplam boru tarafı basınç düşümü: } \Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_{LK} \quad (3.18)$$

14. Adım: Gövde tarafı basınç düşümünü (ΔP_G) hesaplayınız: (1) akışkanın boru demeti boyunca (sürtünme kaybı) (ΔP_{LG}) ve (2) akışkanın yön değiştirmesinden kaynaklanan keskin dönüş kaybı (ΔP_{KG}).

$$\text{Toplam gövde tarafı basınç düşümü: } \Delta P_G = \Delta P_{LG} + \Delta P_{KG} \quad (3.19)$$

Boru tarafı basınç düşümü, süreç için izin verilen basınç düşümünü aşarsa, boru geçiş sayısını azaltınız veya geçiş başına boru demeti sayısını artırınız. **6. Adım'a** geri dönünüz ve hesaplama adımlarını tekrarlayınız.

Gövde tarafındaki basınç düşümü izin verilen basınç düşümünü aşarsa, **7. Adım'a** geri dönünüz ve hesaplama adımlarını tekrarlayınız.

15. Adım: Basınç düşümü kıstaslarını yerine getirdikten sonra mekanik tasarıma geçiniz.

Tasarım Problemi-1

Problem: 19 kg/s kütleli debisindeki gazyağı, 24°C 'den 49°C 'ye benzin ile ısıtılmakta, benzin sıcaklığı 60°C 'den 40°C 'ye düşmektedir. Giriş basıncı her bir akış için 3,5 bar (mutlak basınç) olacak ve gazyağı için maksimum 0,48 bar ve benzin için 0,69 bar basınç düşümüne izin verilmektedir. Bu uygulama için petrol rafinerisi akışları için yayınlanmış kirlenme faktörleri kullanılmalıdır. Bu hizmet için bir gövde-borulu bir ısı değiştirici tasarlayın.

Verilenler:

Sıcak akışkan giriş sıcaklığı (T_1) = 60°C

Sıcak akışkan çıkış sıcaklığı (T_2) = 40°C

Soğuk akışkan giriş sıcaklığı (t_1) = 24°C

Soğuk akışkan çıkış sıcaklığı (t_2) = 49°C

Sıcak akışkanın kirlilik faktörü (R_{db}) = 0,00043 (benzin için)

Soğuk akışkanın kirlilik faktörü (R_{dg}) = 0,00085 (gazyağı için)

$P_{giriş}$ (sıcak akışkan için) = 3,5 bar (mutlak)

$P_{giriş}$ (soğuk akışkan için) = 3,5 bar (mutlak)

Δp_{max} (sıcak akışkan için) = 0,48 bar

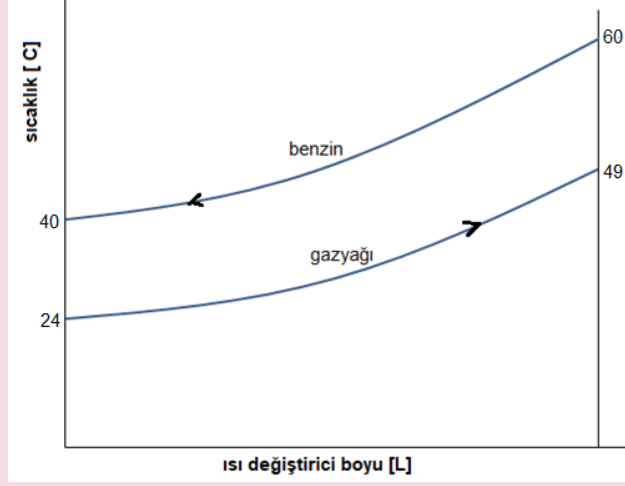
Δp_{max} (soğuk akışkan için) = 0,69 bar

Soğuk akışkan kütleli akış debisi (m_g) = 19 kg/s

(Gazyağı için indisler g ve benzin için b)

Ortalama Sıcaklıklar

$$T_{ob} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{60 + 40}{2} = 50 \text{ C} \quad T_{og} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{24 + 49}{2} = 36,5 \text{ C}$$



Şekil-3.19 Tasarım problemine ait ters akışlı sıcaklık dağılımı

Ortalama Sıcaklıkta Akışkan Özellikleri

Viskozite:

Benzin, $\mu_b = 0.2 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}$

Gazyağı, $\mu_g = 1.6 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}$

Yoğunluk:

$\rho_b = 685 \text{ kg/m}^3$

$\rho_g = 800 \text{ kg/m}^3$

Isıl iletkenlik:

$\lambda_b = 0.129 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$

$\lambda_g = 0.143 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$

Özgül ısı kapasitesi:

$C_b = 2386 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

$C_g = 2009 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

Bağıl yoğunluk:

$S_b = 0.685$

$S_g = 0.80$

Enerji dengesi

Çevreye ısı kaybı olmadığını varsayalım.

$$\dot{Q}_b = \dot{Q}_g = \dot{m}_g C_g (t_2 - t_1) = 19 \times 2.009 (50 - 20) = 763.42 \text{ kW} \Rightarrow 763.42 = \dot{m}_b \times 2.386 (49 - 24)$$

$$\dot{m}_b = 12,8 \text{ kg/s}$$

Isı Transfer Alanı ve Boru Sayılarının Hesaplanması

Deneme 1:

İlk deneme, 1 gövde geçişi ve 2 boru geçişi varsayılarak aşağıdaki boyut ve öngörülere göre başlatıldı:

Sabit boru plakası:

1" (25 mm) (14 BWG) dış çap, 1 ¼" (32 mm) kare aralık yerleşim (P_T)

Borunun dış çapı = 1" (25 mm)

Boru uzunluğu (L_t) = 16' (4,88 m)

Boru iç çapı (d_i) = 0,834" (21,18 mm)

Akışkan düzenleme: Gazyağı borunun içinden geçirilmiştir çünkü kirlenme eğilimi daha yüksektir.

Gövde ve borulu ısı değiştirici için logaritmik ortalama sıcaklık farkı düzeltme faktörü (F_T):

$$F_T = \sqrt{\frac{R^2-1}{R-1}} \times \frac{\ln[(1-P)(1-PR)]}{\ln\left[\frac{2-PR+1-\sqrt{R^2+1}}{2-PR+1+\sqrt{R^2+1}}\right]} \quad (3.20)$$

$$F_T = \sqrt{\frac{0,8^2-1}{0,8-1}} \times \frac{\ln[(1-1,5625)(1-1,5625 \times 0,8)]}{\ln\left[\frac{2-1,5625 \times 0,8+1-\sqrt{0,8^2+1}}{2-1,5625 \times 0,8+1+\sqrt{0,8^2+1}}\right]} = 1,411$$

$$\text{Burada, } R = \frac{T_1-T_2}{t_2-t_1} = \frac{60-40}{49-24} = 0,8 \quad P = \frac{t_2-t_1}{T_2-t_1} = \frac{49-24}{40-24} = 1,5625$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_1-t_2)-(T_2-t_1)}{\ln\left(\frac{T_1-t_2}{T_2-t_1}\right)}$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(60-49)-(40-24)}{\ln\left(\frac{60-49}{40-24}\right)} = 13,34^\circ\text{C}$$

Isı Transfer Alanını Belirleme (A):

$K_{u,tah} = 255 \text{ W/m}^2\text{-K}$ toplam ısı transfer katsayısının değerinin, gazyağı ve benzin ısı değiştiricisi için tasarım hesaplamasını başlattığı varsayılmıştır. Sıcak ve soğuk akışkana bağlı olarak toplam ısı transfer katsayısının yaklaşık aralığı kaynak kitaplarından elde edilebilir ([7] sayfa 845).

$$A = \frac{\dot{Q}}{K_{u,tah} \Delta T_{ln} F_T} = \frac{\dot{m}_b C_b (T_1 - T_2)}{K_{u,tah} \Delta T_{ln} F_T} = \frac{763420}{255 \times 13,34 \times 1,411} = 159 \text{ m}^2$$

Boru Sayısının Hesabı (n_t):

$$n_t = \frac{A}{\pi d_o L} = \frac{159}{\pi \times (25 \times 10^{-3}) \times 4,88} = 415 \text{ adet}$$

$n_t = 415$ sabit boru sayısı için en yakın standart 31" dış çaplı gövde-boru sabitleme plakasına karşılık gelmektedir. (1" boru ve 1 1/4" kare aralık için 1-gövde, 2-boru geçişli ısı değiştirici için).

Akışkan hızını kontrol ediniz:

$$Re = \frac{4 \dot{m} (n_p/n_t)}{\pi d_i \mu} = \frac{4(19)\left(\frac{2}{415}\right)}{\pi \times (0,834 \times 0,0254) \times 1,6 \times 10^{-3}} = 3439,7$$

$Re \ll 10^4$ olduğundan, tasarım parametrelerinin ve değerlendirmelerinin, ısı değiştiricinin boru tarafındaki izin verilen basınç düşümüne bağlı Reynolds sayı kısıtlarını karşılamak üzere revize edilmesi gerekmektedir.

Deneme 2:**Kabuller:**

- Sabit boru plaka tipi
- 1" (25 mm) dış çap (14 BWG) ve 1 ¼" (35 mm) aralık değeri (P_T)
- Boru uzunluğu (L_t)=24' (7,32 m) (boru uzunluğu 4,88 m'den arttırıldı)
- 1-gövde, 4-boru geçişli (boru geçiş sayısı 2'den arttırıldı)
- Boru iç çapı=0.834" (21,18 mm)
- Her boru için akış yüzeyi: 0,324 m²

Boru Sayısı:

$$n_t = \frac{A}{\pi d_o L} = \frac{159}{\pi \times (25 \times 10^{-3}) \times 7.32} = 277 \text{ adet (4 geçişe bölünebilmesi için 280 boru seçilir)}$$

n_t =280 sabit boru sayısı için en yakın standart 27" dış çaplı gövde-boru sabitleme plakasına karşılık gelmektedir. (1" boru ve 11/4" kare aralık için 1-gövde, 4-boru geçişli ısı değiştirici için).

Akış Hızı:

$$Re = \frac{4 \dot{m} (n_p/n_t)}{\pi d_i \mu} = \frac{4(19) \left(\frac{4}{280}\right)}{\pi \times (0.834 \times 0.0254) \times 1.6 \times 10^{-3}} = 10196 > 10^4 ; n_p = 4 \text{ olması uygundur.}$$

$$u = \frac{Re \mu_g}{d_i \rho_g} = \frac{10202 \times 1.6 \times 10^{-3}}{0.834 \times 0.0254 \times 800} = 0.96 \text{ m/s}$$

$u = 0.96 \text{ m/s}$ olup tasarım hızı kabul edilebilir sınırlar içindedir.

Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması:**Boru Tarafı Yüzeysel Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması (h_i):**

$$J_H = \frac{h_i D_i}{\lambda} \left(\frac{c \mu}{\lambda_b}\right)^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}$$

$Re = 10196$ için referans [7] sayfa 834 ten $J_H = 40$ alınır [Ek-1]

($\Phi_t = \frac{\mu}{\mu_w} = 1$, μ =boru tarafı akışkanın viskozitesi, μ_w =boru tarafındaki akışkanın cidar sıcaklığındaki viskozitesi olarak kabul edilmiştir)

$$40 = \frac{h_i (0.834 \times 0.0254)}{0.143} \left(\frac{2009 \times 1.6 \times 10^{-3}}{0.143}\right)^{-\frac{1}{3}}$$

$$h_i = 762 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Gövde Tarafı Yüzeysel Isı Transfer Katsayısı**Kabuller:**

- %25 kesimli saptırcılı saptırcı
- Saptırcı aralığı $B=0,5$ $D_s=0,5 \times 27''=13,5''$ (343 mm) (Gövde dış çapının yarısı seçildi)

Gövde tarafı için eşdeğer çap,

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \frac{\pi d_o^2}{4})}{\pi d_o} \text{ (Kare aralık için)}$$

$$D_e = \frac{4(\frac{1}{2} P_T \times 0,86 P_T - \frac{\pi d_o^2}{8})}{\frac{1}{2} \pi d_o} \text{ (Üçgen aralık için)}$$

$$D_e = \frac{4(0.03175^2 - \frac{\pi \times 0.0254^2}{4})}{\pi \times 0.0254} = 0.0251 \text{ m}^2 \text{ (Kare aralık)}$$

Gövde tarafı akış kesiti,

$$a_s = \frac{CBD_s}{P_T} \text{ (Şekil-3.9'dan çıkarılabilir)}$$

C: boru aralığı

$$C = P_T - d_o = 1 \frac{1}{4}'' - 1'' = 0,25'' \text{ (6.35 mm)}$$

$$a_s = \frac{(6.35 \times 10^{-3})(0.343)(27 \times 0.0254)}{(1.25 \times 25.4 \times 10^{-3})} = 0,047 \text{ m}^2$$

Kütleli akı,

$$G_s = \frac{\dot{m}g}{a_s} = \frac{12.8}{0.047} = 272.34 \text{ kg/m}^2 \cdot s$$

$$Re = \frac{D_e G_s}{\mu_b} = \frac{0,0251 \times 272.34}{0.2 \times 10^{-3}} = 34179$$

Şimdi gövde tarafı için,

$$J_H = \frac{h_o D_e}{\lambda} \left(\frac{c\mu}{\lambda} \right)^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,14}$$

Re = 34179 ve %25 kesimli saptırıcı için referans [7] sayfa 838'den $J_H = 110$ bulunursa;

$$110 = \frac{h_o(0,0251)}{0.129} \left(\frac{2386 \times 0.2 \times 10^{-3}}{0.129} \right)^{-\frac{1}{3}}$$

$$(\phi_t = \frac{\mu}{\mu_w} = 1 \text{ olarak kabul edilmiştir})$$

$$h_o = 874 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \text{ bulunur.}$$

Kirlenme faktörü gazyağı için $R_{Dg} = 0.00085 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$, benzin için $R_{Db} = 0.00043 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$ alınır.

$$K_{u,hes} = \left[\frac{1}{h_o} + R_{db} + \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{d_o - d_i}{2\lambda_w} \right) + \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} \right) + \frac{A_o}{A_i} R_{dg} \right]^{-1}$$

Isı iletkenliği olan boru malzemesi olarak denizci pirincini seçelim, $\lambda_w = 121 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$$K_{u,hes} = \left[\frac{1}{874} + 0.00043 + \frac{0.0254^2}{(0.0211)^2} \left(\frac{0.0254 - 0.0211}{2 \times 121} \right) + \frac{0.0254^2}{(0.0211)^2} \left(\frac{1}{762} \right) + \frac{0.0254^2}{0.0211^2} \times 0.00085 \right]^{-1}$$

$$K_{u,hes} = 211 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \text{ bulunur.}$$

$$\text{Şimdi, } \frac{K_{u,hes} - K_{u,tah}}{K_{u,tah}} = \frac{211 - 255}{255} \times 100 = \%17.25 < \%30$$

Bu nedenle, hesaplanan toplam ısı transferi katsayısı tasarım kıstasları dâhilindedir.

Saptırıcı Sayısı: n_s

Boru uzunluğu: $L_t = 7,32 \text{ m}$

Saptırıcı aralığı: $B = 0,343 \text{ m}$

$$n_s = \frac{\text{boru uzunluğu}}{\text{saptırıcı aralığı}} = \frac{L_t}{B} = \frac{7.32}{0.343} = 21,34 \sim 22 \text{ adet}$$

Basınç Kaybı Hesabı:**1. Boru Tarafı Basınç Düşümü**

Boru tarafı toplam basınç kayıpları;

$$\Delta P_{Tb} = \frac{\rho u^2}{2} x \left(\frac{L}{d_i} f + 4.5 \right) n_p = \frac{800 \times 0.96^2}{2} x \left(\frac{7.32}{0.834 \times 0.0254} x 0.03 + 4.5 \right) x 4 = 21921.56 \text{ Pa} \cong 0.22 \text{ bar}$$

Sürtünme faktörü $Re = 10196$ için, Moody diyagramından $f = 0.03$ değeri alınmıştır.

$$\Delta P_T < 0.68 \text{ bar}$$

Bu nedenle, boru tarafı basınç düşümü, 0,68 bar'lık izin verilen maksimum basınç düşümü dâhilindedir.

2. Gövde Tarafı Basınç Düşümü Hesabı

Boru aralığı, $C=0,25''$ (6,35 mm)

Saptırıcı aralığı, $B=13,5''$ (343 mm)

$$a_s=0.047 \text{ m}^2$$

Kütlesel akı, $G_s=272,34 \text{ kg/m}^2 \cdot s$

$$Re = 34173$$

Gövde Tarafı Sürtünme Basınç Düşümü, ΔP_s

$$\Delta P_s = f_s \left(\frac{\rho u_s^2}{2} \right) \left(\frac{L}{B} \right) \left(\frac{D_s}{D_e} \right)$$

Burada

$$f_s = 1.44 Re_s^{-0.15} = 1.44 \times 34173^{-0.15} = 0.3$$

$$u_s = \frac{G_s}{\rho} = \frac{272.34}{685} = 0.3975 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_s = f_s \left(\frac{\rho u_s^2}{2} \right) \left(\frac{L}{B} \right) \left(\frac{D_s}{D_e} \right) = 0.3 \left(\frac{685 \times 0.3975^2}{2} \right) \left(\frac{7.32}{0.343} \right) \left(\frac{27 \times 0.0254}{0.0251} \right) = 9466.66 \text{ Pa} = 0.094 \text{ bar} < 0.48 \text{ bar}$$

Bu nedenle, gövde tarafı basınç düşümü, 0.48 bar'lık izin verilen maksimum basınç düşümü dâhilindedir.

Yüzey ve Tasarım Artırımı:**Yüzey Artırımı**

$$\text{Yüzey artırımı} = \frac{K_c - K_{u,hes}}{K_c}$$

$$\text{Temiz haldeki toplam ısı transfer katsayısı: } K_c = \frac{h_o \times h_{i_o}}{h_o + h_{i_o}}$$

$$h_{i_o} = h_i \times \frac{d_i}{d_o} = 762 \times \frac{0.834}{1} = 635.5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$K_c = \frac{762 \times 635.5}{762 + 635.5} = 346.5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\% \text{ Yüzey artımı} = \frac{346.5 - 211}{346.5} \times 100 = \%39 \text{ (kabul edilemez)}$$

Tasarım Artırımı

$$\% \text{ Tasarım Artırımı} = \frac{A - A_{ger}}{A_{ger}} \times 100$$

Isı değiştiricide ısı transferi tasarım alanı,

$$A = \pi d_o L_t n_t$$

Gerekli ısı transfer yüzeyi ($n_t = 335$ adet boru için)

$$A_{ger} = \pi d_o L_t n_t$$

3.13 İKİ FAZLI ISI TRANSFERİ İÇİN GÖVDE-BORU ISI DEĞİŞTİRİCİ PROSES TASARIMI

3.13.1 Kondenser

Sıvıdan buhara veya buhardan sıvıya geçiş, belirli bir basınçta saf bir sıvı bileşik için sabit sıcaklıkta (doyma veya denge sıcaklığı olarak adlandırılır) meydana gelir. Buharlaşma ve yoğuşmanın endüstriyel uygulaması neredeyse sabit bir basınçta gerçekleşir; bu nedenle faz değişimi izotermal olarak gerçekleşir.

Yoğunlaşma, iki farklı fiziksel mekanizma ile yani damlacıklı yoğuşma ve film yoğunlaşması ile gerçekleşir. Yoğuşmanın niteliği, yoğuşma sıvısının (buhardan oluşan sıvı) ıslak olup olmamasına veya katı yüzeyin ıslanma durumuna bağlıdır. Eğer yoğuşma sıvısı yüzeyi ıslatır ve yüzeye bir film şeklinde akarsa, buna film yoğunlaşması denir. Yoğuşma sıvısı katı yüzeyi ıslatmadığında ve yoğuşan damlacıklar şeklinde biriktiğinde, damlacıklı yoğuşma olur. Isı transfer katsayısı damlacıklı yoğuşma durumunda yaklaşık 4 ila 8 kat daha yüksektir. Yoğuşma sıvısı film yoğuşması durumunda boru yüzeyi üzerinde bir sıvı film oluşturur. Isı transfer katsayısı, bu sıvı filmin direncine bağlı olarak film yoğunlaşmasında daha düşüktür.

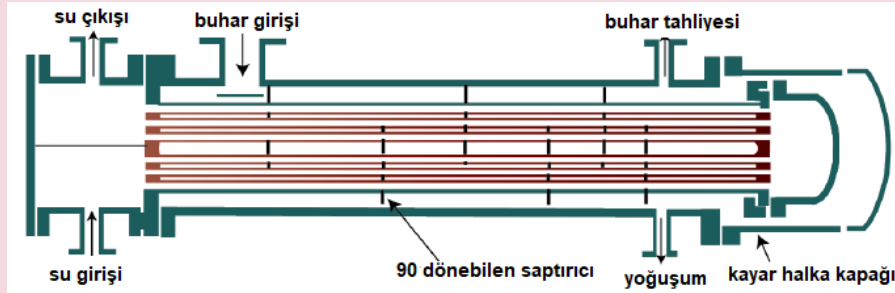
Damlacıklı yoğuşma genellikle yeni, temiz ve cilalı yüzeylerde oluşur. Yoğuşma için kullanılan ısı değıştiriciye kondenser denir. Endüstriyel kondenserlerde, normal olarak film yoğuşması gerçekleşir.

3.13.1.1 Kondenser Tipleri

İki genel kondenser tipi vardır:

1) Yatay Kondenser:

Yoğuşma yatay boruların içinde veya dışında meydana gelebilir (Şekil-3.20). Hava soğutmalı kondenserlerde boru tarafında yoğuşma yaygındır. Bu tip kondenserlerin ana dezavantajı, sıvının borularda birikme eğiliminde olmasıdır. Bu nedenle, etkili ısı transferi ortak verimi önemli ölçüde azalır.

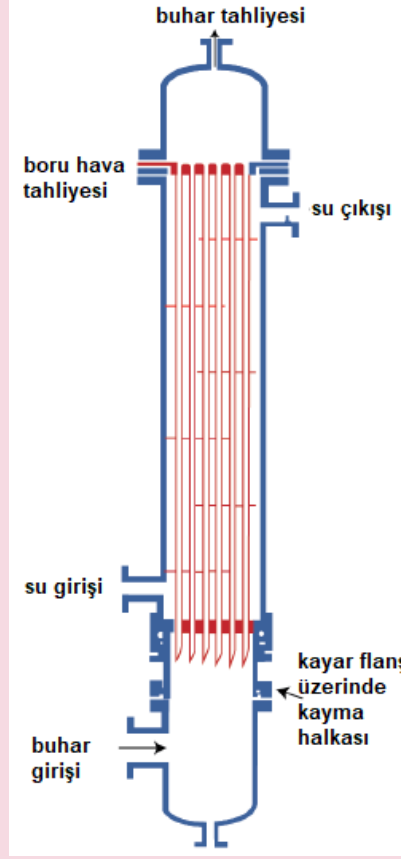


Şekil-3.20 Yatay boruların dışında yoğuşma bulunan yatay kondenser [9]

2) Dikey Kondenser

Aşağı akışlı kondenser: Buhar, kondenserin üstüne girer ve boruların içine doğru akar. Yoğuşma sıvısı, borulardan yerçekimi ve buhar etkisiyle süzülür (Şekil-3.21).

Yukarı akışlı dikey kondenser: Yukarı akışlı kondenser durumunda, buhar aşağıya girer ve boruların içinden yukarı doğru akar. Yoğuşma sıvıları sadece yerçekimi ile tahliye edilir.



Şekil-3.21 Borular içinde yoğuşma oluşan aşağı akışlı dikey kondenser [9]

3.13.2 Kondenser Tasarımı

Kondenser tasarımı tipik bir gövde-boru ısı değiştiricisine benzer. Bir kondenser, yoğuşmamış gazın çıkarılması için bir tahliye deliğine sahip olmalıdır. Yoğuşmayan gaz, ısı transfer oranını azaltır. Kondenser, gövde tarafında izin verilen basınç düşümü genellikle daha az olduğundan, daha geniş bir saptırma aralığı ($B = D_s$) kullanır. Dikey kesimli saptırıcılar genellikle yandan girişli-yandan çıkışlı buhar akışı için kondenserlerde kullanılır. Yoğuşma sıvısının boşaltılmasına izin vermek için saptırıcıların alt kısmında bir açıklık bırakılmıştır.

3.13.2.1 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı

Yoğuşma, saf doymuş bir buhar bileşiği için sabit basınçta neredeyse sabit bir sıcaklıkta (izotermal olarak) meydana gelir. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı kondenser tasarımı için kullanılabilir. Çoklu geçiş kondenseri için düzeltme faktörü gerekmez. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{sat}-t_1)-(T_{sat}-t_2)}{\ln\left(\frac{T_{sat}-t_1}{T_{sat}-t_2}\right)} = \frac{(t_2-t_1)}{\ln\left(\frac{T_{sat}-t_1}{T_{sat}-t_2}\right)} \quad (3.21)$$

olup burada, T_{sat} doymuş buharı sıcaklığı, t_1 soğutucu giriş sıcaklığı ve t_2 soğutucu çıkış sıcaklığıdır.

3.13.2.2 Yoğuşma Sırasındaki Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması

Boru tarafı ısı transferinin katsayısının hesaplanması (h_i): Soğuk akışkan (soğutucu) için ısı transferi katsayısının hesaplanması, gövde-borulu ısı değiştiricisinin (faz değişimi olmaksızın ısı transferi) tasarımında tartışıldığı gibi benzer bir şekilde gerçekleştirilebilir. Burada soğutucu akışkanın boru tarafında aktığı ve yoğuşmuş doymuş buharın gövde tarafında aktığı varsayılmaktadır. Boru tarafında yoğuşma meydana gelirse, gövde tarafı hesaplaması için bir sonraki bölümde ele alınan prosedürü izleyiniz.

Gövde tarafı ısı transfer katsayısının hesaplanması (yoğuşma ısı transferi film katsayı h_o): Burada Kern yöntemi deneme ve yanılma hesaplamasıyla yoğuşma sıvısının ısı transferi katsayısını hesaplamak için açıklanmıştır.

1) $h_{o,tah}$ değerinin 567 ila 1700 W/m²-°C aralığında olduğunu kabul edelim. Film yoğuşmalı hidrokarbonların yüzeyel ısı iletkenlik katsayısı genellikle bu aralıkta değişir. İçinde hava bulunmayan yoğuşma buharı 8517 W/m²°C ısı iletim katsayısına sahiptir.

2) Boru cidar sıcaklığını hesaplayın (T_w):

$$T_w = T_{C(ort)} + \frac{h_o(T_v - T_{C(ort)})}{(h_{i_o} + h_o)} \quad (3.22)$$

$$T_w = T_\infty + \frac{h_o(T_v - T_\infty)}{(h_{i_o} + h_o)}$$

$$h_{i_o} = h_i x \frac{d_i}{d_{i_o}} \quad (3.23)$$

Burada, d_i boru iç çapı ve d_o boru dış çapı, $T_{C(ort)}$ soğuk akışkanın ortalama sıcaklığı ve T_{cc} soğuk akışkanın kalorifik sıcaklığıdır.

3) Yoğuşma film sıcaklığını hesaplayınız,

$$T_f = \frac{(T_w + T_v)}{2} \quad (3.24)$$

T_v : Yoğuşma sıcaklığı (T_v saf akışkan bileşiği için doyma sıcaklığıdır. Sıcaklık aralığı üzerindeki yoğuşmanın ortalaması da izotermal olmayan yoğuşma için kullanılabilir).

4) Yoğuşma sıvısının tüm termo-fiziksel özelliklerini film sıcaklığında (T_f) hesaplayın.

5) J_H faktöründen $h_{o(hes)}$ değerini yeniden hesaplayın, $h_{o(tah)} = h_{o(hes)}$ şimdi tekrar ayarlayın ve $h_{o(tah)} \approx h_{o(hes)}$ oluncaya kadar hesaplamaya devam ediniz.

6) Kirlenme faktörleri dâhil olmak üzere toplam ısı transfer katsayısı (K_o) hesaplayınız.

3.13.3 Kondenser ve Reboyer Tasarımı

3.13.3.1 Basınç Düşümü Hesaplaması

1) Boru tarafı basınç düşümü:

Boru tarafı yoğuşması durumunda:

Boru tarafındaki yoğuşma için konvansiyonel basınç düşümü ilişkisinin yarısı alınarak kullanılabilir.

$$\Delta P_{Tb} = \frac{\rho u^2}{2} x \left(\frac{L_t}{d_i} f + 4.5 \right) n_p \quad [Pa] \quad (3.25)$$

Burada,

f : Sürtünme faktörü (Moody diyagramından Re değerine ve boru iç yüzey pürüzlülüğüne bağlı olarak seçilir)

ρ : Akışkan yoğunluğu [kg/m³]

u : Akışkan buhar hızı [m/s]

L_t : Boru uzunluğu [m]

n_p : Boru geçiş sayısı

d_i : Boru iç çapı [m]

2) Gövde tarafı basınç düşümü

Gövde tarafı yoğuşması durumunda: Gövde tarafında yoğuşma için benzer şekilde;

$$\Delta P_s = f_s \left(\frac{\rho u_s^2}{4} \right) \left(\frac{L}{B} \right) \left(\frac{D_s}{D_e} \right) \quad [Pa] \quad (3.26)$$

İndis "s", gövde tarafı akışkanını gösterir.

ρ : Akışkan yoğunluğu [kg/m^3]

u : Akışkan buhar hızı [m/s]

L : Gövde-boru uzunluğu [m]

B : Saptırıcı aralığı [m]

D_e : Gövde için eşdeğer çap [m]

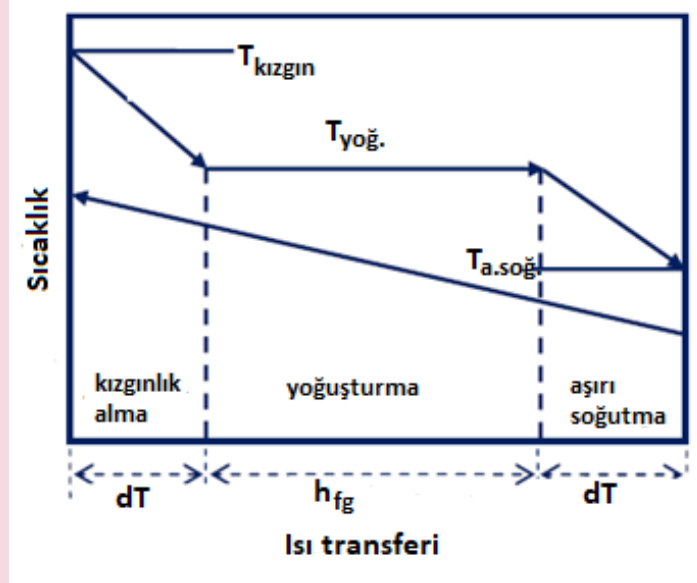
D_s :Gövde dış çapı [m]

T_f film sıcaklığında tüm sıvı özelliklerini hesaplayınız. Yoğuşma sıvısı için geri dönüş kaybı hesaplaması gerekli değildir.

Yoğuşmayan akışkan (tek fazlı akış) durumunda, geleneksel basınç düşümü ilişkisini kullanınız.

3.13.3.2 Kızdırma ve Aşırı Soğutma

Kızgınlık, doymuş bir buharın yoğuşmasından farklıdır. Doymuş buharı elde etmek için ilk önce duyulur kızgın ısı atılmalıdır. Benzer şekilde doymuş sıvı, kaynama noktasının altında duyulur ısı atılarak daha da soğutulacaktır (aşırı soğutma). Şekil-3.22'de aynı ısı değiştiriciden aşırı soğutulmuş sıvı elde etmek için aşırı ısıtılmış (kızgın) buharın yoğuşturulması aşamaları gösterilmiştir. Kızgınlık/aşırı soğutma oranı büyükse, ortalama sıcaklık farkı ve ısı transfer katsayısı her bölüm için ayrı ayrı hesaplanmalıdır. Ağırlıklı ortalama sıcaklık farkı ve toplam transfer katsayısı, her ünitadaki duyulur ısı aktarımından kaynaklanan ısı yükünün, gizli ısı transferinin yaklaşık %25'i olması durumunda kondenserleri tasarlamak için kullanılabilir. Aksi takdirde, ayrı kızdırıcı ve aşırı soğutma ısı değiştiricileri tasarlamak uygundur. Detaylı çalışma için hesaplamalar referans [7] 'de bulunabilir (sayfa 283-285).



Şekil-3.22 Kızgınlık ve aşırı soğutma ile yoğuşma [6]

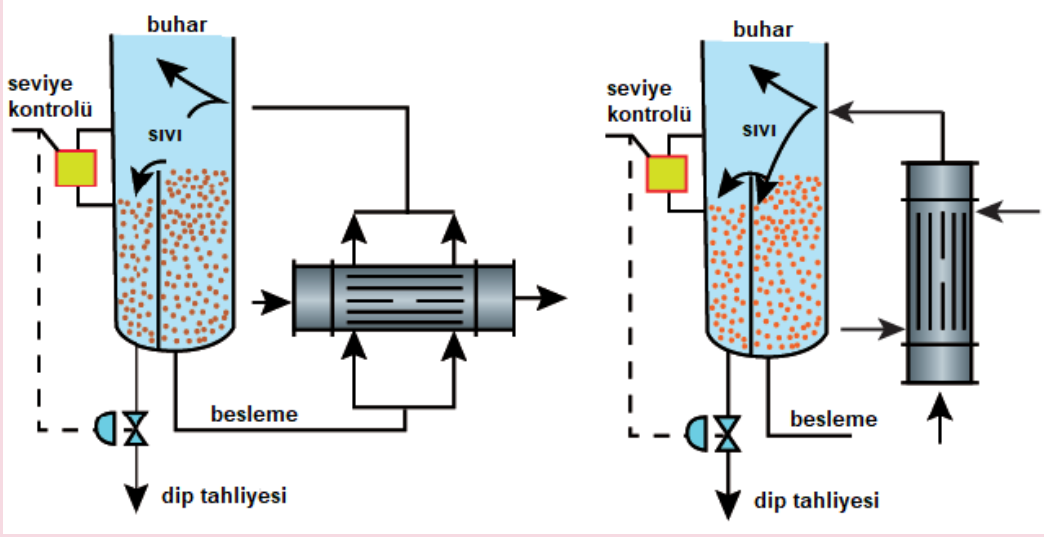
Uygulama problemi: 1.034 bar'da 5,67 kg/s debide hemen hemen saf normal propil alkolün yoğuşması için yatay bir kondenser tasarlayınız. Bu basınçta, n-propil alkolün kaynama noktası 117,8 °C'dir. Soğutucu olarak 35 ila 49 °C arasındaki sıcaklıklarda su kullanılabilir. Buhar fazı için 0.138 bar ve su için maksimum 0,68 bar basınç düşümüne izin verilir.

3.14 REBOYLERLER

3.14.1 Reboyerlerin Sınıflandırılması

Üç ana reboyer türü vardır:

1) **Termosifon doğal dolaşimli reboyer:** Kaynatma, yatay termosifon reboyer içinde dikey termosifon reboyer ve iç gövdede boruların içinde oluşur (Şekil-3.23). Dikey termosifon reboyerinde, sıvı dolaşımı, reboyerden gelen ısı değiştiricideki buhar-sıvı karışımı (iki faz) arasındaki yoğunluk farkından ve sıvı boşaltıcıdan reboylere kadar meydana gelir.



Şekil-3.23 Termosifon reboyer [9]. (a) Yatay termosifon yeniden kaynatıcı, (b) Dikey termosifon reboyer.

Avantajları: En ekonomik olanı, çünkü pompa gerektirmez.

Sınırlamalar: Ağır viskoz akışkan için uygun değildir; termosifon etkisini elde etmek için uygun bir yükseklikte kolon kaidesinin montajı için yüksek inşaat maliyeti; Statik kafa tarafından uygulanan kaynama noktası yüksekliği nedeniyle düşük sıcaklık farkı süreçleri için uygun değildir.

2) **Zorlanmış dolaşimli reboyer:** Sıvı bir pompa ile beslenir. Dikey veya yatay borulu kaynatma ile zorlanmış dolaşım reboyer tasarlanabilir. Zorlanmış dolaşimli reboyer, pompalar sıvının dolaşımı ve kolon içindeki sıcak sıvı akışı için kullanılmadıkça, dikey termosifon reboyerlere benzer. Isı transfer katsayısını hesaplamak için, genellikle ısı sadece zorlanmış taşınım ile transfer edilir. Gövde-boru ısı değiştirici tasarımının geleneksel yöntemleri kullanılabilir.

Avantaj: Viskoz ve yüksek oranda kirletici sıvılar için uygundur.

Dezavantaj: yüksek pompalama ve bakım maliyeti; pompa, kaynar sıvıyı borular arasında dolaştırmak ve sütuna geri vermek için gereklidir.

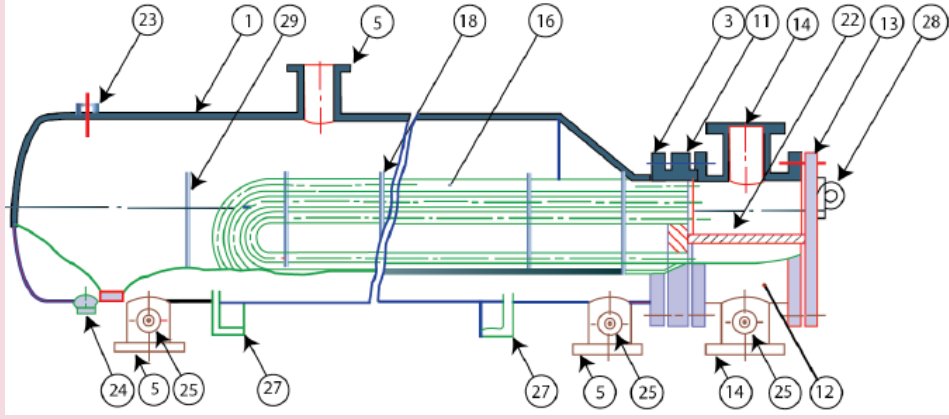
3) **Su Isıtıcısı Tipi Reboyer:** Boru demeti, büyük bir gövdede kolonun tabanında bir sıvı havuzuna daldırılır (Şekil-3.24). Su ısıtıcısı tipi reboyer "batık boru demetli reboyer" olarak da adlandırılır. Boru demetinin yüksekliği genellikle gövde iç çapının %40 ila %60'ını oluşturur. Boru demetinin batması, en üstteki boruların üst yüzeyinden tipik olarak 5-15 cm yükseklikte bir taşma savağı ile sağlanır.

Avantajı: Yaklaşık beslemenin %80'i oranında yüksek buharlaşma oranı ve vakumlu çalışma için uygundur.

Sınırlamalar: Sıvı dolaşım olmadığı için düşük ısı transfer hızı diğer tiplerden düşüktür (düşük hız); kirletici sıvılar için uygun değildir. Su ısıtıcısı tipi reboyerler, daha yüksek kalış süresine sahip olduğu için ısıya duyarlı malzemeler için uygun değildir.

Tablo 3.19 Sabitler, boru demeti çapını hesaplamak için kullanılır.

Aralık tipi	Sabitler	Boru geçiş sayıları (n_t)				
		1	2	4	6	8
Üçgen ($P_T=1,25d_o$)	K_1	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
	n_1	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
Kare ($P_T=1,25d_o$)	K_1	0,215	0,256	0,158	0,0402	0,0331
	n_1	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643



Şekil-3.24 Su ısıtıcısı tipi reboyerler [9]

Boru demeti çapı D_b , deneysel bağıntıdan elde edilebilir ([6] sayfa 647-649):

$$D_b = d_o \left(\frac{n_t}{K_1} \right)^{1/n} \quad (3.27)$$

Burada D_b demet çapı [mm], n_t boru sayısı ve d_o dış çap çapı [mm]'dir. K_1 ve n_1 sabitlerinin değerleri Tablo 3.19'dedir.

3.14.2 Su Isıtıcısı Tipi Reboyer Tasarımı

İzoterm kaynatma için su ısıtıcısı reboyer tasarımında Kern yöntemi aşağıda özetlenmiştir. Soğuk akışkan için aşırı soğutmanın ve kızgınlığın ihmal edilebilir olduğu varsayılmaktadır.

- 1) Enerji dengesini sağlayın ve ısı yükünü belirleyiniz.
- 2) Akışkan özelliklerini, daha önce gösterildiği gibi, kalorifik sıcaklıkta (veya aritmetik ortalama sıcaklıkta) hesaplayınız.
- 3) Buharlama sıvısını içeren gövde için aynı kılavuz ve tasarım şartlarını izleyiniz.
- 4) Isı transferinin katsayısının hesaplanması

Sıcak akışkanın ısı transfer katsayısının hesaplanması: Sıcak akışkanın ısı transferinin katsayısının hesaplanması, tek faz için gövde-borulu ısı değiştiricinin tasarımı durumunda olduğu gibi benzer şekilde gerçekleştirilebilir.

Kaynama sıvısının bireysel ısı transfer katsayısının hesaplanması: Burada, kaynama sıvısının ısı transfer katsayısını deneme ve yanılma prosedürü ile birlikte hesaplamak için Kern yöntemi tartışılmıştır. Kern [6], izin verilen aşağıdaki maksimum buharlaştırıcı film katsayılarını önermektedir:

- Doğal veya zorlanmış dolaşimli organik buharlaştırıcılar için $1700 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$.
- Doğal veya zorlanmış dolaşimli buharlaştırıcı düşük derişikli sulu çözelti için $5678 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$.

İzin verilen maksimum ısı transferi:

- Organik buharlaştırıcılar için doğal dolaşimli reboylarda $68139 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$, zorlanmış dolaşım reboylarında $113565 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$.
- Buharlaştırıcı sulu çözeltiler için zorlanmış veya doğal dolaşimli reboylarında $170348 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$.

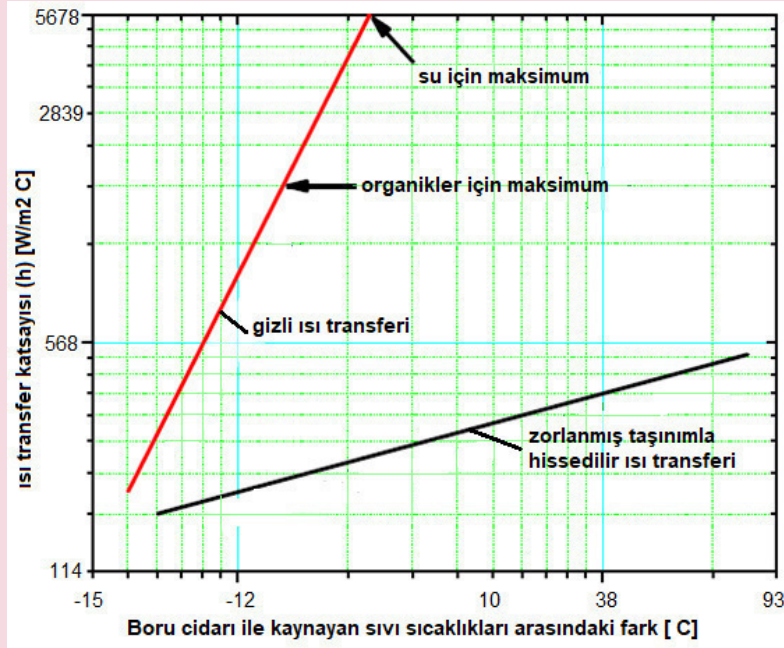
Organikler için $h_{(tah)} = 1703 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ veya su için $5678 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ olduğunu varsayalım. Bu varsayılan değerle, boru cidar sıcaklığını (T_w) hesaplayınız:

$$T_w = T_{h(ort)} + \frac{h_{io}(T_{hc} - T_{h(ort)})}{(h_{io} + h_o)} \quad (3.28)$$

$$h_{io} = h_i x \frac{d_i}{d_{io}} \quad (3.29)$$

Burada d_i boru iç çapı, d_o boru dış çapı, $T_{h,ort}$ sıcak akışkanın ortalama sıcaklığı ve T_{hc} sıcak akışkanın kalorifik sıcaklığıdır.

Şimdi, ($T_w - t$) 'ye karşılık gelen $h_{(hes)}$ (gizli ısı transferi) Şekil-3.25'den yeniden belirleyiniz (t soğuk sıvı kaynama sıcaklığıdır).



Şekil-3.25 Doğal dolaşimli kaynama ve hissedilir ısı transferi [7]

Hesaplamaya $h_{(hes)} \approx h_{(tah)}$ oluncaya dek devam ediniz.

Hesaplanan maksimum ısı transferi katsayısı organikler için $h_{hes} = 1703 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ ve su için $h_{hes} = 5678 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ değerinden daha büyükse, organikler için $h_{hes} = 1703 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$, su için $h_{hes} = 5678 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ alınmalıdır.

Kirlenme faktörleri dâhil olmak üzere toplam ısı transfer katsayısını (K_d) hesaplayınız.

5) Isı değıştirici tipini, yani sabit boru tabakasını veya U gövdesini (geniş sıcaklık farkı için U-borulu reboylar kullanın), boru ebadını (çap, uzunluk, boru aralığı), planını, etkili boru uzunluğunu belirleyiniz. Buhar tabakalaşmasını önlemek için boru dış çapının 1,5 ila 2 katı arasında bir boru aralığı kullanılmalıdır.

6) Isı değiştirici alanını ($A = \frac{\dot{Q}}{K_d(\Delta T_{lm})}$) ve boru sayısını ($n_t = \frac{A}{\pi d_o L_t}$) hesaplayınız. Boru sayısı, U borulu reboylar için etkin boru uzunluğuna göre hesaplanmalıdır. Etkili boru uzunluğu U-büküm nedeniyle fiziksel boru uzunluğundan daha azdır.

7) Isı akısını hesaplayın $= \frac{\dot{Q}}{A}$ [W/m²]. Bu değer, zorlanmış dolaşımlı reboylardaki organik buharlaştırıcılar için en fazla 170348 W/m²-°C'den ve hem zorlanmış hem de doğal dolaşım su çözeltileri için maksimum 113565 W/m²-°C'den daha az olmalıdır. Aksi takdirde, 5.adıma geri gidin, hesaplamayı izin verilen sınırlar dâhilinde tekrarlayın.

8) İzin verilen buhar hızını (u_v) kontrol edin (kaynak [7] sayfa 749).

Sıvı yüzeydeki maksimum buhar hızı u_v (m/s), çok fazla sürüklenmeyi önlemek için aşağıdaki ifadeden daha az olmalıdır.

$$u_v < 0,2 \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)^{1/2} \quad (3.30)$$

Burada,

ρ_l : Sıvı yoğunluğu

ρ_v : Buhar yoğunluğu

Bu ölçüt karşılanmazsa, 5. adıma gidiniz ve hesaplamayı gözden geçiriniz.

9) Basınç düşümü hesaplaması:

Boru tarafı basınç düşümü (sıcak akışkan): Sıcak akışkanın basınç düşümü hesaplaması halihazırda sunulduğu gibi gerçekteştirilebilir.

Gövde tarafı basınç düşümü (buharlaşan sıvı): Boru demeti üzerindeki sıvı seviyesi çok yüksek değilse, kolondan reboylarlara (düşük dolaşım hızı) sıvı akışı için ihmal edilebilir hidrostatik basınç olacaktır. Bu nedenle, gövde tarafı basınç düşümü ihmal edilebilir.

10) Yüzey üzerindeki tasarım artışını hesaplayınız.

11) Mekanik tasarım için gidiniz.

Tasarım Problemi:

205°C'de küçük bir kaynama aralığında 7,56 kg/s'lik akış debisindeki benzin (65° API yoğunluklu), 13,78 bar'lık bir çalışma basıncında 4,66 kg/s buhar oluşturmak için buharlaştırılır. Isıtma ortamı olarak 8,27 bar çalışma basıncında 316 ila 260 °C arasındaki sıcaklıkta gaz yağı (30° API yoğunluklu) kullanın. 0,68 bar'lık bir boru tarafı basınç düşümü müsaade edilir. Bu amaca hizmet etmek için uygun bir Kettle reboylar tasarlayın.

3. BÖLÜM KISALTMALARI

Değişken	Tanımlama
A	Isı transfer alanı [m^2]
A_i	Boru içi yüzey alanı [m^2]
A_o	Boru dışı yüzey alanı [m^2]
A_{ger}	Gerekli ısı transfer alanı [m^2]
B	Saptırıcı aralığı [m]
a_s	Boru tarafı akış kesiti [m^2]
d_i	Boru iç çapı [m]
d_o	Boru dış çapı [m]
D_b	Boru demeti çapı [m]
D_e	Gövde için eşdeğer çap [m]
D_s	Gövde dış çapı [m]
ΔP_{TG}	Toplam gövde basınç kaybı [Pa]
ΔP_{KG}	Akışkanın gövde içinde yön değiştirmesiyle oluşan basınç kaybı [Pa]
ΔP_{LB}	Düz borulardaki sürtünme kaybı [Pa]
ΔP_{LG}	Akışkanın boru demeti boyunca basınç kaybı [Pa]
ΔP_{KB}	Boru yerel basınç kaybı [Pa]
ΔP_{TB}	Toplam boru basınç kaybı [Pa]
ΔT_{ln}	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı [K]
F_T	Logaritmik ortalama sıcaklık düzeltme katsayısı [-]
f	Sürtünme faktörü [-]
G_s	Kütleli akış hızı [kg/m^2s]
h	Yüzeysel ısı iletkenlik değeri [W/m^2-K]
h_i	İç yüzeysel ısı iletkenlik değeri [W/m^2-K]
h_o	Dış yüzeysel ısı iletkenlik değeri [W/m^2-K]
k	Isı iletkenlik değeri [$W/m-K$]
K_c	Temiz haldeki toplam ısı transfer katsayısı [W/m^2-K]
$K_{u,tah}$	Tahmini ısı transfer katsayısı [W/m^2-K]
$K_{u,hes}$	Hesaplanan ısı transfer katsayısı [W/m^2-K]
\dot{m}	Akışkanın kütleli debisi [kg/s]
n_p	Boru geçiş sayısı
Nu	Nusselt sayısı [-]
N_t	Boru sayısı
n_t	Boru sayısı
\dot{Q}	Isı transfer kapasitesi [W]
Pr	Prandtl sayısı [-]
P_T	Boru aralığı [-]
Re	Reynolds sayısı [-]
R_{do}	Boru dışı kirlilik faktörü [m^2K/W]
R_{di}	Boru içi kirlilik faktörü [m^2K/W]
μ	Dinamik viskozite [$Pa.s$]
T_{cc}	Soğuk akışkanın kalorifik sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{c(ort)}$	Soğuk akışkanın ortalama sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_f	Yoğuşma film sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{sat}	Doymuş buhar sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_w	Boru cidar sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_y	Saf akışkanın yoğuşma sıcaklığı [$^{\circ}C$]
u_v	Buhar hızı [m/s]

Değişken Tanımlama

λ_w	Boru malzemesi ısı iletkenlik katsayısı [W/m-K]
ρ	Akışkan yoğunluğu [kg/m ³]

3.BÖLÜM KAYNAKLARI

1. Tubular Exchanger Manufacturers Association, "Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association," 9th ed., TEMA, New York (2007).
2. Mukherjee, R., "Don't Let Baffling Baffle You," *Chem. Eng. Progress*, 92(4), pp. 72–79 (Apr. 1996).
3. Mukherjee, R., "Use Double-Segmental Baffles in Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Hem. Eng. Progress*, 88 (11), pp. 47–52 (Nov. 1992).
4. Tinker, T., "Shellside Characteristics of Shell-and-tube Heat Exchangers: A Simplified Rating System for Commercial Heat Exchangers," *Trans. ASME*, 80, pp. 36–52 (1958).
5. *Indian Standard (IS: 4503-1967): Specification for Shell and Tube Type Heat Exchangers*, BIS 2007, New Delhi.
6. R. K. Sinnott, Coulson & Richardson's *Chemical Engineering: Chemical Engineering Design (volume 6)*, Butterworth-Heinemann, 3rd ed. 1999.
7. D. Q. Kern, *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, Int. ed. 1965.
8. Dutta B.K. „*Heat Transfer-Principles and Applications*“, PHI Pvt. Ltd., New Delhi, 1st ed. 2006.
9. James R. Couper; W. Roy Penney, James R. Fair, Stanley M. Walas, *Chemical Process Equipment: selection and design*, Elsevier Inc., 2nd ed. 2005.

BÖLÜM-4

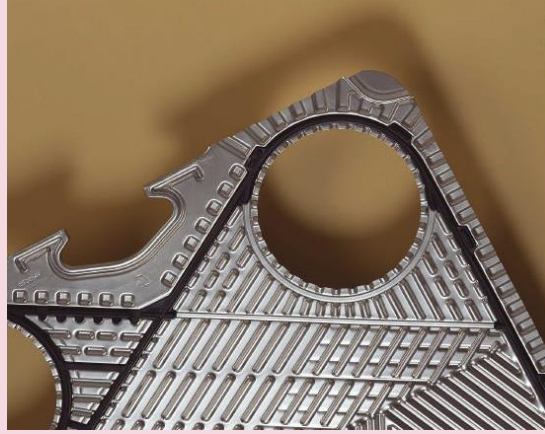
PLAKALI TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

4.1 Giriş

Plakalı ısı değıştircisi, İngiltere'de plaka endüstrilerinde ilk 1923'te tanıtılan ilk kompakt değıştircilerden biriydi; ilk plakalar tunçtan yapılmıştır. Halen pazar payı bakımından gövde-borulu ısı değıştircilerinden sonra ikinci sıradadır.

Plakalı ısı değıştircinin en yaygın çeşidi, birlikte bir çerçeveye sıkıştırılmış birkaç preslenmiş, oluklu metal plakadan oluşur. Bu plakalar, kısmen bitişik plakalar arasındaki boşlukları yalıtım ve kısmen ortamı akış kanalları arasında dağıtmak için contalarla donatılmıştır. En yaygın plaka malzemesi paslanmaz çeliktir (Şekil-4.1).

Plakalı ısı değıştircileri ilk olarak, temizlik için plaka yüzeylerine erişme zorunluluğunun zorunlu olduğu gıda ve süt endüstrisinde kullanılmıştır.



Şekil-4.1 Bir değıştirci plakasının yakın çekim görünümü

Çok sayıda plakalı ısı değıştirci tedarikçisi vardır. Tüm üreticiler aynı temel yapım yöntemini takip ederken, performanstaki farklılıklar, akış kanallarını oluşturan plakalardaki kalıplar ve conta malzemelerinin seçimi ile ilişkili olma eğilimindedir. Daha yeni tasarımlar, plakanın her bir tarafında brüt olarak eşit olmayan akış hızları gibi özellikleri barındırabilir.

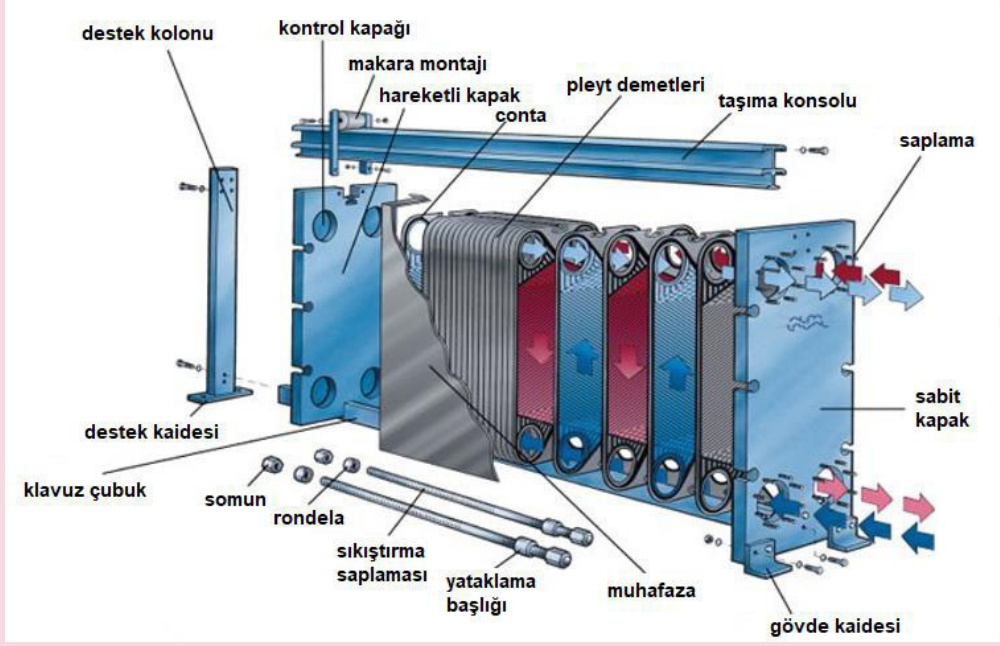
4.2 Tasarım

Şekil-4.2'de tipik bir plakalı ısı değıştirci tasarımının parçalara ayrılmış bir görünümünü göstermektedir.

Isı transfer yüzeyi, yüksek dereceli bir metalden preslenmiş birkaç ince oluklu plakadan oluşur. Her bir plaka yüzeyindeki pres deseni, türbülansa neden olur ve durgun alanları ve kirlenmeyi en aza indirir. Neredeyse tüm kapasite ve çalışma koşullarını karşılamak için özel olarak imal edilebilen gövde ve borulu ısı değıştircilerinin aksine, plakalı ısı değıştircileri için plakalar pahalı kalıplar ve presler kullanılarak seri üretilir. Bu nedenle, tüm plaka ve çerçeve ısı değıştircileri, sınırlı sayıda plaka tasarımının görünebileceği şekilde yapılır.

Plakalı ısı değıştircileri standart parçalardan yapılmasına rağmen, her biri özel olarak tasarlanmıştır. Oluk açısındaki, akış yolundaki veya akış boşluğundaki değışiklik, ısı değıştircinin NTU'sunu değıştirebilir. Isı transferi/geçiş birim sayısı olan NTU, boyutsuz bir parametredir:

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}c_p} \quad (4.1)$$



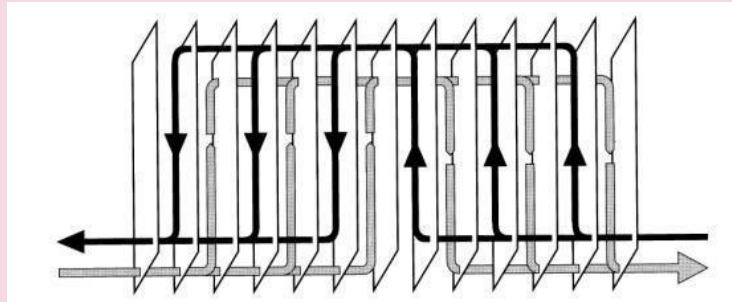
Şekil-4.2 Plakalı ısı değıştircisinin ayrılmış görünümü

Oluk açısı 90° olduğunda, oluklar dikey olarak çalışır. Bu tür plakalardan yapılan akış geçişi, düşük NTU özelliklerine sahip bir dikey boru koleksiyonuna benzer.

Oluk açısı 90° 'den düşürüldüğü için, yol daha kıvrımlı olur ve yüksek NTU özelliklerine yol açan daha fazla hidrodinamik direnç sunar. Belirli bir NTU gereksinimini karşılamak için kullanılabilen bir ara NTU geçişi oluşturmak için farklı plakaların bir kombinasyonu kullanılabilir.

Plaka paketi, bir taşıma çubuğundan asılı bir çerçevede birbirine kenetlenir. Contalar, plaka kanallarını ve arayüzlerini yalıtım için takılmıştır. Gövdenin bir ucunda sabit bir çerçeve plakası ve diğer tarafında hareketli bir basınç plakasından oluşur. Hareketli plaka, ısı transfer yüzeylerinin temizliği veya değişimi için erişimi kolaylaştırır. Bu tür bir değıştircinin bir özelliği, gerektiği şekilde yüzey alanı ekleme veya çıkarma yeteneğidir.

Plakalar, her akışkanın her geçişte paralel geçitler arasında eşit olarak yönlendirildiği şekilde geçitler halinde gruplanır. Termal hizmet izin verdiği zaman, son derece verimli bir performans için tek geçişli, ters akış kullanılması tercih edilir. Plakalı ısı değıştirciler ikiden fazla akışı kabul edebilmesine rağmen, bu olağan dışıdır. Ancak iki geçişli düzenlemeler yaygındır. Şekil-4.3, böyle bir ünitadaki akış yolunu göstermektedir.



Şekil-4.3 İki geçişli plak ve çerçeve akış düzenlemesi

Tüm preslenebilir malzemelerden plakalar üretilebilir. En yaygın üretim malzemeleri:

- Paslanmaz çelik (AISI304, 316)
- Titanyum

- Ni-Cr-Fe alaşımı (Incoloy)
- Ni-Cr-Mb-Wolfram alaşımı (Hastelloy)

Korozyonun bir sorun olduğu durumlarda, bazı üreticiler grafit/floroplastik kompozit veya polimer gibi metalik olmayan malzemelerde plakalı ve şasili ısı değiştiricileri üretmektedirler.

Genellikle çerçeve, normal şartlar altında işlem akışkanlarıyla temas etmemesi gerektiği için kaplamalı yumuşak çelikten yapılır. Yüzey kaplamaları ısı değiştirici ortamına göre değişir. Çerçeveler paslanmaz çelik olabilir veya yumuşak çeliğe alternatif olarak paslanmaz çelik ile kaplanabilir.

Conta özellikleri, bir plaka ve şasi ısı değiştiricinin sıcaklık ve basınca toleransı bakımından kabiliyetleri üzerinde kritik bir etkiye sahiptir.

Contalar genellikle aşağıdakilerden yapılır:

- Nitril kauçuk
- Hipalon
- Viton
- Neopren
- EPDM (etilen propilen dien monomer kauçuk)

Orijinal olarak, çoğu üretici contaları plakalara sabitlemek için yapıştırıcı kullanmakta idi. Yapıştırıcı kullanma ihtiyacını ortadan kaldıran birçok tescilli sabitleme tekniği mevcuttur ve çoğu üretici bu yöntemleri benimsemişlerdir. Bu 'tutkalsız' denilen contalar, bazı ağır endüstriyel uygulamalar için uygundur. Sahada değişiklik yapılması gerektiğinde aksaklık süresini azalttığı için, bu tür contaların basitleştirilmiş şekilde çıkarılması faydalı olabilir. Yeniden montaj sırasında contaların yerleştirilmesinde özen gösterilmelidir, çünkü kusurlu sızdırmazlık plakalı ısı değiştiricinin ana dezavantajıdır.

Çift duvarlı üniteler, belirli süreç durumları için başka bir değiştirici çeşididir. Burada, plakaları birleştirmek ve bir arada tutmak için yapıştırılmamış bir conta ile donatılmış iki özel kaynaklı olmayan plaka, normalde iki ortamı ayıran tek plakayı değiştirilerek oluşturulmuştur. Sonuç olarak, iki duvar, çapraz karışmaya ve istenmeyen bir reaksiyonun oluşmasına karşı ek koruma sağlayarak ürün ve hizmet ortamını ayırır. Kısmen kaynaklı plaka ünitesi aşındırıcı maddelerin ısı geçişkenliği için tasarlanmıştır.

4.3 Çalışma Sınırları

Contalı plakalı ve çerçeveli tip ısı değiştiricilerinin çalışma sınırları üreticiden üreticiye değişebilir. Tipik olarak, metal plakaların çalışma sıcaklığı aralığı -35 °C ile + 200 °C arasındadır. 25 bara kadar olan tasarım basınçları, 40 bara kadar olan test basınçları ile tolere edilebilir.

Plaka başına ısı transfer alanları 0,02 m² ile 4,45 m² arasında değişmektedir. Standart birimlerde 3500 m³/h'e kadar debiler, çift girişli bir tasarımla 5000 m³/h'e yükselebilir. Plakalı ve çerçeveli tip ısı değiştiricileri ile 1 °C'ye kadar düşük yaklaşım sıcaklıkları elde edilebilir.

Plakalardaki yüzey düzenlemesi iyi karışım ve türbülansa neden olma eğilimindedir ve genel olarak bu tür ısı değiştiricisi kirlenme için düşük bir eğilime sahiptir. Plakalı ısı değiştiricilerinde, gövde-borulu ısı değiştiricileri için oluşan kirlenme dirençlerinin yaklaşık %25'i, ABD'deki Isı Transferi Araştırma Kurumu (HTRI) tarafından ölçülmüştür.

Kirlenme söz konusu olduğunda, plakalar arasındaki boşluk genişletilebilir. Örneğin, bir üretici viskoz sıvılar ve lifler, katılar, kristaller, kâğıt hamuru, vb. içeren sıvılar için 13 mm boşluklu ve kaba desenli plakalar üretmiştir.



Şekil-4.4 Plakalı ısı değıştircisindeki plakalar

4.4 Ana Uygulamalar

Contalı plakalı ve çerçeveli tip ısı değıştircileri, tipik olarak ısıtılacak/soğutulacak akımların doğası bakımından sınıflandırılmış geniş bir uygulama yelpazesine sahiptir:

- Sıvı-sıvı
- Yoğuşma hizmetleri
- Buharlaşma hizmetleri

Contalı üniteler soğutma ve ısı pompası tesislerinde kullanılabilir ve plaka temizleme ve yeniden contalama kolaylığının önemli olduğu yiyecek ve içeceklerin işlenmesinde yaygın olarak kullanılır. Kimya sektöründe, önemli bir ısıtma ve soğutma uygulaması listesi, izoparafın, sülfürik asit, tuz çözeltileri, hekzan ve kerosen soğutması içerir. Gliserin ısıtması ve etanol yoğuşması diğer rutin kullanımlardır. İngiltere'de açık deniz kimya endüstrisi de büyük bir kullanıcıdır.

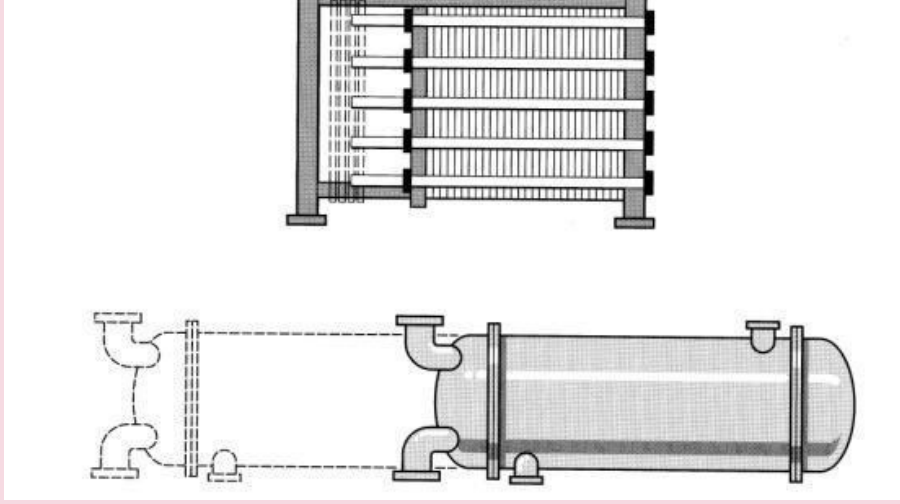
Çoğu kimyasal tesiste, plakalı ısı değıştircileri için potansiyel uygulamalar vardır. Tipik bir süreç kurulumu Şekil-4.5'te gösterilmiştir.



Şekil-4.5 Bir plakalı ve çerçeveli tip ısı değıştircisinin süreç uygulaması

4.5 Gövde-Boru Tipi Isı Değıştircileri ile Karşılaştırma

Şekil-4.6, bir gövde-boru ısı değıştircisinin boyutları ile bir contalı plakalı ve çerçeveli tip ısı değıştircisinin karşılaştırılmasını göstermektedir. Kantitatif olarak, 200 m²'lik ısı transfer yüzeyi, yaklaşık 3 metre uzunluğunda, 2 metre yüksekliğinde ve 1 metre genişliğinde bir plakalı ve çerçeveli tip ısı değıştircisi gerektirir. Aynı etkiyi sağlayan boru şeklindeki bir ısı değıştircisi için, 5 metre uzunluğunda ve 1,8 metre çapındaki bir gövdenin yanı sıra boru demetinin çıkarılması için gereken ekstra uzunluk için yaklaşık 600 m²'lik bir yüzey gerekecektir.



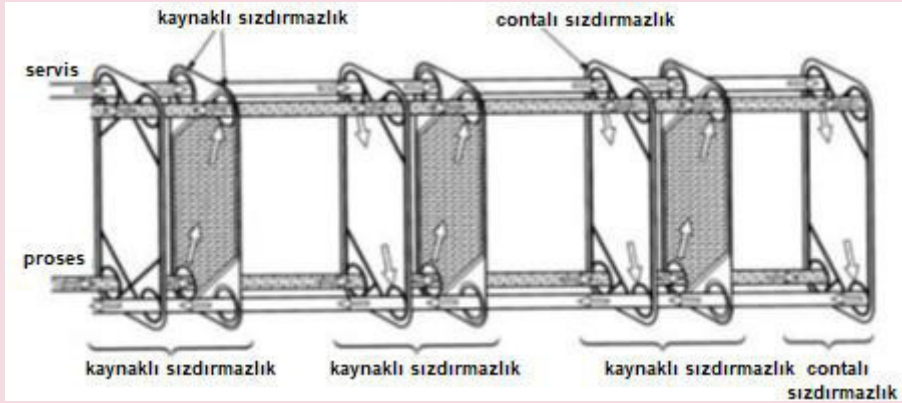
Şekil-4.6 Gövde-boru tipi ile contalı plakalı ve çerçevesi tip ısı değiştiricinin karşılaştırılması

Sıvı-sıvı hizmetleri için, yüzey alanı gereksinimleri tipik olarak eşdeğer gövde ve boru ünitelerinin %25'ini oluşturur. Bu hizmetler için basınç düşüşleri ortalama olarak daha düşüktür.

Ağırlığa ilişkin olarak, Şekil-4.6'da gösterilen plaka ve çerçeve birimi, suyla doldurulduğunda 4 tona yükselen 3,3 tonluk boş bir ağırlığa sahiptir. Gövde-borulu ısı değiştiricisi için karşılaştırılabilir rakamlar sırasıyla 11 ve 6 ton'dur.

4.6 KISMEN KAYNAKLI PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Dışarıdan, kısmen kaynaklı plakalı ısı değiştiricileri veya çift plakalı ısı değiştiricileri, tamamen contalı bir plaka ve çerçeve ünitesine benzer. Bununla birlikte farklı, plaka paketinin, Şekil-4.7'de gösterilen düzenlemede olduğu gibi alternatif kaynaklı kanallara ve contalı kanallara sahip olmasıdır.



Şekil-4.7 LR4 APV lazer kaynaklı plakalı değiştirici akış şeması

Plaka çiftlerinin kaynağının avantajı, portların etrafındaki küçük bir conta dışında diğer malzemelerin ortadan kaldırılması ve korozyonun hafifçe azaltılmasıdır.

Genel yapı, contalı plakalı ısı değiştiricisine benzer bir önemli istisna dışında her plaka çifti normalde lazer kaynağı kullanılarak birlikte kaynaklanır. Son derece dirençli elastomer veya elastomer olmayan malzemelerden üretilen porthole contalar, tutkalsız bir yöntem kullanılarak tutturulur.

Plaka yapı malzemeleri, contalı plakalı ısı değiştircisine yöneliktir. Plaka malzemesi normal olarak korozyona dayanıklılığı için seçilir.

Contalı plaka ve ereve tipine gelince, ancak kısmen kaynaklı konstrüksiyon tarafından sağlanan sızıntılara karşı ek koruma ile kullanılabilir.

Contalı plaka ve ereve ısı değiştircine gelince, ancak daha aşındırıcı ortamları içerecek şekilde uzatılmıştır.

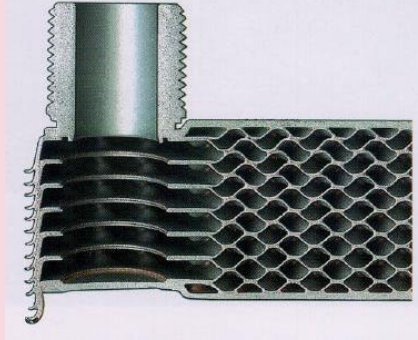
Kısmen kaynaklı plakalı ısı değiştircileri, amonyak ve hidrokloroflorokarbonlar (HCFC'ler) gibi soğutucu akışkanların buharlaştırılması ve yoğuşurulmasında ve aşındırıcı sıvıları içeren kimyasallar ve genel işlemlerde kullanılır.

4.7 SERT LEHİMLİ PLAKALI ISI DEğİşTİRİCİLER

Sert lehimli plakalı ısı değiştircisi (bkz. şekil-4.8), birlikte sert lehimlenmiş bir paket pres plakasından oluşur, böylece conta kullanımını tamamen ortadan kaldırır. ereve ayrıca eklenebilir.

Lehimli plakalı ısı değiştircileri, plaka ve ereve tipinin ana tedarikçileri tarafından teklif edilme eğilimindedir ve soğutma gibi pazarlara yönlendirilme eğilimindedir. Bu değiştirciler, tedarikiğe bağlı olarak 600 kW'a kadar ısı transfer yeteneklerine sahiptir.

Oluklu plakalar, ısı değiştircisindeki yüzey birikimlerini azaltacak temizleme işlemine katkı yapacak bir şekilde yüksek türbülanslı akışı etkinleştirir.



şekil-4.8 Lehimli plakalı değiştirciden bir kesit

Lehimli plakalı ısı değiştircileri, lehimleme ile birleştirilen bir dizi preslenmiş paslanmaz elik plakadan oluşur. Tipik olarak çok yüksek içerikli bir bakır sert lehim kullanılır ve sert lehimleme işlemi vakum altında gerçekleştirilir. Kılcal kuvvetler, lehimleme malzemesini plakalar arasındaki temas noktalarında toplar.

Plakaların çevresini kapatmanın yanı sıra, i balıksırtı temas noktaları da lehimlenerek, contalı birimlere göre daha yüksek basıncılara dayanmasına izin verir. Plaka malzemesi olarak genellikle paslanmaz elik kullanılır.

Bakır lehimli niteler 225 °C'ye kadar olan sıcaklıklar ve maksimum 30 bar'lık çalışma basıncı için kullanılabilir, ancak bakır lehimi bazı çalışma ortamlarıyla uyumsuzluk gösterebilir. 400 °C'ye kadar olan sıcaklıklar ve 16 bar'lık maksimum çalışma basıncıları için nikel lehimli üniteler mevcuttur.

Lehimli plakalı ısı değiştirciler, evaporatörler ve kondenserler (su soğutmalı) için soğutma/ısı pompası pazarına yöneliktir, ancak plaka suyu ısıtması, ısı geri kazanımı ve bölgesel ısıtma sistemleri için de uygundur. Lehimli plakalı ısı değiştircileri, yıkayıcılar, alt soğutucular, ekonomizörler ve yağ soğutucuları olarak da kullanılabilir.

Nikel lehimli ünitelerin piyasaya sürülmesi, lehimli ünitelerin de-mineralize su soğutma ve çözücü yoğuşması gibi hizmetler için süreç endüstrilerinde kullanılmasına izin vermiştir.



Şekil-4.9 Yağ soğutucusu olarak kullanılan lehimli plakalı değiştirici

Tipik olarak, lehimli bir plakalı ısı değiştiricisi, aynı hizmet için bir gövde-borulu ısı değiştiricisinin ağırlığının yaklaşık %20-30'u kadardır.

Örneğin, 70 kW'lık bir hizmeti olan su soğutmalı bir soğutucu kondenseri olarak kullanılan lehimli bir plakalı ısı değiştiricisi, 20 kg ağırlığa sahipti. Yüksekliği ve genişliği sırasıyla 522 mm ve 115 mm idi. Aynı hizmetteki geleneksel bir gövde-boru tip kondenseri 2,250 mm uzunluğunda, 200 mm çapa sahip olacak ve 130 kg ağırlığında olacaktır.

4.8 PLAKA-KANATÇIK TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

4.8.1 Giriş

Plaka kanatçık tipi ısı değiştiricileri, bir sandviç konstrüksiyonda düz plakaların ve oluklu kanatçıkların bir matrisidir.

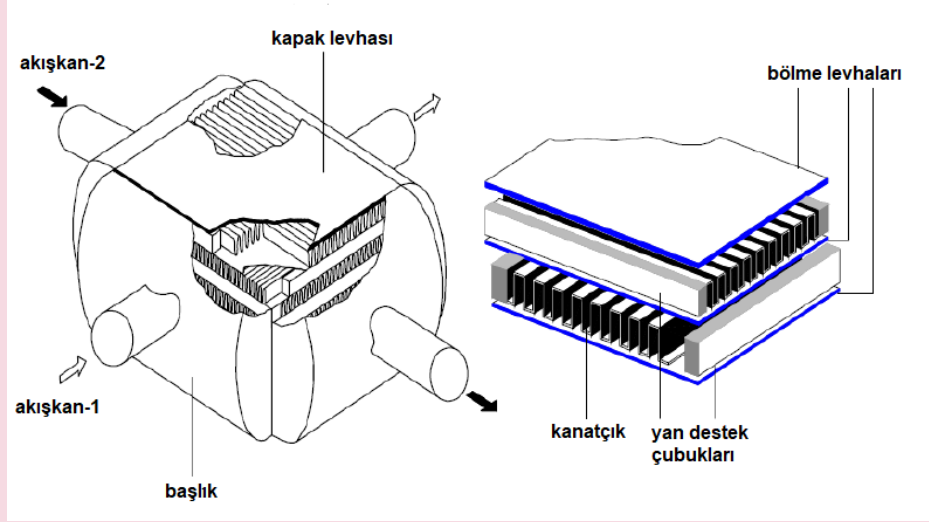
Lehimli alüminyum plaka kanatçıklı ısı değiştiricileri, onları diğer ısı değiştiricilerinden ayıran özellikler ve özellikler gösterir. Bunlar:

- *Birim ısı değiştiricisi hacmi başına çok büyük bir ısı transfer alanı. Bu yüzey alanı birincil ve ikincil (kanatlı) yüzeylerden oluşur. Tipik olarak, etkili yüzey alanı geleneksel bir gövde ve borulu ısı değiştiriciden beş kat daha fazladır. Alan yoğunlukları 850 ila 1500 m²/m³ arasında değişmektedir.*
- *Tek bir ısı değiştiricisi, birkaç farklı plaka akışını içerebilir ve eşsiz plaka kanatçık yapısı, ısı değiştiricisi boyunca sadece uçlardan ziyade ısı değiştiricisine ara noktalarda girip çıkmalarını sağlar.*
- *İşletme maliyeti tasarrufuna yol açan akışlar (tipik olarak 1 ila 3 °C) arasındaki çok yakın sıcaklık yaklaşımları kullanılabilir.*
- *Yüksek ısı verim, alüminyum ve çoklu akış özelliğinin kullanımı, kompakt ve düşük ağırlıklı bir yapı oluşturmak için bir araya getirilmiştir.*
- *Genellikle plaka kanatçıklı ısı değiştiriciler kriyojenik sıcaklıklarda çalışır. Bu nedenle ısı değiştirici, soğuğu korumak için yalıtımlı bir "soğuk kutu" (tipik olarak karbon çeliği) içine yerleştirilir. Alternatif olarak, yerel olarak uygulanan bir dış yalıtım maddesi kullanılabilir.*

Plaka-kanatçık tipi ısı değiştiricilerin çok yönlülüğü, bunları çeşitli başka malzemelerde üretme kabiliyetiyle birleştiğinde, kriyojenik alanın dışındaki bir dizi işlem hizmeti için idealdir.

Plaka-kanatçık tipi ısı değiştiricileri, otomobil, havacılık, kriyojenik ve kimya endüştelerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Yüksek etkenlik, kompaktlık (yüksek yüzey alanı yoğunluğu), düşük ağırlık ve orta maliyet ile karakterize edilir. Her ne kadar bu ısı değiştiriciler dünyada on yıllardır yaygın olarak kullanılmasına rağmen, tasarım ve üretim ile ilgili teknolojiler gelişmiş ülkelerdeki birkaç şirketle sınırlı kalmaktadır.

Plaka-kanatçık tipi ısı değiştirici, dalgalı kanatçıklarla farklı yönlendirilmiş plaka bloklarından ve ayırma plakaları olarak bilinen düz ayırıcılar bloğundan oluşan bir kompakt ısı değiştirici şeklidir. Böyle bir ısı değiştiricinin şematik bir görünümü şekil-4.10'da verilmiştir. Oluklar hem ikincil ısı transfer yüzeyi hem de tabakalar arasındaki iç basınca karşı mekanik destek olarak hizmet eder.



Şekil-4.10 Plaka kanatçık tipi kompakt ısı değiştiricisi montaj detayları

Buhar, ayırma tabakaları arasındaki dalgalı olukları boyunca akarak ısı alışverişi yapar. Oluklu tabakaların kenarları yan çubuklarla kapatılmıştır. Oluklar ve yan çubuklar, basınca dayanıklı boşluklar oluşturmak için her iki taraftaki ayırma tabakalarına sert lehimle bağlanır. Kapak sacları (plakaları) adı verilen ilk ve son plakalar, ortam üzerindeki aşırı basıncı desteklemek ve fiziksel hasara karşı koruma sağlamak için genellikle ayırma plakalarından daha kalın malzemeden yapılır. Her akış bloğa kendi başlığından uygun katmanların yan çubuklarındaki bağlantı noktaları üzerinden girer ve benzer şekilde çıkar. Başlık davlumbazları, yan desteklere ve ayırma saclarına, kat bloğunun tamamı boyunca kaynaklanır.

4.8.2 Artı Yönleri ve Dezavantajları

Plaka-kanatçık tipi ısı değiştiricileri rakip tasarımlara göre bir çok avantaj sunar:

1. Yüksek ısı etkenlik ve yakın sıcaklık yaklaşımı. (Tek fazlı akışkan akışları arasında 3K ve kaynama ve yoğuşma akışkanları arasında 1K'lık bir sıcaklık yaklaşımı oldukça yaygındır.)
2. Birim hacim başına büyük ısı transfer yüzey alanı (genellikle $1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$)
3. Düşük ağırlık
4. Çok akışlı çalışma (En fazla on plaka akışı, tek bir ısı değiştiricide ısı alışverişi yapabilir.)
5. Gerçek karşı akış işlemi (Gövde yan akışının genellikle çapraz ve ters akış karışımı olduğu gövde-boru tipi ısı değiştiricinin aksine).

Plaka kanatçık geometrisinin başlıca dezavantajları şunlardır:

1. Sınırlı sıcaklık ve basınç aralığı

2. Temiz ve nispeten aşındırıcı olmayan akışkanlara uygulanmasını gerektiren kanalların temizlenme zorluğu
3. Geçişler arasında arıza veya sızıntı olması durumunda tamir zorluğu

4.8.3 Malzemeler

Plaka-kanatçık tipi ısı değiştiricileri çeşitli malzemelerde yapılabilir. Düşük yoğunluklu, yüksek ısı iletkenliği ve düşük sıcaklıkta yüksek mukavemeti nedeniyle kriyojenik ve havacılık uygulamalarında alüminyum tercih edilir. Lehimli alüminyum plaka kanatçıklı ısı değiştiricileri için maksimum tasarım basıncı 90 bar civarındadır. Ortam sıcaklığının üzerindeki değerlerde, çoğu alüminyum alaşımları mekanik mukavemetini kaybeder. Paslanmaz çelikler, nikel ve bakır alaşımları, 5000 °C'ye kadar olan sıcaklıklarda kullanılabilir. Alüminyum ısı değiştiriciler kullanılması durumunda lehimleme malzemesi, düşük erime noktasına sahip bir alüminyum alaşımıdır, paslanmaz çelik değiştiricilerde ise, uygun erime ile nikel esaslı bir alaşımdır.

4.8.4 Üretim

Plaka-kanatçık tipi ısı değiştirici üretiminin temel prensipleri tüm boyutlar ve tüm malzemeler için aynıdır. Oluklar, yan çubuklar, ayırma plakaları ve kapak plakaları önceden tanımlanmış bir yük altında bir düzende tutulur, bir fırına yerleştirilir ve plaka kanatçıklı ısı değiştirici bloğunu oluşturmak üzere lehimlenir. Başlık davlumbazları ve nozullar daha sonra lehimlenen bağlantı noktalarının kaynak işlemi sırasında sağlam kalmasına dikkat edilerek bloğa kaynaklanır. Lehimleme işleminin gerçekleştirilme biçiminde farklılıklar ortaya çıkar. Yaygın olarak kullanılan yöntemler tuz banyosu lehimi ve vakumla lehimlemedir. Tuz banyosu işleminde, istiflenmiş düzende bir fırında yaklaşık 5500 °C'ye ısıtılır ve daha sonra esas olarak florürler veya alkali metallerin klorürlerinden oluşan erimiş bir tuz banyosuna batırılır. Erimiş tuz hem homojen hem de ısıtma maddesi olarak çalışır ve fırını kararlı bir sıcaklıkta tutar. Alüminyumdan yapılmış ısı değiştiricilerinde ise, erimiş tuz, yağı ve sertleşmiş alüminyum oksit tabakasını uzaklaştırır, bu da bağlantı noktalarını zayıflatır. Lehimleme, sıcaklık lehimleme alaşımının erime noktasının üstüne çıktığında banyoda gerçekleşmektedir. Sert lehim bloğu artık katılaştırmış tuzdan suda çözülerek temizlenir ve sonra tamamen kurutulur.

Vakumlu lehimleme işleminde lehim pastası (tuz) veya ayrı ön ısıtma fırını gerekmez. Birleştirilen blok, elektrikli ısıtıcılardan gelen radyasyon ile lehimleme sıcaklığına kadar ısıtılır ve ısı kalan yüzeylerden bloğun içine iletimle aktarılır. Sert lehim ortamında oksijenin azaltımı, yüksek vakum uygulanarak sağlanır (Basınç $\approx 10^{-6}$ mbar). Artık gazın bileşimi, alternatif tahliye ve deneyimin gerektirdiği kadar asal bir gazla doldurma yoluyla daha da iyileştirilir (düşük oksijen içeriği). Lehimli bloğun yıkanmasına veya kurutulmasına gerek yoktur. Alüminyum, paslanmaz çelik, bakır ve nikel alaşımları gibi birçok metal, bir vakum fırınında verimli şekilde lehimlenebilir.

4.8.5 Uygulamalar

Plaka-kanatçık tipi ve boru-kanatçıklı ısı değiştiricileri çok çeşitli endüstrilerde uygulama alanı bulmuşlardır. Bunlar arasında hava ayırıştırma (havanın düşük sıcaklıkta damıtılmasıyla oksijen, azot ve argon üretimi), petrokimyasal ve sanayi gazları üretimi, helyum ve hidrojen sıvılaştırıcılar, yağ ve gaz işleme, otomobil radyatörleri ve klimalar ve çevre kontrolü ve uçakların ikincil güç sistemleri. Bu uygulamalar aşağıdakiler gibi çok çeşitli ısı değişim senaryolarını kapsar:

1. Gazlar, sıvılar veya her ikisi arasında ısı değişimi
2. Kısmi ve geri akış yoğunluğu dâhil yoğunlaşma
3. Kaynama
4. Süblimasyon (katıdan buhar oluşumu)
5. Sıcak veya soğuk hava depolama

4.8.6 Akış Düzenlemesi

Plaka-kanatçık tipi ısı değiştiricisi, birbirine paralel veya dik yönde akabilen iki veya daha fazla akışı kabul eder. Akış yönleri paralel olduğunda akışlar aynı veya ters yönde akabilir. Böylece üç ana akış düzenlemesini düşünebiliriz: (1) paralel akış, (2) ters akış ve (3) çapraz akış. Termodinamik olarak, ters akış düzenlemesi en

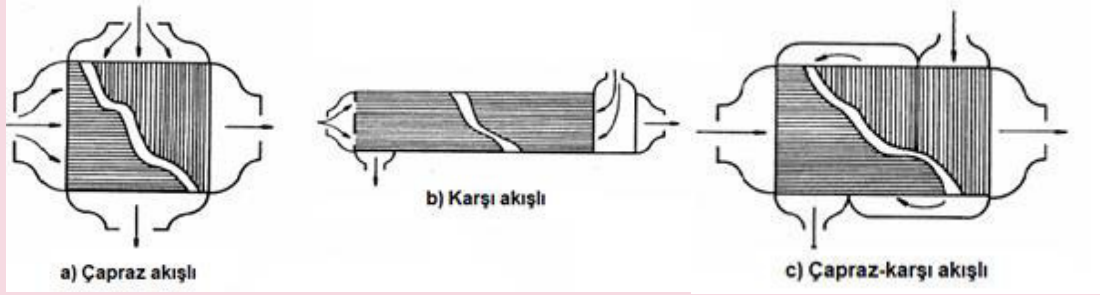
yüksek ısı (veya soğuk) geri kazanımını sağlarken, paralel akış geometrisi en düşük değeri verir. Çapraz akış düzenlemesi, ara termodinamik performans verirken, üstün ısı transfer özellikleri ve daha kolay mekanik düzen sunar. Belirli şartlar altında, hibrit bir çapraz-ters akış geometrisi, üstün ısı transfer performansı ile daha yüksek ısı (veya soğu) geri kazanımı sağlar. Bu nedenle, genel mühendislik uygulamasında, plaka-kanatçık tipi ısı değiştiricileri üç yapılandırmada kullanılır: (a) çapraz akış, (b) ters akış ve (c) çapraz karşı akış.

a) Çapraz Akış

Çapraz akışlı bir ısı değiştiricisinde, genellikle sadece iki akış kullanılır, böylece dağıtıcılara olan ihtiyaç ortadan kalkar. Başlık tankları, ısı değiştirici çekirdeğinin dört tarafında da bulunur ve bu düzenlemeyi basit ve ucuz kılar. Yüksek etkenlik gerekli değilse, iki akış geniş çapta farklı hacimli akış hızlarına sahipse veya bir ya da her iki akış da neredeyse izotermal ise (tek bileşenli yoğuşma veya kaynamada olduğu gibi), çapraz akış düzenlemesi tercih edilir. Tipik uygulamalar arasında otomobil radyatörleri ve bazı uçak ısı değiştiricileri bulunur (Şekil-4.11a)

a) Ters Akış

Ters akışlı ısı değiştirici, plaka akışlarından ısı veya soğuk geri kazanımı için termal olarak en etkili düzenlemeyi sağlar. Kriyojenik soğutma ve sıvılaştırma ekipmanları neredeyse yalnızca bu geometriyi kullanır. Başlıkların ve dağıtıcı kanallarının geometrisi karmaşıktır ve uygun tasarım gerektirir (Şekil-4.11b).



Şekil-4.11 Isı değiştirici akış düzenlemeleri

b) Çapraz-Ters Akış

Çapraz karşı akış geometrisi, çapraz akış yapılandırmasının üstün ısı transfer özelliklerine sahip ters akış ısı değiştiricisinin ısı etkenliğini sağlayan ters akış ve çapraz akış düzenlemelerinin bir melezidir. Bu düzenlemede, akışlardan biri düz bir yolda akarken, ikinci akış birinci akışına göre normal bir zikzak yolunu izler. Altiya kadar bu farklı tür geçişler kullanılabilir. Zikzak yol üzerinde karşılaşırsa, sıvı akışı, ısı değiştiricinin uzun tarafına, doğru akımına ters yönde hareket eder. Böylece akış düzeninin, yerel olarak çapraz akış kalırken küresel olarak ters akış olduğu görülebilir. Çapraz- ters akış ısı değiştiricileri, basit çapraz akışlı değiştiricilere benzer uygulamalarda kullanılır, ancak tasarımda daha fazla esneklik sağlar. Özellikle iki akımın oldukça farklı hava debisine sahip olduğu veya önemli ölçüde farklı basınç düşümlerine izin verdiği uygulamalar için uygundur. Daha büyük hava debisine sahip olan veya daha düşük bir izin verilen basınç düşümü değerine sahip olan akışkan, düz kanal boyunca akarken, diğer akış zikzak yolunu izler. Örneğin bir sıvı-gaz ısı değiştiricisinde, büyük hacimli bir akış debisine ve izin verilen düşük bir basınç düşümüne sahip olan gaz akımı düz yola atanırken, izin verilen yüksek bir basınç düşümüne sahip olan sıvı akışı yolu bir zikzak üzerinden akar. Bu düzenleme genel geometriyi optimize eder (Şekil-4.11c).

4.8.7 Kanatçık Geometrileri

Bir plaka-kanatçık tipi ısı değiştiricisinin performansı, diğer şeylerin yanı sıra, kanatçıkların geometrisi ile belirlenir. En yaygın kanatçık düzenlemeleri:

- (1) Dikdörtgen, trapez veya üçgen geçitli düz (düz ve kesintisiz) kanatçıklar,
- (2) Kesintisiz dalgalı kanatçıklar ve
- (3) Kesik şeritli, panjurlu, oyuk kanallı ve pim delikli kanatçıklar gibi kesikli kanatçıklar

Her kanatçık tipinin detayları aşağıda verilmiştir.

4.8.7.1 Düz Kanatçıklar

Bunlar, akışkan akış yönünde sürekli olan düz kanatçıklardır (Şekil-4.12a, b). Üçgen ve dikdörtgen kesitli bölümlerin geçişleri daha yaygın olmasına rağmen, kanatçıklara sadece imalat kısıtlamaları göz önünde bulundurularak istenen herhangi bir şekil-verilebilir. Üçgen dizilimdeki kanatçıklar yüksek hızlarda üretilebilir ve dolayısıyla dikdörtgen kanatçıklardan daha ucuzdur. Ama genellikle aynı geçit büyüklüğü ve kanatçık kalınlığı için dikdörtgen kanatçıklardan yapısal olarak daha zayıftır, aynı zamanda laminar akışta dikdörtgen kanatçıklara kıyasla daha düşük ısı transfer performansına sahiptir.

Düz kanatçıklar, çekirdek basınç düşümü nün kritik olduğu uygulamalarda kullanılır. Düz kanatçıklı bir ısı değiştirici, belirtilen basınç düşümü, ısı transferi ve kütleli akış debisi için kesilen kanatçıklardan daha küçük bir akış ön bakış alanı gerektirir. Elbette, gerekli geçiş uzunluğu daha yüksek bir toplam hacme yol açar.

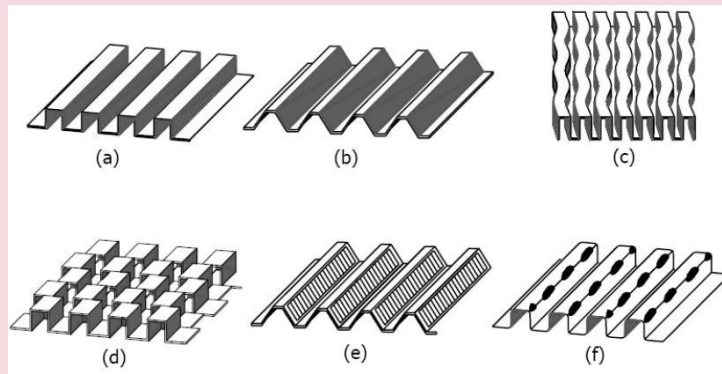
4.8.7.2 Dalgalı Kanatçıklar

Dalgalı kanatçıklar, düz kanatçıklarınkine benzer enine kesit şekillerine sahip, ancak akış yönüne dik olan döngüsel yanal kaymalarla kesintisiz kanatçık yüzeyleridir (Şekil-4.12c). Ortaya çıkan dalga formu etkili kesintiler sağlar ve karmaşık bir akış alanını etkinleştirir. Goertler girdaplarının oluşması nedeniyle ısı transferi artar. Bu karşı dönen girdaplar, akışkan içbükey dalga yüzeylerinin üzerinden geçerken oluşur ve bir tirbuşon benzeri akış modeli oluşturur.

Dalgalı bir alın yüzeyinin ısı transferi ve basınç düşümü özellikleri, düz ve kesikli şerit kanatçıklarının özellikleri arasında yer almaktadır. Sürtünme faktörü artan Reynolds sayısı ile düşmeye devam eder. Dalgalı kanatçıklar, ısı değiştiricilerin yüksek kütleli akış debisi ve ılımlı ısı hizmetlerle tasarlandığı hidrokarbon endüstrisinde yaygındır. Kesikli şerit kanatçıkların aksine, dalgalı kanatçıkların kalınlığı yüksek kanatçık yoğunlukları ile sınırlı değildir. Bu nedenle, dalgalı kanatçıklar, özellikle biraz zayıf ısı transfer katsayısını tolere edebilenler için, yüksek basınçlı akışlar için sıklıkla kullanılır.

4.8.7.3 Kesikli Şerit Kanatçıklar

Bu, yüksek performanslı plaka-kanatçık tipi ısı değiştiricilerde en yaygın kullanılan kanatçık geometrisidir. Düzenli aralıklarla akış yönüne normal olarak kesilmiş bir düz kanatçık seti olarak görülebilen bir kesikli yüzeyden oluşur, her bölüm kanatçık aralığının yarısı kadar yanal olarak kaydırılır (Şekil-4.3d). Yüzey kesintisi, iki bağımsız mekanizma ile ısı transferini artırır. Birincisi, periyodik olarak keserek ısı sınır tabakasının sürekli büyümesini önler. Daha ince olan sınır tabakası, sürekli kanatçık tiplerine kıyasla daha düşük ısı direnç sunar. Kritik bir Reynolds sayısının üstünde, kesintiye uğramış yüzeyler ek bir ısı transferi geliştirme mekanizması sunar. Akış alanında, kesilen kanatçıkların arka kenarlarından dökülen girdap şeklindeki salınımlar, ısı akış yüzeylerine doğru sürekli taze sıvı getirerek yerel ısı transferini artırır. Bu artışa basınç düşümündeki bir artış eşlik eder.



Şekil-4.12 Plaka kanatçık yüzey tipleri a) Düz trapez tip, b) Düz trapezoidal tipi, c) Dalgalı tip, d) Şaşırtmalı kesik plakalı kanatçık, e) Panjurlu ve f) Delikli trapez

Kesikli şerit kanatçığının ısı transfer performansı daha yüksek basınç düşümü pahasına genellikle karşılaştırılabilir geometrinin düz kanatçık yüzeyinin 5 katı kadardır. Belirlenen ısı transferi ve basınç düşümü gereksinimleri için, kesikli şeritli kanatçık yüzeyi, düz kanatçık ile karşılaştırıldığında biraz daha yüksek bir ön bakış alanı gerektirir, ancak daha kısa akış uzunluğu ve daha düşük toplam hacim ile sonuçlanır. Bu tür kanatçıkların istenmeyen bir özelliği yüksek Reynolds sayısında (sabit formdaki sürüklenmenin yüksek katkısı nedeniyle) ısı transfer performansı düşerken, sürtünme faktörünün neredeyse sabit kalmasıdır. Bu nedenle, kesikli şerit kanatçıkları çok yüksek Reynolds sayısı uygulamalarında daha az kullanılır. Öte yandan, havanın ayrıştırılmasında ve kütleli akış debisi düşük ve yüksek ısıl etkenliğin gerekli olduğu diğer kriyojenik uygulamalarda yaygın olarak kullanılırlar.

Şekil-4.12e'de gösterilen panjurlu kanatçık geometrisi kesik şerit kanatçıklarına benzerlik gösterir. Yarı şeritleri yanallı kaydırma yerine, kanadın küçük bölümleri yarılar ve akış yönüne göre 20° ila 45° döndürülür. Panjurlu kanatçık geometrisinin taban yüzeyi üçgen veya dikdörtgen şeklinde olabilir ve panjurlar birçok farklı biçimde kesilebilir.

Çok kanallı kanatçık, diğer kanatçık tiplerine kıyasla basınç düşümüne göre en yüksek ısı transfer katsayısına sahiptir. Panjurlu kanatçık yüzeyleri üzerindeki akış, kesikli şeritli kanatçık geometrisi boyunca benzerdir, burada sınır tabaka ayrılması ve girdap yayılımı etkin rol oynar. Panjur kanatçık performansının önemli bir yönü, akışın panjuru takip etme derecesidir. Düşük Reynolds sayısında akış neredeyse aksel yöne (kanal akışı) paraleldir, oysa yüksek Reynolds sayısında akış panjur yönündedir (sınır tabaka akışı). Panjurlu kanatçıklar, otomotiv ısı değiştiricilerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Şekil-4.12.f'de gösterilen delikli kanatçıklar, akış kanallarını oluşturmak için katlanmadan önce kanatçık materyalinde aralıklı desenli deliklerin açılmasıyla yapılır. Kanallar yuvarlak veya dikdörtgen delikli olarak üçgen veya dikdörtgen olabilir. Sınır geometrisi kesintileri ile birlikte bu geometri, düz kanatçıklara göre kesin bir gelişme olsa da performansı genellikle iyi bir kesikli şerit kanatçıktakinden daha düşüktür. Ayrıca, delikli kanatçık, delik oluştururken çıkartılan malzeme hurda olarak atıldığından, geliştirilmiş bir yüzey oluşturmanın israfçı bir yolunu temsil eder. Delikli kanatçıklar şimdi sadece yağ soğutucularındaki türbülötörler gibi sınırlı sayıda uygulamada kullanılmaktadır.

Bir pim kanatçıklı ısı değiştiricide, çok sayıda küçük pim, plakalar arasına bir sandaviç gibi aralıklı düzende sıkıştırılmıştır. Pimler yuvarlak, eliptik veya dikdörtgen kesitli olabilir. Bu tür kanatçıklı yüzeyler, çok katlı veya kesikli şerit kanatçıklarına kıyasla düşük kompaktlık ve birim yüzey alanı başına yüksek maliyet nedeniyle yaygın olarak kullanılmamaktadır. Pimlerin arkasına giren girdap nedeniyle, çoğu ısı değiştirici uygulamasında genellikle kabul edilmeyen gürültü ve akış kaynaklı titreşimler üretilir. Pim kanatçık yüzeylerinin potansiyel uygulaması, basınç düşümünün ihmal edilebileceği düşük akış hızlarındadır ($Re < 500$). Pim kanatçıkları, kanatçık tarafında serbest taşınım akışı olan elektronik soğutma cihazları olarak kullanılır.

4.8.8 Isı Transferi ve Akış Sürtünme Karakteristikleri

Bir ısı değiştirici yüzeyinin ısı transferi ve akış sürtünme özellikleri, genellikle boyutsuz biçimde ifade edilir ve basitçe yüzeyin ısı özellikleri veya temel verileri olarak adlandırılır. Bu özellikler Colburn faktörü J ve Sürtünme faktörü f ile Reynolds sayı Re arasındaki farklılıklar için farklı olan ilişkiler bakımından sunulmaktadır. Colburn ve Sürtünme faktörleri, ilişkilerle tanımlanır:

$$J = \frac{h Pr^2}{G_s C_p} = \frac{4 f L G^2}{2 D_h \rho} \quad (4.2)$$

Burada;

h : taşınım ısı transfer katsayısı (W/m^2K)

G_s : kütle akışı ($kg/s.m^2$) [minimum serbest akış alanı temelinde]

L : akış geçidi uzunluğu (m)

D_h : hidrolik çap (m)

ρ : akışkanın ortalama yoğunluğu (kg/m^3)

Sürtünme faktörü f , hem viskoz kayma kuvvetini (yüzey sürtünmesi) hem de basınç kuvvetlerini (form sürtünmesini) dikkate alır. Bu yaklaşım biraz keyfidir çünkü hidrolik çap dışındaki geometrik değişkenler yüzey performansı üzerinde önemli bir etkiye sahip olabilir. Ayrıca her bir yüzey tipi için J ve f verilerinin ayrı ayrı sunulması gerekli hale gelir. Bu şekilde sunulan J ve f verileri, tam bir geometrik benzerliğin korunması koşuluyla herhangi bir hidrolik çaptaki yüzeylere uygulanabilir.

Plaka kanatçık yüzeylerindeki en eski ve en güvenilir deneysel J ve f kaynaklarından biri Kays ve London [1] tarafından hazırlanan monografli Kompakt Isı Değiştiriciler'dir. Son baskıdan yaklaşık yirmi yıl geçmesine rağmen, açık kaynaklarda bu veri tabanına önemli bir ilave olmamıştır. Isı transfer katsayısı ve sürtünme faktörünün sayısal tahminine yönelik girişimlerde bulunulmuştur; ancak, genellikle deneysel verileri eşleştirememiştir. Bununla birlikte, sanayide, özellikle daha az kritik tasarımlarda geniş uygulama alanı bulmuş olan Kays ve London verilerinden çeşitli deneysel korelasyonlar ortaya çıkmıştır. Kritik uygulamalar için, her kanatçık geometrisi için J ve f faktörlerinin doğrudan deneysel olarak belirlenmesi tek seçenek olarak kalır.

Bir plaka-kanatçık tipi ısı değiştiricisinde, akış yolunun hidrolik çapı, yakından yerleştirilmiş kanatçıklar nedeniyle genellikle küçüktür. Düşük yoğunluklu gazlarla çalışma, akış yolundaki gaz hızı düşük tutulmadıkça aşırı basınç düşmesine neden olur. Bu faktörler, çalışma Reynolds sayısını 10 000'den az olarak ifade eder; yaygın Re aralığı çoğu uygulamalarda 500 ila 3000 arasındadır.

4.8.9 Dikdörtgen Kesik Şeritli Kanatçık Yüzeyleri

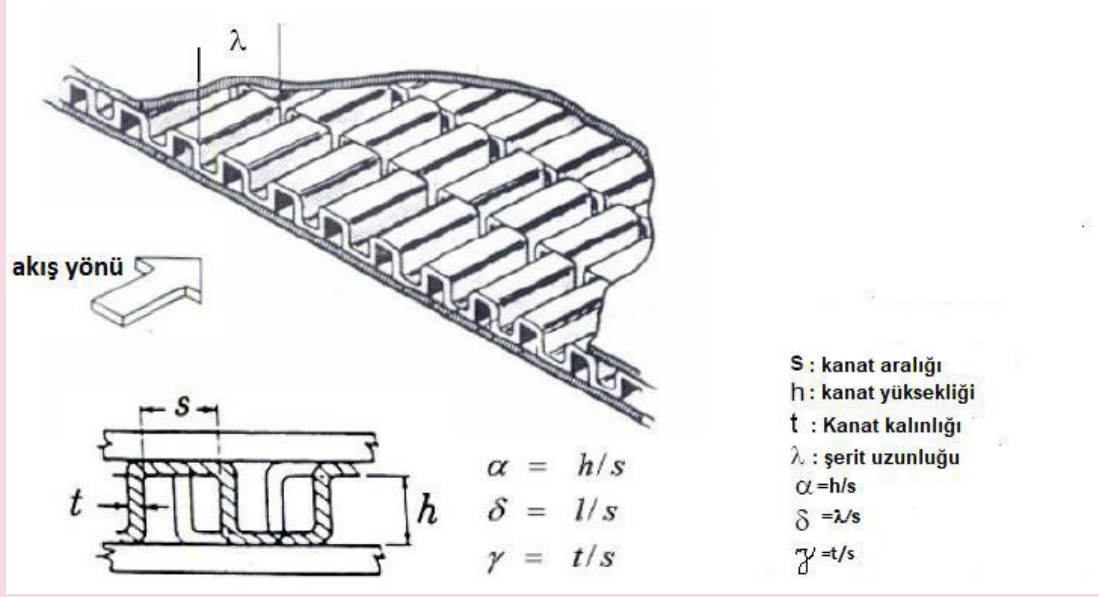
Kesik şerit kanatçığı, özellikle kriyojenik ve uçak uygulamalarında kullanılan yüksek verimli ısı değiştiricilerinde, en yaygın kullanılan plakalı yüzeylerden biridir. Bu kanatçıklar, akış yönü boyunca periyodik olarak bir dizi düz dikdörtgen kanat kesilerek ve böylece her bir şeridin kaydırılmasıyla oluşturulur. Bu şekilde kanat aralığının yarısı dönüşümlü olarak sola ve sağa kaydırılır. Bu nedenle akış periyodik olarak kesilir, yeni sınır tabakalarının oluşması ve bunun sonucunda ısı transferinin artması sağlanır. Akışın kesilmesi, aynı zamanda daha yüksek bir etkili sürtünme faktörü değeri ile ortaya çıkan daha büyük viskoz basınç düşümüne yol açar. Cidar kaymasının etkisine ek olarak, akıma karşı direnç, akışa bakan kanatçıklı bölümlerin ön kenarları boyunca sürtünme nedeniyle ve arka kenar girdapları nedeniyle de artar. Etkin ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü, yukarıdaki mekanizmaların birleşik etkileridir.

4.8.9.1 Kesik Şeritli Kanatçık Geometrisi

Kesik şeritli kanatçık yüzeyinin geometrisi aşağıdaki parametrelerle açıklanmaktadır:

1. Kanatçık kalınlığı hariç kanat aralığı
2. Kanatçık kalınlığı hariç kanat yüksekliği (h)
3. Kanatçık kalınlığı (t)
4. Akış yönündeki şerit uzunluğu (-)

Yandan kesikli kanatçık genellikle tek tiptir ve kanatçık kalınlığı dâhil kanatçık boşluğunun yarısına eşittir. Şekil-4.13, dikdörtgen kesik şeritli kanatçık yüzeyinin şematik bir görünüşünü gösterir ve geometrik parametreleri tanımlamaktadır. Aşağıdakiler, temel kanatçık boyutlarından türetilen bazı yaygın olarak kullanılan ikincil parametrelerdir.



Şekil-4.13 Tipik kesik şeritli kanatçıklı yüzey geometrisi

4.8.10 Magahanic Korelasyonu Kullanarak Kompakt Plaka Kanatçıklı Isı Değiştirici Tasarımı

1) Isı transferi veri özellikleri

- Kanatçık kalınlığı (t) = 0.2 mm
- Kanatçık sıklığı (f) = 714.25 metre başına kanatçık (0.71425 mm başına)
- Kanatçık uzunluğu (l) = 1.5 mm
- Kanatçık yüksekliği (h) = 9.3 mm
- Kanatçık aralığı (s) = $(1/f) - t = (1000/714.25) - 0.2 = 1.2$ mm
- Plaka kalınlığı (b) = $h + t = 9.3 + 0.2 = 9.5$ mm
- Serbest akış alanı (A_{ff}) = $(s - t) s = (1.2 - 0.2) \times 9.3 = 9.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
- Ön bakış alanı (A) = $(h + t)(s + t) = (9.3 + 0.2)(1.2 + 0.2) = 13.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
- Isı transfer alanı (A_s) = $2 h l + 2 s l + 2 h t$
 $= 2 \times 9.3 \times 1.5 + 2 \times 1.2 \times 1.5 + 2 \times 9.3 \times 0.2 = 35.22 \text{ mm}^2$
- Kanatçık alanı (A_f) = $2 s l + 2 s t = 2 \times 9.3 \times 1.5 + 2 \times 9.3 \times 0.2 = 31.62 \text{ mm}^2$
- Eşdeğer Çap = $D_h = 2 h l (s - t) / (ls + hl + ht)$
 $= (2 \times 1.5 \times 9.3 (1.2 - 0.2)) / (1.5 \times 1.2 + 9.3 \times 1.5 + 9.3 \times 0.2) = 1.58 \text{ mm}$
- Kanatçık alanı / toplam ısı transfer alanı = $(A_f/A_s) = 31.62 / 35.22 = 0.8977$
- Serbest akış alanı/ön bakış alan oranı (σ) = $A_{ff}/A = 9.3/13.3 = 0.69924$
- $\alpha = s/h = 1.2/9.3 = 0.129$
- $\delta = l/s = 1.5/1.2 = 1.25$
- $\nu = t/s = 0.2/1.2 = 0.166$

2) Veri Girişi

Kanatçık malzemesi: Al

Kanatçık malzemesinin ısı iletkenliği: (k_f) = 150 W/m-K

Uç plaka kalınlığı: 6 mm

Uç çubuk kalınlığı: 6 mm

	Sıcak akışkan	Soğuk akışkan
Giriş sıcaklığı	310° C	99,716° C
Çıkış sıcaklığı	124,26° C	301,54° C
Kütleli debi	0,0822 kg/s	0,07791 kg/s

<i>Basınç girişi</i>	8 bar	1,15 bar
<i>İzin verilen basınç düşümü</i>	0,05 bar	0,05 bar
<i>Ortalama sıcaklıktaki yoğunluk</i>	1,583	1,711

3) Kabuller

Ortalama cidar sıcaklığı 200 K

<i>Genişlik (w)</i>	0,115 m	0,115 m
<i>Katman sayısı (n)</i>	5	4
<i>Plakalar arasındaki alan</i>	0,0054625 m ²	0,00437 m ²

$A = (wbn)$

Sıcak akışkan için = 0.115 x 9.5 x 5

Soğuk akışkan için = 0.115 x 9.5 x 4

Serbest akış alanı (A_{ff}): 0,003819643 m² 0,003055714 m²

$(A_{ff} = A \sigma)$

Sıcak akışkan için = 0.0054625 x 0.699

Soğuk akışkan için = 0.00437 x 0.699

4) Taşınım Isı Transfer Katsayısı

$$a) \text{Yığın sıcaklığı} = (\text{giriş sıcaklığı} + \text{çıkış sıcaklığı}) / 2 \quad (4.3)$$

$$= (310 + 124.26) / 2 = 217.13 \text{ (sıcak sıvı)}$$

$$= (301.54 + 124.26) / 2 = 200.628 \text{ (soğuk sıvı)}$$

$$b) \text{Ortalama film sıcaklığı} = (\text{duvar sıcaklığı} + \text{yığın sıcaklığı}) / 2 \quad (4.4)$$

$$= (200 + 217.13) / 2 = 208.56 \text{ (sıcak sıvı)}$$

$$= (200 + 200.628) / 2 = 200.314 \text{ (soğuk sıvı)}$$

Özellikleri

	<u>Sıcak akışkan</u>	<u>Soğuk akışkan</u>
<i>Özgül ısı (C_p)</i>	1043 J/Kg-K	1043 J/Kg-K
<i>Mutlak viskozite (μ)</i>	0,0000134 Pa.s	0,00001295 Pa.s
<i>Prandtl sayısı</i>	0,74767	0,75

$$c) \text{Gövde kütle akısı (G)} = \frac{\dot{m}_{ff}}{A_{ff}} = \frac{0.0822}{0.003819643} \quad (4.5)$$

$$G = 21,5203 \text{ kg / sm}^2 \text{ (sıcak akışkan)}$$

$$= (0,07791 / 0,003055714)$$

$$= 25,4964 \text{ kg / sm}^2 \text{ (soğuk akışkan)}$$

$$d) \text{Reynolds sayısı: (Re)} = GD / \mu \quad (4.6)$$

$$= (21,5203 \times 1,58 \times 10^{-3}) / 0,0000134$$

$$= 2544,421806 \text{ (sıcak sıvı)}$$

$$= (25,4964 \times 1,58 \times 10^{-3}) / 0,00001295$$

$$= 3110,769405 \text{ (soğuk sıvı)}$$

$$Re_f^* = 648,25 (h/s)^{-0.06} (l/s)^{0.1} (t/s)^{-0.196} \quad (4.7)$$

$$= 648,25 (7,75)^{-0.06} (1,25)^{0.1} (0,166)^{-0.196}$$

$$= 833,554$$

$$Re_j^* = 1568,58 (h/s)^{-0.217} (l/s)^{-1.433} (t/s)^{-0.217} \quad (4.8)$$

$$= 1568.58 (7.75)^{-0.217} (1.25)^{-1.433} (0.166)^{-0.217}$$

$$= 1078,6801$$

$$Re > Re^*$$

$$f = 0.32 (Re)^{-0.287} (h/s)^{0.221} (l/s)^{-0.185} (t/s)^{-0.023} \quad (4.9)$$

$$= 0.32 (2544.4218)^{-0.287} (7.75)^{0.221} (1.25)^{-0.185} (0.166)^{-0.023}$$

$$f = 0,053 \text{ (sıcak akışkan)}$$

$$f = 0,050 \text{ (soğuk akışkan)}$$

$$J = 0.18 (Re)^{-0.42} (h/s)^{0.288} (l/s)^{-0.184} (t/s)^{-0.05} \quad (4.10)$$

$$= 0.18 (2544.4218)^{-0.42} (7.75)^{0.288} (1.25)^{-0.184} (0.166)^{-0.05}$$

$$= 0.0111 \text{ (sıcak akışkan)}$$

$$J = 0.0126 \text{ (soğuk akışkan)}$$

Basınç düşümü/uzunluk:

$$\frac{p}{L} = \frac{F G^2}{2\rho D_h} = \frac{0.053 \times 21.52033^2}{2 \times 1.583 \times 10^{-3} \times 1.58} \quad (4.11)$$

$$= 4906.8832 \text{ Pa / m (Sıcak akışkan)}$$

$$= 6011.6078 \text{ Pa / m (Soğuk akışkan)}$$

$$h = \frac{J C_p G}{Pr^{(2/3)}} = \frac{0.0111 \times 1043 \times 21.5203}{0.74767^{(2/3)}} \quad (4.12)$$

$$= 302.4467 \text{ W/m}^2\text{K (sıcak akışkan)}$$

$$= 405.9066 \text{ W/m}^2\text{K (soğuk akışkan)}$$

Kanatçık parametresi:

$$M = \sqrt{\frac{2h}{k_f t}} = \sqrt{\frac{2 \times 1000 \times 302.4467}{150 \times 0.2}} \quad (4.13)$$

$$= 141.9968 \text{ (sıcak akışkan)}$$

$$= 164.5005 \text{ (soğuk akışkan)}$$

$$Ml_f = M b/2 = 141.9968 \times 9.5 \times 10^{-3} / 2 \quad (4.14)$$

$$= 0.6744846 \text{ (sıcak akışkan)}$$

$$= 0.781377 \text{ (soğuk akışkan)}$$

$$\eta_f = \tanh(Ml) / Ml = \tanh(0.6744846) / 0.6744846 \quad (4.15)$$

$$= 0.87166 \text{ (sıcak akışkan)}$$

$$= \tanh(0.781377) / 0.781377$$

$$= 0.83633 \text{ (soğuk akışkan)}$$

$$\text{Genel verim} = \eta_o = 1 - (A_f/A_s) (1 - \eta_f) \quad (4.16)$$

$$= 1 - 0.8977 (1 - 0.87166)$$

$$\eta_{oh} = 0.88478 \text{ (sıcak akışkan)}$$

$$= 1 - 0.8977 (1 - 0.83633)$$

$$\eta_{oc} = 0.85307 \text{ (soğuk akışkan)}$$

5) Toplam ısı transfer katsayısı (W /m²K)

$$a) \text{ Toplam alan / ayırma duvarı alanı } \left(\frac{A_o}{A_w} \right) = \frac{(1-ft)}{\left(1 - \frac{A_f}{A_s}\right)} = \frac{1-714,25 \times 0.2 \times 10^{-3}}{(1-0.8977)} \quad (4.17)$$

$$= 8.3787 \text{ m}^2/\text{m}^2$$

b) Toplam ısı direnç

$$\frac{1}{U_o} = \frac{n_c \dot{m}_c}{n_h \dot{m}_h (\eta_h h_h)} + \frac{\alpha A_o}{K_w A_w} + \frac{1}{\eta_c h_c} \quad (4.18)$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{4 \times 0.07791}{5 \times 0.0822(0.88478 \times 302.4467)} + \frac{0.129 \times 0.85715}{150 \times 0.1023} + \frac{1}{0.85307 \times 405.9066}$$

$$2.833526159 \times 10^{-3} + 7.205757576 \times 10^{-3} + 2.887946993 \times 10^{-3} = 0.01292723 \text{ m}^2 \text{K/W}$$

$$U_o = 77.356 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

6) Isı transfer alanı [m²]

$$\text{Isı eşanjörü için } UA = 1088 \text{ W/K ise } A_T = \frac{1088}{77.356}$$

$$\text{Gerekli ısı transfer alanı } A_T = 14.0648 \text{ m}^2$$

Gerekli ısı transfer alanı / uzunluğu

$$A_T / L = 4A_{\min(ff)} / D_h = 4 \times 0.003055714 / 1.58 \times 10^{-3} = 7.73598481 \text{ m}^2/\text{m} \quad (4.19)$$

$$L = \frac{14.0648}{7.73598481} = 1.8181 \text{ m}$$

Gerekli ısı eşanjörü uzunluğu

$$L = 1.82 \text{ m}$$

7) Basınç düşümü

$$\frac{p}{L} = \left(f G^2 / 2 \rho D_h \right) = 4906.8832 \text{ ise } p = 1.82 \times 4906.8832$$

$$= 8930.52 \text{ Pa (sıcak akışkan)}$$

$$= 10941.12 \text{ Pa (soğuk akışkan)}$$

8) Son boyutlar

Gövde uzunluğu $L_w = 1820 \text{ mm}$ (uzunlamasına ısı iletimi olmadan)

Gövde genişliği $w = 115 \text{ mm}$

Toplam genişlik $w_t = 115 + 2 \times 6 = 127 \text{ mm}$

Sıcak tarafı sayısı $n_h = 5$

Soğuk tarafı sayısı $n_c = 4$

Gövde yüksekliği $h_w = (n_c + n_h) \times b + (n_c + n_h) \times a = (4+5) \times 9.5 + (4+5) \times 0.8 = 92.7 \text{ mm}$

Toplam yükseklik $h_t = 92.7 + 2 \times 6 = 104.7 \text{ mm}$

9) Uzunluğun Isı İletimine Etkisi

Isı iletim alanı: A_w

A_w : çekirdek genişliği x sıcak tarafın toplam yüksekliksiz akış alanı-soğuk tarafın serbest akış alanı

$$A_w = w h_t - (A_{ffw} + A_{ffc}) \quad (4.20)$$

$$= 115 \times 104.7 - (3819 + 3055)$$

$$= 5165 \text{ mm}^2$$

$$C_{min} = \dot{m}_c C_p = 0.07791 \times 1043 \quad (4.21)$$

$$= 81.26$$

Film katsayısı (Film on Substrate: FOS) = 2.47

$$UA = UA_o \times FOS \quad (4.22)$$

$$= 1088 \times 2.47$$

$$= 2687.36$$

$$NTU = UA/C_{min} \quad (4.23)$$

$$NTU = (2687.36) / 81.26 = 33.071$$

$$\lambda = (K_w A_w) / L C_{min} \quad (4.24)$$

$$= (150 \times 0.005165) / (1.82 \times 81.26)$$

$$= 0.0052375$$

$$\gamma = \lambda NTU C_R \quad (4.26)$$

$$= 0.0052375 \times 33.071 \times 0.947 = 0.164$$

$$\gamma = \frac{(1-C_R)}{(1+C_R)(1+Y)} = \frac{(1-0.9478)}{(1+0.9478)(1+0.3649)} = 0.0196 \quad (4.27)$$

$$\phi = \gamma \left(\frac{Y}{(1+Y)} \right)^{0.5} \left(\frac{(1+\gamma)Y}{(1-\gamma(1+\gamma)Y)} \right) = 0.0196 \left(\frac{0.3649}{1.3649} \right)^{0.5} \left(\frac{(1.0196) \times 0.3649}{(1-0.0196 \times 1.0196 \times 0.3649)} \right) = 0.0038 \quad (4.28)$$

$$\psi = \frac{(1+\phi)}{(1-\phi)} = \frac{(1+0.0038)}{(1-0.0038)} = 1.0076 \quad (4.29)$$

$$r_1 = \frac{(1-C_R)NTU}{(1+\lambda NTU C_R)} = \frac{(1-0.9478) \times 33.071}{(1+0.0052375 \times 33.071 \times 0.9478)} = 1.428 \quad (4.30)$$

$$1 - \varepsilon = \frac{(1-C_R)}{(\psi e^{r_1} - C_R)} = \frac{(1-0.9478)}{(1.0076 \times e^{1.428} - 0.9478)} = 0.016 \quad (4.31)$$

$$\varepsilon = 0.984$$

$$\text{Isı değiştirici alanı} = 15.605 \text{ m}^2$$

$$\text{Gerekli uzunluk} = 2.022 \text{ m}$$

10) Isı Değiştiricisinin Değerlendirmesi

$$\text{Serbest akış alanı} (A_{ff}) = 9.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\text{Isı transfer alanı} (A_s) = 35.22 \text{ mm}^2$$

$$l = 1.5 \text{ mm}$$

$$D_{eq} = 1.58 \text{ mm}$$

$$\text{Ön bakış alan oranı} (\sigma) = A_{ff} / A$$

$$= 9.3/13.3$$

$$= 0.69924$$

$$\text{Ortalama film sıcaklığı} = (\text{duvar sıcaklığı} + \text{yığın sıcaklığı}) / 2$$

$$= (200 + 217.13) / 2$$

$$= 208.56 \text{ K (sıcak sıvı)}$$

$$= (200 + 200.628) / 2$$

$$= 200.314 \text{ K (soğuk sıvı)}$$

Isı değiştirici için, UA

$$UA = 1088 \text{ W/K}$$

$$C_{\text{sıcak}} = 85.73$$

$$C_{\text{soğuk}} = 81.26$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{81.26}{85.73}$$

$$= 0.94$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1088}{81.26} = 13.38$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C^*)}}{1 - C^* e^{-NTU(1-C^*)}} = \frac{1 - e^{-13.38(1-0.94)}}{1 - 0.94 e^{-13.38(1-0.94)}} = \frac{-0.551927}{-0.578811}$$

$$= 0.95$$

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_{\max}} (T_{h,i} - T_{c,i}) = 310 - 0.95 \times 0.94 (310 - 99.716)$$

$$= 122 \text{ C}$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_{\max}} (T_{h,i} - T_{c,i}) = 99.716 + 0.95 \times 0.94 (310 - 99.716)$$

$$T_{c,o} = 287.5 \text{ C}$$

$$Q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) = 0.95 \times 81.26 (310 - 99.716)$$

$$Q = 16233.29 \text{ J}$$

$$\text{Basınç düşümü } p / L = (fG^2 / 2\rho D_h)$$

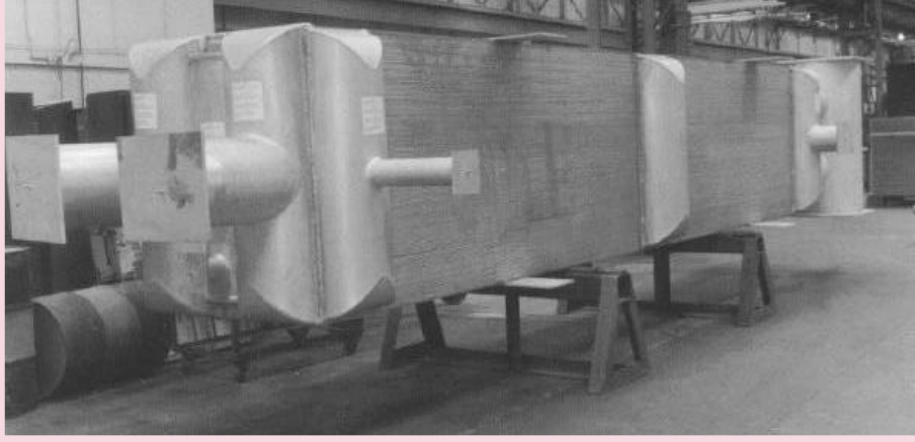
$$= 8930.52 \text{ Pa (sıcak akışkan)}$$

$$= 10941.12 \text{ Pa (soğuk akışkan)}$$

4.9 LEHİMLİ PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

4.9.1 Giriş

Bu bölüm, bir örneği Şekil-4.14'de gösterildiği gibi lehimli plakalı kanatçıklı ısı değıştircilerini açıklamaktadır.



Şekil-4.14 Alüminyum plakalı ısı değıştirci

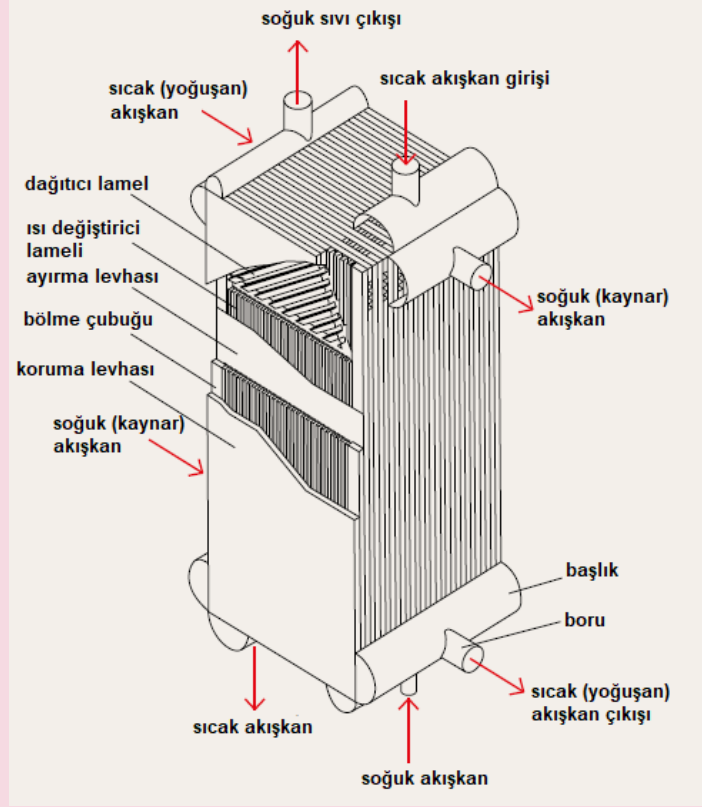
4.9.2 Tasarım

Isı değıştircisi, bir sandviç yapıda bir dizi yassı plaka ve oluklu kanattan oluşur. Boru plakaları (yani ayırma plakaları) birincil ısı transferini yüzeyini sağlar. Boru plakaları, münferit katmanlar arasında kalıbı oluşturmak için istif içindeki kanatçık katmanları ile birlikte alternatif olarak konumlandırılır. Bu elemanlar tam bir gövde içine yerleştirilmiş ve daha sonra integral bir birim oluşturmak için vakumla lehimlenir. Tipik bir plaka kanatçıklı ısı değıştirci göbeği boyunca bir kesit Şekil-4.15'de gösterilmiştir.

Isı transfer kanatları, ısı transferi için ikincil ısıtma yüzeyini sağlar. Kanat tipleri, yoğunlukları ve yükseklikleri, değıştircilerin, basınç düşümü ne karşı ısı transfer performansı bakımından bireysel müşteri gereksinimlerini karşılamak üzere özel olarak yapılmasını sağlamak için değıştirilebilir.

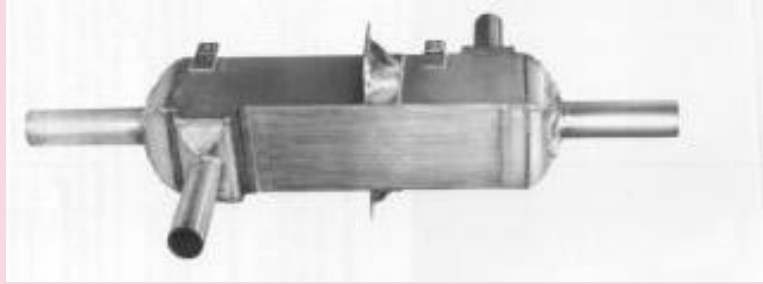
Dağıtıcı kanatlar, ısı transfer akışkanını başlık tankından girişteki ısı transfer kanatlarına toplar ve dağıtır ve işlemi çıkışta tersine çevirir. Dağıtım kanatları, ısı transfer kanatlarıyla aynı aralıktan alınır, ancak daha az yoğun olma eğilimindedir.

Isı değıştircisi gövdesi daha sonra başlıkları, destek plakalarını ve besleme/boşaltma borularını içeren kaynaklı bir yapıya yerleştirilir.



Şekil-4.15 Lehimli alüminyum plaka kanatçıklı ısı değiştiricisinin gövde çekerdek yapısı

Çoğu plaka kanatçıklı ısı değiştiricisi, vakum lehimli bir göbeğe sahip alüminyumdan yapılmıştır. Korozyona dayanıklı ve ısıya dayanıklı lehim alaşımları kullanılabilir; örneğin, plaka kanatçıklı ısı değiştiricileri paslanmaz çelik, çeşitli nikel bazlı alaşımlar ve diğer bazı özel alaşımlarda da monte edilebilir. Paslanmaz çelik ünite Şekil-4.16'da gösterilmiştir.



Şekil-4.16 Paslanmaz çelik plakalı ısı değiştirici

4.9.3 Çalışma Sınırları

Bir plaka kanatçıklı ısı değiştiricinin maksimum çalışma sıcaklığı, yapı malzemelerinin bir fonksiyonudur. Alüminyum lehimli plakalı kanatçıklı ısı değiştiricileri boruya ve başlık alaşımlarına bağlı olarak kriyojenik sıcaklıklar $-270\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dan $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar kullanılabilir. Paslanmaz çelik plaka kanatlı ısı değiştiricileri, titanyum alaşımlı ise $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar çalışabilir, genelde üniteler $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye yaklaşan sıcaklıkları tolere edebilir.

Alüminyum lehimli üniteler, fiziksel boyutuna ve maksimum çalışma sıcaklığına bağlı olarak 120 bara kadar çalışabilir. Paslanmaz çelik plaka kanatlı ısı değiştiricileri şu anda 50 bar ile sınırlandırılmış olup, kapasiteyi 90 bar'a çıkaracak gelişmeler beklenmektedir. Difüzyona bağlı bir yapı kullanılarak daha yüksek basınçlara tolere edilebilir.

Bir plaka kanatçıklı ısı değiştiricisinin boyutu, çekirdeği monte etmek için kullanılan prosedürün bir fonksiyonudur. Vakum lehimli alüminyum ünitelerde, 6,25 m x 2,4 m x 1,2 m modülleri mevcuttur.

Lehimli alüminyum plaka kanatçıklı değiştiricileri seçerken, mühendis aşağıdakilerden emin olmalıdır:

- Tüm sıvılar temiz ve kuru olmalıdır. Partikül maddeyi 0,3 mm'den daha fazla uzaklaştırmak için filtrasyon kullanılmalıdır.
- Sıvılar alüminyuma zarar vermemelidir. Kapalı bir halka ise ve korozyon önleyici maddeler içeriyorsa su uygundur.
- Sıvılar –270 ila + 200°C sıcaklık aralığında olmalıdır.
- Maksimum tasarım basıncı 120 bar'dan az olmalıdır.

Tablo 4.1 Lehimli plaka kanatçık çeşitleri

Kanatçık tipi	Uygulama	Özellikler	
		Bağıl dP	Bağıl ısı transferi
Düz	Genel	En düşük	En düşük
Delikli plaka	Kaynamalı akışlar	Düşük	Düşük
Zikzaklı plaka	Düşük basınç kayıplı gaz akışları Yüksek basınç akışları Hidrokarbon ve doğal gaz akış uygulamaları	Yüksek	Yüksek
Tırtıklı	Hava ayrıştırılmasındaki gaz akışları	En yüksek	En yüksek

4.9.4 Ana Uygulamalar

Plaka kanatçıklı değiştirici, gaz-gaz, gaz-sıvı ve çok fazlı işler için çok çeşitli sıcaklık ve basınçlarda kullanım için uygundur. Genellikle, bunlar:

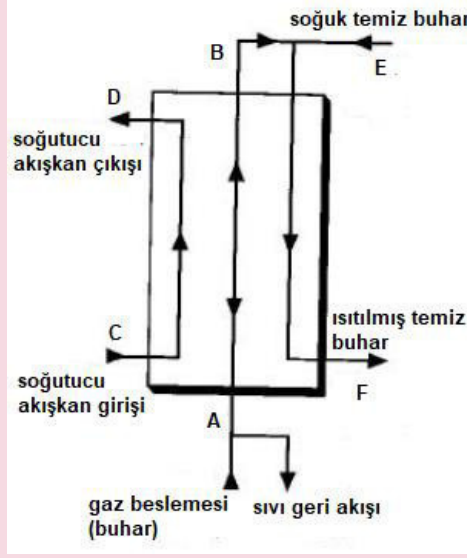
- Kimya ve petrokimya tesisi:
 - Aşındırıcı ve aşındırıcı kimyasallar.
 - Amonyak ve metanol tesisi.
 - Etilen ve propilen üretimi.
 - Oksijen tesisi.
 - Asal gaz geri kazanımı.
 - Hidrojen tesisi.
- Hidrokarbon açık deniz uygulamaları:
 - Kompresör soğutucuları.
 - Yakıt işleme ve iklimlendirme tesisi.
- Çeşitli uygulamalar:
 - Yakıt hücreleri.
 - Isı geri kazanım tesisi.
 - Kirlilik kontrol sistemleri.

Tipik gaz/gaz uygulamalarına ek olarak; gaz sıvılaştırma işlemlerinde, aşağıdaki iki genel uygulamada, plaka kanatçıklı ısı değiştiricileri giderek daha fazla kullanılmaktadır:

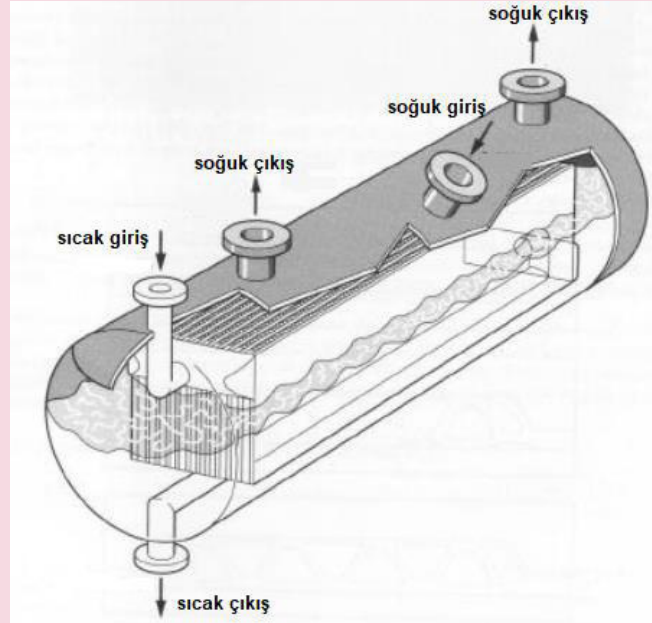
- **Safılaştırıcılar:** Bir safılaştırıcı, etilen geri kazanımı ve hidrojen safılaştırması gibi uygulamalarda sıvıları kısmen yoğuşturmak/arındırmak için kullanılan bir geri akışlı ısı değiştiricidir. Isı değiştirici düzenlemesi Şekil-4.17'de gösterilmektedir. Safılaştırma gerektiren besleme akışı tipik olarak az miktarda daha ağır bileşenler içeren düşük moleküler ağırlıklı bir gazdır. Kısmen soğutulmuş besleme akımı, A noktasındaki plaka kanatçıklı ısı değiştiricisine girmekte ve ayrı soğutucu akışkan akımı ve bir üçüncü işlem buharı (E-F) ile soğutulmaktadır. Plaka kanatçıklı ısı değiştirici dikey olarak monte edilir, böylece besleme gazı yukarı

doğru akarken soğur. Yoğuşma daha sonra kütle transferinin (düzeltme) gerçekleştiği gaz akışına karşı geri döner.

- **Kompakt su ısıtıcıları:** Plaka kanatçıklı ısı değiştirici çekirdeklerinin, Şekil-4.18'de gösterildiği gibi, su ısıtıcısı yeniden başlatıcılarının temeli olarak kullanılması, geleneksel gövde ve boru yeniden başlatıcılarına kıyasla önemli ölçüde küçülmelere izin verir. Isıl avantajların yanı sıra, plaka kanatçıklı ısı değiştirici bazlı ünite daha düşük bir sıvı taşınması sergiler, mekanik bağlantılar elimine edilir ve onarım veya değiştirme için göbeklerin çıkarılması kolaylaştırılır.



Şekil-4.17 Plaka kanatçıklı değiştirici saflaştırıcı düzenlemesi



Şekil-4.18 Bir Su ısıtıcı reboylar çekirdeği olarak alüminyum plakalı ısı değiştiricinin kullanımı

4.9.5 Gövde-Boru Tipi Isı Değiştiriciler ile Karşılaştırma

6 kanat/cm olan bir plaka kanatçıklı ısı değiştirici, her m^3 hacim için yaklaşık $1300 m^2$ yüzey sağlar. Bu değiştirici, 19 mm borulu eşdeğer bir kabuğun hacminin yaklaşık %10'u ve borulu değiştirici olacaktır.

4.10 SPİRAL ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

4.10.1 Giriş

Spiral ısı değıştirci tasarımı, her iki ortam için aynı akış karakteristiklerini elde ederek ısı transfer ekipmanlarında idealdir. Spiral bir ısı değıştircininin klasik tasarımı basit olup; bazik spiral eleman, iki eş merkezli spiral kanal oluşturan bir merkezi çekirdek etrafına sarılmış iki metal şeritten imal edilmiştir. Normalde, bu kanallar, sıcak ve soğuk akışkanların birbirine karışmamasını sağlamak için sırayla kaynaklanır.

Isı değıştirci, farklı kanal genişlikleri kullanılarak, ilgili işlem için optimize edilebilir. Kanal genişliği normalde 5 ila 30 milimetre arasındadır. Isı değıştircisi eksenli boyunca plaka genişliği, ısı değıştirci çapının olduğu gibi 2 m olabilir, bu da 600 m²'ye kadar ısı transfer alanları verir.



Şekil-4.19 Uç kapağı çıkarılmış spiral ısı değıştirci (bir spiral kanalına erişim sağlama)

Her kanalın açık tarafına contalı yassı kapaklar takılmıştır, bu da kolay erişim ve düşük bakım maliyetleri sağlar.

Spiral ısı değıştircileri kendi kendini temizleme eğilimindedir. Düzgün ve kavisli kanallar, zor akışkanlarla daha düşük kirlenme eğilimi sağlar. Her akışkan sadece bir kanala sahiptir ve herhangi bir lokal kirlenme, kanalın kesit alanı içinde bir azalmayla sonuçlanacak olup, kirlenme katmanını temizlemekte hız artışı meydana getirecektir. Bu kendi kendini temizleme etkisi, özellikle ünite yatay olarak monte edildiğinde işletme maliyetlerinin düşmesine neden olur.

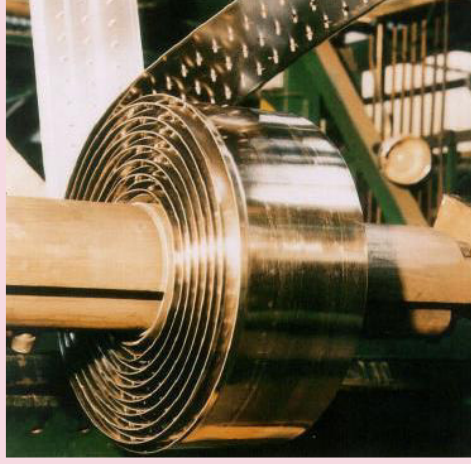
Tüm parçacıklar potansiyel olarak kanal eğriliğinin dibine çöktüğü için elyafı, yüksek viskoziteli, partikül yüklü veya tıkanabilen akışkan ortamlarında kullanılırken yatay montaj gereklidir.

4.10.2 Tasarım

Spiral ısı değıştirci, karbon çeliği, paslanmaz çelik ve titanyum gibi soğuk şekillendirilebilen ve kaynaklanabilen tüm metallerde çok çeşitli hizmetlerde bulunmak için özel olarak üretilebilir. Yüksek dereceli alaşımlar rutin olarak korozyon ve erozyona karşı mükemmel direnç için kullanılır.

Bazı durumlarda, her akışkan için iki kanal oluşturmak üzere dört şeridi aynı anda sararak üretilen çift boşluk kullanılabilir. Bu çift kanallı sistemler, büyük bir akış hızı ya da küçük bir basınç düşümü olduğunda kullanılır, ancak ortamları ya da katı içeren ortamları kirletmek için kullanılmamalıdır.

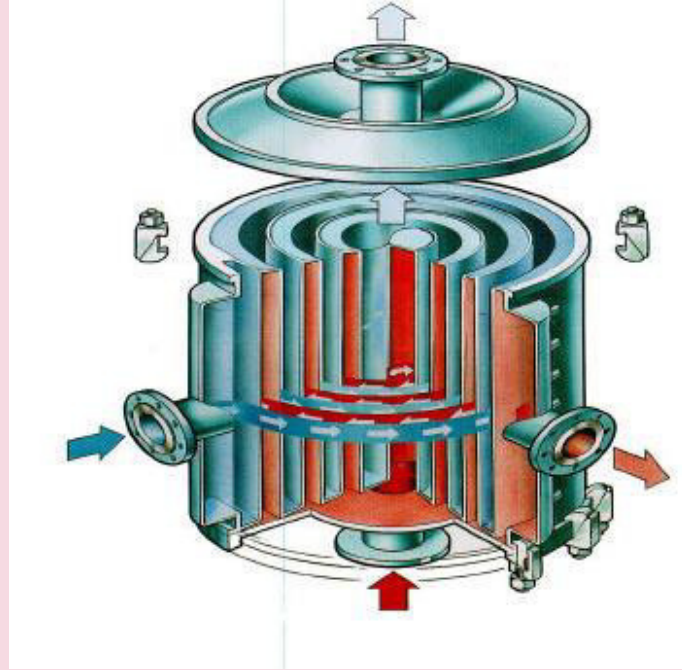
Spiral ısı değıştircilerininin kullanımı, sıvı-sıvı hizmetleriyle sınırlı değildir. Temel tasarıma yapılan değışiklikler, sıvı buhar veya sıvı gaz hizmetleri için uygun olan değıştircileri verir.



Şekil-4.20 Spiral ısı değiştiricisi imalatı

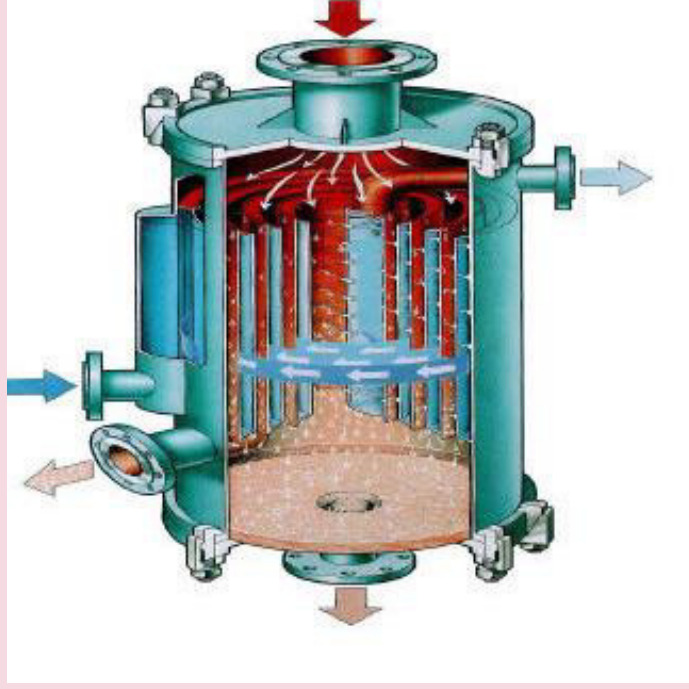
Tipik olarak spiral ısı değiştiricileri üç konfigürasyonda mevcuttur:

- Tip 1: Tam ters akışlı ortam: Sıcak sıvı, cihazın ortasına girer ve içeriden dışarı doğru akar. Soğuk sıvı çevreye girer ve merkeze doğru akar.



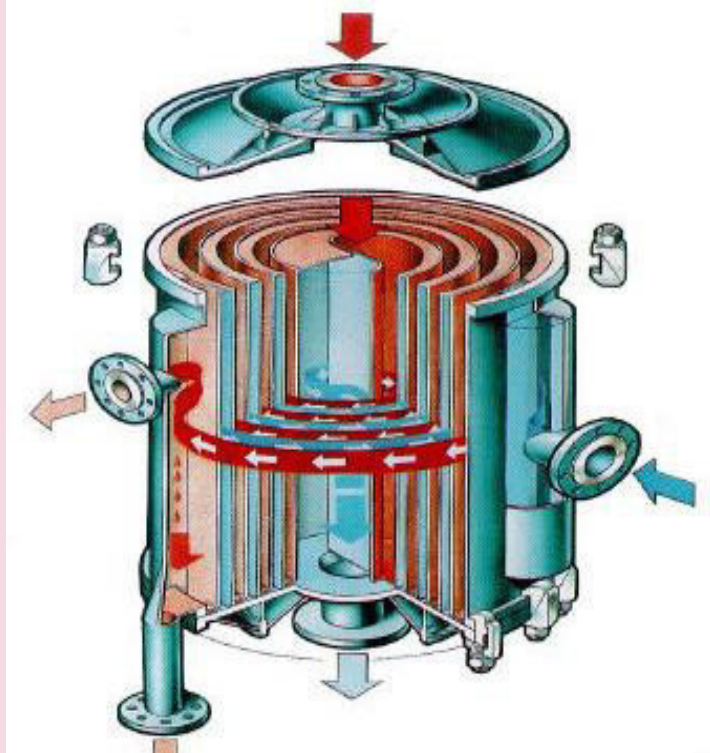
Şekil-4.21 Tip 1: Spiral akış-spiral akış ısı değiştiricisi

- Tip 2: Biri çapraz akışta, diğeri spiral akıştayken: Çapraz akıştaki ortam, spiralin açık kanallarından genellikle dikey yönde geçer. Servis akışkanı spiral, diğeri kanaldan akar, kaynaklı olarak kapatılır, yan duvar girişi ve merkezi çıkışı Şekil-4.22'de gösterildiği gibi yan duvardan beslenir. Bu tasarım kondenser veya buharlaştırıcı olarak kullanılabilir.



Şekil-4.22 Tip 2: Çapraz akış-spiral akış ısı değıştiricisi

- Tip 3: Kombinasyon tasarımı: Sıvı değıştiriciye bir gaz veya buhar karışımı, yukarıdaki iki tasarımı birleştirir; sıcak akım, tepeye girer ve yandan çıkan değıştiriciden teğet olarak akar.



Şekil-4.23 Tip 3: Kombinasyon Çapraz Akış ve Spiral Akış-Spiral Akış

4.10.3 Çalışma Sınırları

Tipik olarak, maksimum tasarım sıcaklığı, conta malzemesinin limitleri tarafından belirlenen 400 °C'dir. Contasız özel tasarımlar 850 °C'ye kadar olan sıcaklıklarda çalışabilir. Maksimum tasarım basıncı genellikle 15 bar'dır ve özel tasarımlarla 30 bar'a kadar basınç elde edilebilir.

4.10.4 Ana Uygulamalar

Tasarım, nispeten büyük kanal genişliğinin bir sonucu olarak kirlenme eğilimli veya parçacıklarla kirlenmiş akışkanlar için idealdir. Bu nedenle, gıda endüstrisinde (soslar, slush ve bulamaç) ve bira ve şarap yapımında kullanım için idealdir.

Spiral ısı değiştiricileri, kimya endüstrisinde TiCl₄ soğutma, PVC bulamaç hizmetleri, oleum işleme ve birçok endüstriyel atıktan ısı geri kazanımı gibi birçok uygulamaya sahiptir.

Spiral ısı değiştiricileri, lağım çamuru çürütücülerinin yanı sıra diğer kamu ve sanayi atık tesislerinin sıcaklık kontrolünü sağlar.

Spiral ısı değiştiricileri, çıkış sıcaklıklarının mümkün olan en iyi şekilde üst üste gelmesini sağlayan mükemmel ters akış yollarına sahiptir. Bu nedenle, büyük ölçekli kojenerasyon projelerindeki ısı geri kazanımını, plaka tasarımlarından daha pahalı olsalar da en üst düzeye çıkarabilirler.

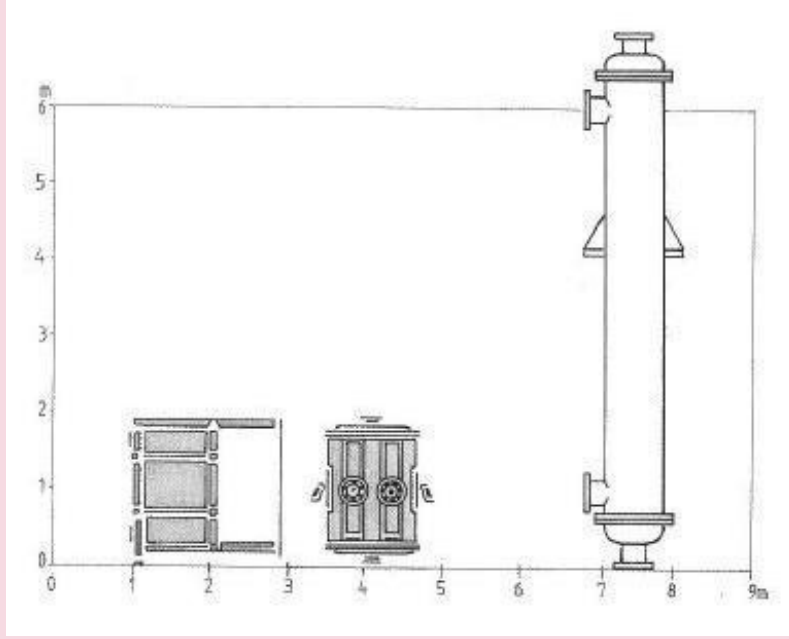
Spiral ısı değiştiriciler, bir yoğuşma veya geri akış rolünde etkili olan damıtma kolonlarının başına doğrudan monte edilebilir. Özel avantajlar kurulum kolaylığı, düşük basınç düşümü ve büyük akış kesitidir. Sonuç olarak, tüm süreç endüstrilerinde, özellikle vakum altında yoğuşurma için birçok yoğuşma uygulaması vardır.

4.10.5 Gövde-Boru Tipi Isı Değiştiriciler ile Karşılaştırma

Spiral ısı değiştiricisi tasarımların gövde-borulu ısı değiştiricilerine kıyasla birçok avantajı vardır:

- Isı değiştiricinin her iki tarafında optimum akış koşulları.
- Ölü nokta olmadan eşit hız dağılımı.
- Sıcak veya soğuk noktalar olmadan eşit sıcaklık dağılımı.
- Daha yüksek ısı transfer katsayıları ile termal olarak daha verimli.
- Çıkış sıcaklığı üst üste binmiş veya geçişli olan kopyalar, oysa gövde ve boru üniteleri, sıcaklık geçişini idare etmek için seri olarak çoklu gövdeler gerektirir.
- Küçük bekleme süreleri ve hacimleri.
- Bir kapağın sökülmesi, kolay kontrol temizliği ve bakımı sağlayan bir kanalın toplam yüzey alanını gösterir.

Aynı hizmet için, bir spiral ısı değiştiricisi ısı transfer alanı, bir plaka ve çerçeve tasarımı için 60 m²'ye, bir gövde ve boru tasarımı için 125 m²'ye kıyasla 90 m² olacaktır. Fiziksel boyut karşılaştırması Şekil-4.24'de gösterilmiştir.



Şekil-4.24 Plaka, spiral ve gövde-borulu ısı değiştiriciler için değiştirici boyut karşılaştırması

4.11 PLAKALI TİP ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMI (SERT LEHİMLİ VEYA VİDALI BİRLEŞTİRMELİ)

4.11.1 Giriş

Isının plaka sıvılarına ve bu sıvılardan transferi, çoğu kimyasal işlemin önemli bir parçasıdır. Isı değiştirici, iki veya daha fazla plaka akışkanı arasında ısı transfer eden bir ısı transfer cihazıdır. En yaygın kullanılan ısı değiştirici türlerinden biri plakalı tip ısı değiştiricidir (LTID).

Plakalı ısı değiştiricileri, süt ve gıda işleme tesislerinde, kimya sanayilerinde, enerji santrallerinde ve merkezi soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılır. Çok kompakt bir tasarıma izin veren mükemmel ısı transfer özellikleri sergilerler ve plakaları ekleyerek veya çıkararak bakım, temizlik veya ısı transfer alanını değiştirmek için kolayca demonte edilebilirler. Ayrıca, gövde-boru değiştiricileri (GBID) için 5 ila 10°C'ye kıyasla 1°C kadar düşük düşük sıcaklık yaklaşımları kullanılabilir. Ortalama sıcaklık düzeltme faktörü F , normal olarak LTID için GBID'den daha yüksek olacaktır, çünkü akış gerçek ters akım akımına daha yakındır. Kirlenme, yüksek ısı hızları ve ölü açılımların bulunmamasından dolayı, plakalı ısı değiştiricilerinde gövde ve boru ısı değiştiricilerine kıyasla önemli ölçüde daha düşük olma eğilimindedir.

Tipik olarak, bir plakalı ısı değiştirici, karşılıklı temas halinde oluklu veya kabartmalı metal plakalardan oluşan bir yığın, her bir giriş ve çıkış portu olarak hizmet yapan dört açıklığa ve akışkanları alternatif akış geçişlerinde yönlendirecek şekilde tasarlanmış contalardan oluşur. Akış geçitleri bitişik plakalar tarafından oluşturulur, böylece iki akış alternatif kanallardan geçerken ısı alışverişi yapar. Bir plaka paketi monte edildiğinde, köşelerdeki delikler akışkanları girişten plaka paketine yönlendiren, plakalar arasında dar geçitlere dağıtıldığı ve çıkıştan önce topladıkları sürekli tüneller oluşturur. Akışkanlar ince bir metal duvar oluklu plakalarla ayrılır. Olukların şekli, her plaka modelinin bir özelliğidir ve üreticiler tarafından dikkatlice incelenir. Olukların amacı, ısı transfer katsayılarını arttırmak için girdap sağlamak ve aynı zamanda montajın yapısal gücünü arttırmaktır. En yaygın oluklu desen, bu çalışmada da incelenen balıksırtı (chevron) desendir. Herhangi bir uygulama için plakaların seçimi, ısı transfer katsayıları ve izin verilen ısı değiştirici basınç düşümü açısından plaka gereksinimlerine bağlıdır. Belirli bir akış hızı için daha yüksek ısı transfer katsayıları sağlayan modeller aynı zamanda daha yüksek basınç düşüşleri üretir. Bu nedenle, herhangi bir uygulama için tasarımcı, iki etkinin en iyi dengesini sunan plaka tipini seçmelidir.

4.11.2 Hesaplama Adımları

Araştırmalar sırasında, balıksırtı türü oluklu plakalı değiştiricilerde ısı transfer katsayısının hesaplanması için çeşitli literatür yöntemleri test edilmiştir: Martin [14], VDI [15], Kumar [16], Coulson ve Richardson [17] ve geliştirilmiş Muley ve Manglik [18]. Deneysel veriler bağıntı ile ilişkilendirilmiştir:

$$Nu = 0.39515 Re^{0.6244} Pr^{1/3} \quad (4.32)$$

Nu , Re ve Pr 'in bağıntılarla tanımlanan Nusselt, Reynolds ve Prandtl sayıları olup:

$$Nu = \frac{\alpha D_e}{\lambda} \quad (4.33)$$

$$Re = \frac{\rho w D_e}{\mu} \quad (4.34)$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (4.35)$$

burada w , akışkan hızıdır, D_e akışkanın akış kanalı için eşdeğer çaptır ve ρ , λ , c_p ve μ sırasıyla akışkan yoğunluğu, ısı iletkenliği, özgül ısı ve dinamik viskozitesidir.

(4.2) eşitliğinden ve Nusselt sayısının (bağıntı 4.3) tanımı, ısı transfer katsayısı değerleri kolayca elde edilebilir:

$$h = \frac{Nu \lambda}{D_e} \quad (4.36)$$

Tek fazlı akış [12] için ölçülen giriş ve çıkış basınçları arasındaki fark olarak belirlenen deneysel basınç düşümü değerleri literatür yöntemleri [14-18] kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Tek fazlı akış için deneysel ölçümler su + %30,6 kütle etilen glikol çözeltisi ile yapılmıştır. Seçim sürecinde literatür korelasyonları için aynı akışkan, aynı süreç parametreleri ve aynı plakaların geometrisi [11-13] kullanılmıştır. Etilen glikol ve su ikili karışımının termo-fiziksel özellikleri literatür kaynaklarından alınmıştır [19,20]. Çeşitli deneysel durumlar için elde edilen sonuçlar Tablo 4.1'de verilmiştir.

Isı değiştiricisindeki ısı transfer hızı aşağıdaki bağıntılardan birinden belirlenir:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{p,h} (t_{hi} - t_{ho}) \quad (4.37)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (t_{co} - t_{ci}) \quad (4.38)$$

burada \dot{m} kütleli akışkan debisidir, c_p akışkan özgül ısıdır ve t_i giriş (i) ve t_o çıkış (o) sıcaklıkları iken, h ve c indisleri sırasıyla sıcak ve soğuk akışkan gösterir.

Isı transferi için kullanılabilir alan A_s bağıntı ile tanımlanır:

$$A_s = L_p W (N_{pl} - 1) \quad (4.39)$$

L_p plaka uzunluğu, W plaka genişliğidir ve N_{pl} ısı değiştiricideki plakaların sayısıdır. (4.9) bağıntısında etkili plaka uzunluğu L_m , eğer biliniyorsa, plaka uzunluğu L_p yerine kullanılabilir.

Isı transferi için gerekli alan A_p bağıntıdan hesaplanabilir:

$$A_p = \frac{\dot{Q}}{K F \Delta t_{lm}} \quad (4.40)$$

K , toplam ısı transfer katsayısı olduğu zaman, Δt_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve F , Δt_{lm} için düzeltme faktörüdür. Plakalı ısı değiştiricileri için, düzeltme faktörü 1.0'a yakındır, çünkü akış konfigürasyonu gövde-borulu ısı değiştiricilerine göre gerçek ters akım akışına daha yakındır. Toplam ısı transfer katsayısı K (W/m^2K) (4.40) bağıntısından belirlenir:

Tablo 4.1 Deneysel olarak incelenen tek fazlı etilen glikol ve su ikili karışımı akışına ilişkin plaka parametreleri

Parametre		Kumar	Martin	VDI	Coulson ve Richardson	Muley ve Manglik	
Kütleli debi, \dot{m} [kg/s]	Her kanal için kütleli debi, \dot{m}_{ch} [kg/s]	Giriş sıcaklığı, t_i [°C]	Çıkış sıcaklığı, t_o [°C]	Yoğunluk, ρ [kg/m ³]	Viskozite, μ [mPa.s]	Özgül ısı, c_p [kJ/kg-K]	Isıl iletkenlik, λ [W/m-K]
1.910	0.382	17.51	11.74	1042.5	2.576	3.786	0.4705
Isı değiştirici kapasitesi, Q [kW]		41.72					
Hız, w [m/s]		0.236					
Reynolds sayısı		526.1	526.1	526.1	610.3	526.1	526.1
Isı transfer katsayısı, h [W/m ² -K]		5139.7	4244.7	6293.8	4151.2	1091.8	4628.4
Sürtünme basınç kaybı, Δp_k [Pa]		23039	13217	13217	2762	-	-
Toplam basınç kaybı, Δp_{tot} [Pa]		31994	22172	22172	11717	-	35900
PD (α) [%]		10.03	7.99	38.43	10.70	79.60	-
PD (Δp_{tot}) [%]		10.43	33.02	33.02	59.42	-	-
Kütleli debi, \dot{m} [kg/s]	Her kanal için kütleli debi, \dot{m}_{ch} [kg/s]	Giriş sıcaklığı, t_i [°C]	Çıkış sıcaklığı, t_o [°C]	Yoğunluk, ρ [kg/m ³]	Viskozite, μ [mPa.s]	Özgül ısı, c_p [kJ/kg-K]	Isıl iletkenlik, λ [W/m-K]
2.24	0.448	19.58	14.29	1040.9	2.429	3.790	0.4730
Isı değiştirici kapasitesi, Q [kW]		44.91					
Hız, w [m/s]		0.227					
Reynolds sayısı		654.3	654.3	654.3	759.0	654.3	654.3
Isı transfer katsayısı, h [W/m ² K]		5847.9	4883.6	7042.2	4693.2	1372.2	5220.9
Sürtünme basınç kaybı, Δp_k [Pa]		30795	17234	17234	3566	-	-
Toplam basınç kaybı, Δp_{tot} [Pa]		39750	26189	26189	12521	-	43700
Kütleli debi, \dot{m} [kg/s]	Her kanal için kütleli debi, \dot{m}_{ch} [kg/s]	Giriş sıcaklığı, t_i [°C]	Çıkış sıcaklığı, t_o [°C]	Yoğunluk, ρ [kg/m ³]	Viskozite, μ [mPa.s]	Özgül ısı, c_p [kJ/kg-K]	Isıl iletkenlik, λ [W/m-K]
1.015	0.203	16.02	6.583	1045.0	2.828	3.780	0.4668
Isı değiştirici kapasitesi, Q [kW]		36.21					
Hız, w [m/s]		0.125					
Reynolds sayısı		254.7	254.7	254.7	295.4	254.7	254.7
Isı transfer katsayısı, h [W/m ² K]		3257.7	2786.0	4336.9	2677.0	498.1	3017.9
Sürtünme basınç kaybı, Δp_k [Pa]		7174	4804	4804	967	-	-
Toplam basınç kaybı, Δp_{tot} [Pa]		16123	13753	13753	9916	-	18100
Kütleli debi, \dot{m} [kg/s]	Her kanal için kütleli debi, \dot{m}_{ch} [kg/s]	Giriş sıcaklığı, t_i [°C]	Çıkış sıcaklığı, t_o [°C]	Yoğunluk, ρ [kg/m ³]	Viskozite, μ [mPa.s]	Özgül ısı, c_p [kJ/kg-K]	Isıl iletkenlik, λ [W/m-K]
1.557	0.316	16.86	9.95	1043.5	2.669	3.784	0.4692
Isı değiştirici kapasitesi, Q [kW]		41.24					
Hız, w [m/s]		0.194					
Reynolds sayısı		419.4	419.4	419.4	486.5	419.4	419.4
Isı transfer katsayısı, h [W/m ² K]		4465.2	3713.2	5593.0	3692.8	855.9	4056.8
Sürtünme basınç kaybı, Δp_k [Pa]		16199	9632.3	9632.3	2015	-	-
Toplam basınç kaybı, Δp_{tot} [Pa]		25151	18538	18538	10966	-	28300
Kütleli debi, \dot{m} [kg/s]	Her kanal için kütleli debi, \dot{m}_{ch} [kg/s]	Giriş sıcaklığı, t_i [°C]	Çıkış sıcaklığı, t_o [°C]	Yoğunluk, ρ [kg/m ³]	Viskozite, μ [mPa.s]	Özgül ısı, c_p [kJ/kg-K]	Isıl iletkenlik, λ [W/m-K]
1.190	0.238	17.34	8.69	1043.8	2.698	3.783	0.4687
Isı değiştirici kapasitesi, Q [kW]		38.94					
Hız, w [m/s]		0.147					
Reynolds sayısı		312.9	312.9	312.9	363.0	312.9	312.9
Isı transfer katsayısı, h [W/m ² K]		3688.1	3109.4	4776.2	3012.0	425.9	3389.1
Sürtünme basınç kaybı, Δp_k [Pa]		9595	6075	6075	1252	-	-
Toplam basınç kaybı, Δp_{tot} [Pa]		18539	15018	15018	10195	-	21800

Tablo 4.1 (Devam)

Parametre		Kumar	Martin	VDI	Coulson ve Richardson	Muley ve Manglik	
Kütleli debi, \dot{m} [kg/s]	Her kanal için kütleli debi, \dot{m}_{ch} [kg/s]	Giriş sıcaklığı, t_i [°C]	Çıkış sıcaklığı, t_o [°C]	Yoğunluk, ρ [kg/m ³]	Viskozite, μ [mPa.s]	Özgül ısı, c_p [kJ/kg-K]	Isıl iletkenlik, λ [W/m-K]
1.730	0.346	19.59	12.98	1041.4	2.468	3.789	0.4723
Isı değiştirici kapasitesi, Q [kW]		43.38					
Hız, w [m/s]		0.214					
Reynolds sayısı		497.9	497.9	497.9	577.6	497.9	497.9
Isı transfer katsayısı, h [W/m ² K]		4899.7	4054.1	6034.4	3951.0	1016.3	4421.0
Sürtünme basınç kaybı, Δp_k [Pa]		19110	11048	11048	2312	-	-
Toplam basınç kaybı, Δp_{tot} [Pa]		28049	19987	19987	11251	-	30900
Kütleli debi, \dot{m} [kg/s]	Her kanal için kütleli debi, \dot{m}_{ch} [kg/s]	Giriş sıcaklığı, t_i [°C]	Çıkış sıcaklığı, t_o [°C]	Yoğunluk, ρ [kg/m ³]	Viskozite, μ [mPa.s]	Özgül ısı, c_p [kJ/kg-K]	Isıl iletkenlik, λ [W/m-K]
1.360	0.272	17.96	10.02	1043.1	2.626	3.785	0.4698
Isı değiştirici kapasitesi, Q [kW]		40.92					
Hız, w [m/s]		0.168					
Reynolds sayısı		367.9	367.9	367.9	426.7	367.9	367.9
Isı transfer katsayısı, h [W/m ² K]		4075.8	3407.0	5177.5	3314.0	736.7	3721.7
Sürtünme basınç kaybı, Δp_k [Pa]		12292	7499	7499	1562	-	-
Toplam basınç kaybı, Δp_{tot} [Pa]		21234	16441	16441	10504	-	22800

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{\delta_{pl}}{k_{pl}} + R_{p,h} + R_{p,c} \quad (4.41)$$

Burada h_h ve h_c sırasıyla sıcak ve soğuk akışkan için ısı transfer katsayıları, sırasıyla $R_{p,h}$ ve $R_{p,c}$ karşılık gelen kirlenme faktörleridir, δ_{pl} plaka kalınlığıdır ve k_{pl} plakaların ısı iletkenliğidir.

Isı transfer alanındaki yedekleme ΔA (%) bağıntıdan hesaplanır:

$$\Delta A = 100x \frac{A_s - A_p}{A_s} \quad (4.42)$$

S kanalının kesit alanı aşağıdaki bağıntı ile tanımlanır:

$$S = BW \quad (4.43)$$

B aşağıdaki gibi belirlenen bitişik plakalar arasındaki ortalama mesafedir:

$$B = 2a \quad (4.44)$$

Martin [14] ve VDI [15] korelasyonlarında (4.14) bağıntısı verilmiştir. Kumar [16] ve Coulson ve Richardson [17] yöntemlerinde B parametresi ifadesinden hesaplanmıştır:

$$B = p_p - \delta_{pl} \quad (4.45)$$

p_p (m) plaka profili aralığıdır ve δ_{pl} (m) plaka kalınlığıdır.

Coulson ve Richardson [17] yöntemindeki akışkan akış kanalı için eşdeğer çap D_e :

$$D_e = 2B \quad (4.46)$$

Martin [4], VDI (Alman Makine Müh. Odası) [15] ve Kumar [16] 'da eşdeğer çap için aşağıdaki bağıntı kullanılır:

$$D_e = \frac{2B}{\mu_p} \quad (4.47)$$

μ_p oluklu olmasından dolayı plaka geliştirme faktörüdür. Plaka üreticisi tarafından verilmezse, bitişik plakalar (B) ile plaka (Λ) dalga uzunluğu arasındaki ortalama mesafenin bir fonksiyonu olarak tarif edilen prosedüre [14,15] göre hesaplanabilir:

$$\mu_p = \frac{1}{6} (1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2/2}) \quad (4.48)$$

X, şu şekilde hesaplanır:

$$X = \frac{B \pi}{\Lambda} \quad (4.49)$$

Martin [14] ve VDI [15] yöntemlerinde ısı transfer katsayısı Bağıntıdan belirlenir. Bu iki yöntem arasındaki fark, Nusselt sayısını hesaplamak için kullanılan bağıntılardadır. Martin [14] yönteminde aşağıdaki bağıntı kullanılır:

$$Nu = 0.122 Pr^{\left(\frac{1}{3}\right)} (\xi \sin 2\alpha_{pl} Re^2)^{0.374} \quad (4.50)$$

VDI korelasyonunda [5], Nusselt sayısı bağıntıdan hesaplanır:

$$Nu = 1.615 [(\xi Re/64) Re Pr D_e/L]^{1/3} \quad (4.51)$$

Her iki bağıntıda, Re ve Pr sıvının Reynolds ve Prandtl sayılarıdır, μ (Pa s) ve μ_w (Pa s), sırasıyla ortalama akışkan sıcaklığı ve duvar sıcaklığındaki akışkanın viskoziteleri iken, ξ akışkan sürtünme katsayısını temsil eder. R_{ic} sürtünme katsayısı f üç sürtünme bileşenine (ξ_0, ξ_{10}, ξ_1) ve plaka oluklu açısına α_{pl} bağlıdır. Sürtünme bileşenleri (ξ_0, ξ_{10}, ξ_1) Reynolds sayısının ve ampirik sabit katsayıların hesaba katıldığı çalışma koşullarının işlevleridir. Karakteristik uzunluk L (m), bağıntıdan oluk açısının (α_{pl}) ve dalga boyunun (Λ) bir fonksiyonu olarak belirlenebilir:

$$L = \frac{\Lambda}{\sin(2\alpha_{pl})} \quad (4.52)$$

Kumar yöntemindeki [16] ısı transfer katsayısı şu ifadeyi kullanarak hesaplanır:

$$\alpha = \frac{J_h \lambda Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17}}{D_e} \quad (4.53)$$

Isı transfer faktörü (J_h), tarif edilen prosedüre [16] göre Reynolds sayısı (Re) ve plaka profili açısının ($\beta = 90 - \alpha_{pl}$) bir fonksiyonu olarak belirlenir.

Coulson ve Richardson [17] metodu, ısı transfer katsayısının hesaplanması için aşağıdaki ifadeyi kullanır:

$$\frac{\alpha D_e}{\lambda} = 0.26 Re^{0.65} Pr^{0.4} (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (4.54)$$

Akışkanın toplam basınç düşümü Δp_{tot} üç değer toplamıdır: a) değiştirici kanallarındaki basınç düşümü (sürtünme basınç düşümü), b) nozüllerdeki basınç düşümü ve c) yükseklikten kaynaklanan basınç düşümü. Martin [14] ve VDI [15] yöntemlerine göre değiştirici kanallarındaki basınç düşümü hesaplanır:

$$\Delta p_k = N \frac{\xi \rho w^2 L_p}{2D_e} \quad (4.55)$$

burada N, değiştiriciden sıvının geçiş sayısını temsil ederken, ξ Eşdeğerlerde daha önce belirtilen akışkan sürtünme katsayısıdır [19] ve [20]. Kumar yönteminde [6], sürtünme katsayısı ξ , Fanning sürtünme faktörü f ile değiştirilir ve cidar sıcaklığı etkisine bağlı olarak bir düzeltme faktörü göz önünde bulundurulur:

$$\Delta p_k = N \frac{4f \rho w^2 L_p}{2D_e \left(\frac{\mu}{\mu_e}\right)^{0.17}} \quad (4.56)$$

Isı transfer faktörüne (J_h) benzer sürtünme faktörü, Reynolds sayısının (Re) ve plaka profil açısının ($\beta = 90 - \alpha_{pl}$) bir fonksiyonu olarak [16] 'da tarif edilen prosedüre göre belirlenir.

Coulson ve Richardson'a [17] göre, ısı değiştirici kanallarındaki basınç düşümü hesaplanır:

$$\Delta p_k = N \frac{8J_f \rho w^2 L_p}{2D_e} \quad (4.57)$$

sürtünme faktörü j_f ifadesinden belirlenirken:

$$J_f = 0.6 Re^{-0.3} \quad (4.58)$$

Nozullardaki basınç düşümü , seçilen dört yöntemde de bağıntıdan hesaplanır:

$$\Delta p_p = N \frac{1.3 \rho w_p^2 L_p}{2} \quad (4.59)$$

Burada w_p , nozullardaki akışkan hızını temsil eder. Dengesizlikten kaynaklanan basınç düşümü, eşit olmayan sayıda akışkan geçişi durumunda dikkate alınmalı ve bağıntıdan belirlenebilir:

$$\Delta p_{el} = \rho g L_p \quad (4.60)$$

4.BÖLÜM KISALTMALARI

Değişken	Tanımlama
A	Ön bakış alanı [m^2]
A_s	Isı transfer alanı [m^2]
A_f	Kanatçık alanı [m^2]
A_{ff}	Serbest akış alanı [m^2]
A_w	Ayırma duvar alanı [m^2]
A_o	Toplam alan [m^2]
A_T	Gerekli ısı transfer alanı [m^2]
b	Plaka kalınlığı [mm]
c_p	Özgül ısı [J/kg-K]
$c_{p,c}$	Soğuk akışkan özgül ısı [J/kg-K]
$c_{p,h}$	Sıcak akışkan özgül ısı [J/kg-K]
D_h	Hidrolik çap [m]
D_e	Akışkan kanalı eşdeğer çap [m]
Δp_k	Kanal basınç kaybı [Pa]
Δp_p	Nozullardaki basınç kaybı [Pa]
δ_{pl}	Plaka kalınlığı [m]
F	Düzeltilme katsayısı
f	Sürtünme faktörü [-]
f	Kanatçık sıklığı [adet/metre]
G	Gövde kütle akısı [$kg/m^2 \cdot s$]
G_s	Kütlesel akı [$kg/m^2 \cdot s$]
h_i	İç taraf yüzeysel ısı iletkenlik değeri [W/m^2-K]
h	Kanatçık yüksekliği [m]
h_c	Soğuk taraf yüzeysel ısı iletkenlik değeri [W/m^2-K]
h_h	Sıcak taraf yüzeysel ısı iletkenlik değeri [W/m^2-K]
h_t	Toplam yükseklik [m]
J_f	Sürtünme faktörü
k_f	Kanatçık ısı iletkenlik değeri [$W/m-K$]
k	Isı iletkenlik değeri [$W/m-K$]
k_w	Boru cidar ısı iletim katsayısı [W/m^2-K]
l	Kanatçık uzunluğu
L	Uzunluk [m]
L_p	Plaka uzunluğu [m]
L_w	Çekirdek uzunluğu [m]
\dot{m}	Akışkanın kütleli debisi [kg/s]
\dot{m}_c	Soğuk akışkan kütleli debisi [kg/s]
\dot{m}_h	Sıcak akışkan kütleli debisi [kg/s]
M	Kanatçık parametresi
n	Katman alanı
n_c	Soğuk taraf katman sayısı
n_h	Sıcak taraf katman sayısı
N_{pl}	Isı değiştirici plaka sayısı
NTU	Isı transferi/geçiş birim sayısı [-]
\dot{Q}	Isı transfer kapasitesi [W]
p	Basınç [Pa]
Pr	Prandtl sayısı [-]
Re	Reynolds sayısı [-]

Değişken	Tanımlama
$R_{p,h}$	Sıcak taraf kirlenme direnci [m^2K/W]
$R_{p,c}$	Soğuk taraf kirlenme direnci [m^2K/W]
μ	Dinamik viskozite [$Pa.s$]
η_f	Kanat verimi [-]
η_o	Genel verim [-]
σ	Serbest akış alanı/ön bakış alan oranı [-]
s	Kanatçık aralığı [mm]
t	Kanatçık kalınlığı [mm]
ε	Etkenlik değeri [-]
$T_{h,i}$	Sıcak akışkanın giriş sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{c,i}$	Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{h,o}$	Sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{c,o}$	Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı [$^{\circ}C$]
Δt_{lm}	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı [K]
U_o	Isı geçirgenlik değeri [W/m^2-K]
w	Genişlik [m]
w_T	Toplam genişlik [m]
ρ	Akışkan yoğunluğu [kg/m^3]

4.BÖLÜM KAYNAKLARI

1. Maity, Dipak *Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Plate Fin Heat Exchanger Surfaces – A Numerical Study*
2. Kays, W. M. and London, A. L. *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill, New York (1984)
3. Wieting, A. R. *Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-Fin Plate-Fin Heat Exchangers* ASME J. Heat Transfer 97 488-490 (1975)
4. Joshi, H. M. and Webb, R. L. *Heat Transfer and Friction of the Offset Strip-fin Heat Exchanger* Int. J. Heat Mass Transfer 30(1) 69-84 (1987)
5. Manglik, R. M. and Bergles, A. E. *Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger* Exp. Thermal Fluid Sc. 10 171-180 (1995)
6. Muzychka, Y. S. and Yovanovich, M. M. *Modeling the f and j Characteristics of the Offset Strip Fin Array* J. Enhanced Heat Transfer 8 243-259 (2001)
7. London, A. L. *A Brief History of Compact Heat Exchanger Technology*, in R. K. Shah, C. F. McDonald and C. P. Howard (Eds), *Compact Heat Exchanger – History, Technological Advancement and Mechanical Design Problems*, HTD, 10, ASME, 1-4, (1980)
8. Panitsidis, H., Gresham, R.D. and Westwater, J. W. *Boiling of Liquids in a Compact Plate-Fin Heat Exchanger*, Int. J. Heat Mass Transfer, 18, 37-42, (1975)
9. Robertson, J.M., *Boiling Heat Transfer with Liquid Nitrogen in Brazed – Aluminium Plate-fin Heat Exchangers*, American Institute of Chemical Engineers Symposium Series, San Diego, 75, 151-164 (1979)
10. Lenfestey, A. G. *Low Temperature Heat Exchangers*, in Progress in K. Mendelsson (Ed) *Cryogenics* 3, 25-47, (1961)
11. E. Djordjević, S. Kabelac, *Flow boiling of R-134a and ammonia in a plate heat exchanger*, Int. J. Heat Mass Tran. 51 (2008) 6235–6242.
12. E. Djordjević, S. Kabelac, S. Šerbanović, *Mean heat transfer coefficients during evaporation of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (R-134a) in a plate heat exchanger*, J. Serb. Chem. Soc. 72 (2007) 833–846.
13. E. Živković, S. Kabelac, S. Šerbanović, *Local heat transfer coefficients during evaporation of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (R-134a) in a plate heat exchanger*, J. Serb. Chem. Soc. 74 (2009) 427–440.
14. H. Martin, *A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers*, Chem.Eng. Process. 35 (1996) 301–310.
15. H. Martin, *Druckverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern*, in: VDI – Wärmeatlas, Springer Verlag, Heidelberg, 2002, pp. Mm1–Mm7.
16. H. Kumar, *The plate heat exchanger: construction and design*, in *Proceedings of First UK National Conference on Heat Transfer*, University of Leeds, Inst. Chem. Eng. Symp. Series No. 86, Leeds, UK, 1984, pp. 1275–1288.
17. R.K. Sinnott, *Chemical Engineering Design*, Coulson & Richardson's *Chemical Engineering*, Vol. 6, 4th ed., Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2005.
18. S. Kakaç, H. Liu, *Heat Exchangers: selection, rating and thermal design*, 2nd ed., CRC Press, Boca Raton, FL, 2002.
19. T. Sun, A.S. Teja, *Density, Viscosity, and Thermal Conductivity of Aqueous Ethylene, Diethylene, and Triethylene Glycol Mixtures between 290 K and 450 K*, J. Chem. Eng. Data 48 (2003) 198–202.
20. C. Yang, P. Ma, F. Jing, D. Tang, *Excess Molar Volumes, Viscosities, and Heat Capacities for the Mixtures of Ethylene Glycol + Water from 273.15 K to 353.15 K*, J. Chem. Eng. Data 48 (2003) 836–840.

BÖLÜM-5

BORU–KANATÇIK TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

5.1 HAVA SOĞUTMALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Su kıtlığı ve artan maliyetler, su kirliliği ve soğutma kulesi borularıyla ilgili daha yeni kaygıları ile birlikte, endüstrinin su soğutmalı ısı değıştiricileri kullanımını büyük ölçüde azaltmıştır. Sonuç olarak, tesis içinde daha fazla ısı entegrasyonu mümkün olmadığında, ısıyı doğrudan atmosfere atmak artık olağandır ve rafinerilerdeki ve kimyasal tesislerdeki süreç soğutmanın büyük bir kısmı Hava Soğutmalı Isı Değıştiriciler (HSID'ler) ile gerçekleşir.

Enerji santrallerinde Hava Soğutmalı Kondenserler kullanımı da artmaktadır. Temel ilkeler aynıdır, ancak bu cihazlar özeldir ve normal olarak "çatı tipi" olarak isimlendirilirler. Bu kondenserler çok büyük olabilir, Güney Afrika'daki 4000 MW'lık bir elektrik santralının kondenserleri 2300'den fazla boru demetine, her biri 9,1 m çapında 288 fan ve 35 000 m² toplam alana sahiptir.

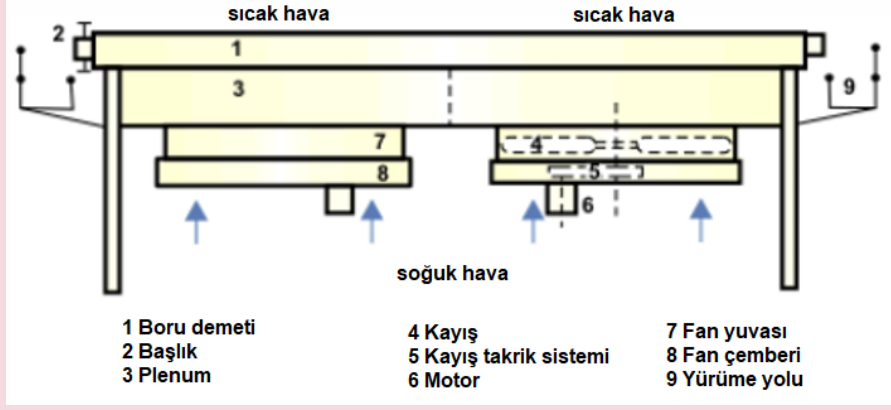
Süreç tesisleri için HSID'ler normalde Hava Soğutucuları olarak adlandırılır, ancak havayı soğutma cihazları ile karıştırılmamalıdır. Bir HSID'nin tasarımı, birçok bileşen ve değışken olduğundan, bir yüzey-borulu ısı değıştiriciden daha karmaşıktır.

5.2 YAPILARI

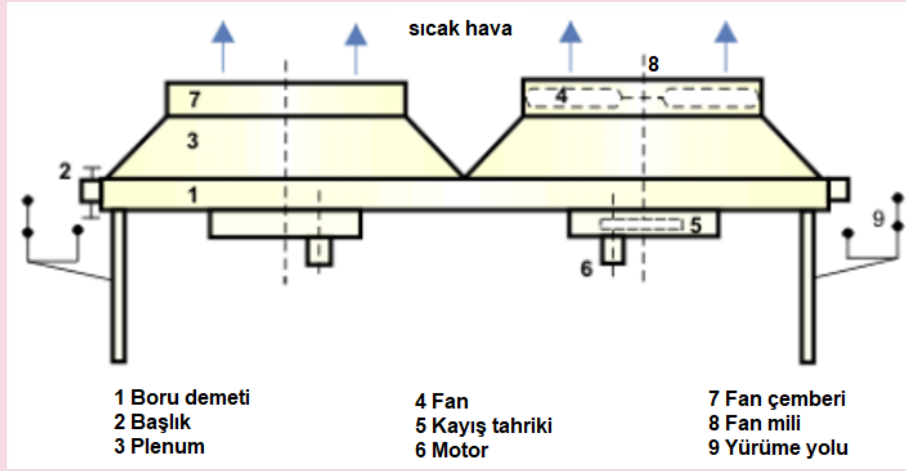
Bir HSID'nin ana bileşeni, normalde başlık kutularında sonlanan kanatlı boruları içeren, çok sayıdaki boru demetleridir. Kanatçıklar 275 ila 433 kanat/m ile spiral olarak sarılmış alüminyum şeritlerdir. Genellikle L-kanatçık ve G-kanatçık olarak bilinen iki ana kanatçık tipi vardır. Eski tipte birkaç farklı çeşidi vardır, biri üst üste binmiş ve tırtıklı, ancak hepsi kanat ve gövde-borusu arasındaki farklı genişleme nedeniyle sıcaklıkla artan yüksek temas direncine sahiptir. Gömülü kanatçıklar (G kanatçıkları), çekirdek borunun içindeki bir oyuğa sarılır ve daha sonra mekanik bir bağ sağlamak üzere geri çekilir. Bu daha iyi ısı transferi sağlar ancak daha kalın bir çekirdek borusu gerektirir. Alüminyum bir kılıftan ekstrüde edilen ayrılmaz kanatçıklar, daha ağır ortamlar için ve pahalı damarlı gömülü kanatçıklar yerine sıklıkla kullanılır. Aşındırıcı ortamlarda istisnai bir şekilde uzun ömür gerektiğinde, galvanizli çelik kanatlar en iyi seçim olabilir ve bunlar, ayrıca, geliştirilmiş hava akışı özelliklerine sahip eliptik borular kullanırlar. Gövde boruları karbon çeliği, paslanmaz çelik veya çeşitli alaşımlar olabilir ve genellikle 25,4 mm dış çaptadır. Düşük basınçlı veya yüksek viskoziteli uygulamalar için borular 50,8 mm çapına kadar olabilir. Boru uzunlukları, genellikle 15 m'yi aşmayacak şekilde tesisata göre değışmektedir.

Diğer çoğu basınçlı kaptan farklı olarak, bir HSID başlık kutusu normal olarak enine kesitte dikdörtgendir ve en yaygın kullanılan tip, erişim için her borunun karşısındaki dişli tapalara sahiptir. Düşük basınçlar için çeşitli plaka kapak tipleri kullanılabilir ve yüksek basınçlarda (500 bar'a kadar) kalın cidarlı borudan veya dövme kütüklerden yapılan manifold başlıklarına ihtiyaç duyulur. Çoklu borulu bir boru demetinde büyük bir sıcaklık düşüşü olabileceği zaman, geçişler arasındaki sıcaklık farkının genişlemesini sağlamak için bölünmüş başlıklar gerekebilir.

Hava, boruların üzerinde, tek bir çapraz akış geçişinde, üflemeli veya emişli çekim için düzenlenebilen aksenel (aksiyal) fanlar tarafından hareket ettirilir. İçe üflemeli düzenleme çoğu uygulama için uygundur, bakımı kolaydır ve çok daha yaygındır. İçten emişli hava akımı, borular arasında daha eşit bir hava dağılımı sağlar, ancak fanlar sıcak hava akımında olduğu için daha fazla güç gerektirir. Bu son nokta ayrıca, içten çekimin yüksek süreç sıcaklıkları için uygun olmadığı, ancak çıkış hızlarının daha yüksek olduğu ve sıcak hava sirkülasyonunun daha az olması nedeniyle sıcaklık farkının düşük olduğu durumlar için önerildiği anlamına gelir. Fan çapları 2.4 m'den daha büyük olan içten çekme tertibatları için, motor ve hız düşürücü normal olarak Şekil-5.2'de gösterildiği gibi genişletilmiş bir tahrik shaftı ile boru demetlerinin altına monte edilecektir. Kısmi bir arıza durumunda soğutma sürdürülür ve fanların toplam demet yüz alanının en az %40'ını kaplaması tercih edilir.



Şekil-5.1 Tipik cebri hava akımı soğutmalı ısı değiştirici



Şekil-5.2 Tipik kaynaklı hava akımı soğutmalı ısı değiştirici

5.3 KURULUM

Bir HSİD, diğer ısı değiştiricilerine kıyasla büyük bir ekipmandır ve çevresinde soğutma havası akışı için boş alan gerektirir. Rafinerilerde ve kimyasal tesislerde HSİD'ler genellikle bir boru rayı üzerine monte edilir, bu da fabrikada alandan tasarruf sağlar ve serbest hava akışı sağlar. Bu yükseltilmiş montajın bir başka avantajı hem maliyetten hem de basınç düşümünden tasarruf sağlayan daha kısa boru geçişleridir. Bazı durumlarda, basınç kaybını mutlak bir minimumda tutmak için bir kolon üstüne bir HSİD takılabilir, ancak bu bakımı daha da zorlaştırabilir. Çatı montajı bazen, özellikle türbin buhar kondenserleri için kullanılır. Uygun bir destek yapısı mevcut olmadığında veya yeterli boş alan olduğunda, soğutucu elbette yere monte edilebilir.

5.4 TASARIM ÖZELLİKLERİ

Boru demeti boyunca akan hava için tipik bir alın hızında olduğu gibi 3 m/s'dir. Daha yüksek hava akımları hem ısı transfer katsayısını hem de logaritmik ortalama sıcaklık farkını artırır, böylece gerekli yüzey alanını azaltır, ancak daha yüksek bir güç tüketimi söz konusu olur. Artan hava akışı debisi ve güç, aynı zamanda giderek daha önemli bir faktör olan daha büyük fan gürültüsü anlamına gelir.

Tasarım ortam sıcaklığı seçimi, bir HSİD'nin boyutunu etkileyen en kritik faktördür. Yılın en fazla %95'i aşmayan kuru termometre sıcaklığı, en sıcak günlerde soğutma açığı olabileceğini kabul eden olağan seçimdir. Bazı durumlarda, tesis yüklemesi yaz aylarında azaltılabilir, böylece daha düşük tasarımlı hava sıcaklığı uygundur. HSİD tasarımlarının çoğu 4 ila 6 sıra boruya (hava akışı yönünde) sahiptir. Alan kısıtlamaları varsa, bu 8 sıra veya

daha fazlasına yükselebilir, ancak ardışık sıralar ısı transferi ve maliyet artışı için daha az etkili hale gelir. Gövde boruları yüksek değerli malzemeden yapılmışsa, daha az sayıda sıra ve daha az alan kesinlikle daha ucuz olacaktır.

Küçük bağımsız HSİD'ler oldukça pahalı olabilir ve bu nedenle paylaşılan bir fan bölmesine iki veya daha fazla küçük ünite takılması normal bir uygulamadır. Bu, birkaç ısı değiştiricinin ortak bir boru uzunluğuna sahip bir demete monte edilmesi gerektiğinde özellikle yararlıdır.

5.5 GÜRÜLTÜ, SES

Bir tesis içindeki çalışma alanlarındaki ses basıncı seviyesi sınırları genellikle yaklaşık 85 dB (A) 'dır, ancak topluluk gürültü seviyelerinin çok daha düşük olması ve genellikle toplam ses gücü seviyelerinin analizini gerektirir. Avrupa'da artık ses gücü sınırları yerel ses basıncı sınırlarından daha şiddetli olma eğilimindedir ve bazı durumlarda HSİD tasarımını kontrol eder.

HSİD'lerde başlıca gürültü kaynağı fanlardır. Fan hızını azaltarak ve daha fazla kanat veya daha geniş kanatlar kullanarak gürültü seviyelerinde orta düzeyde azalma sağlanabilir. Çok düşük gürültü tasarımları, düşük yüz hızlarını gerektirir, bunun sonucunda yüzey alanında bir artış olur, böylece fanlar çok yavaş çalışabilir ve yine de yeterli basınç oluşturabilir.

Bazı sahalarda uygulanmakta olan son derece düşük gürültü kısıtlamaları, makul bir hava akışını korurken geleneksel fanlardan daha sessiz olan özel fan tasarımlarının geliştirilmesine yol açmıştır.

5.6 ISIL TASARIM

Boru tarafı ısı transferi ve basınç düşümü, boru-yüzey tipi ısı değiştiricileri ile aynı şekilde hesaplanır. Hava tarafındaki ısı transfer hızı için, Briggs ve Young (1963), PFR (1976) ve ESDU (1986) ile olan korelasyonları içeren bir dizi hesaplama yöntemi mevcuttur. Kanat boyunca bir sıcaklık gradyeni bulunduğundan, hesaplanan ısı transferi, belirli bir yüzeyden gerçek ısı transferinin, aynı yüzeyden üniform bir şekilde aynı yüzeyden transfer edilecek ısıya oranı olan kanat verimliliği kavramı kullanılarak ayarlanır. Kanat verimliliği, HSİD'lerde genel olarak kullanılan kanatçık tipleri ve boyutları için 0,8 ila 0,9 aralığındadır.

Kanatlı boru demeti boyunca hava tarafındaki basınç kaybını tahmin etmek için çeşitli korelasyonlar vardır, en sık kullanılanlar Robinson ve Briggs (1966), PFR (1976) ve ESDU (1986) tarafından yapılmıştır.

Çeşitli akışkanlar için genel ısı transfer katsayısının tipik değerleri ESDU'da (1993) verilmiştir ve bunlar yaklaşık boyutlar elde etmek için kullanılabilir. Bu madde ayrıca, çeşitli ısı değiştirici tipleri için maliyetleri karşılaştırmanın C-değer yöntemini açıklamıştır.

5.7 KONTROL

HSİD'leri kontrol etmek için çeşitli seçenekler mevcuttur. Fanların basit bir şekilde aılması ve kapatılması birçok durumda yeterlidir ve eğer çok sayıda fana sahipse, oldukça hassas kontrol sağlayabilir. Elle veya pnömatik olarak çalıştırılabilen panjur kepenklerinin eklenmesi daha fazla gelişme sağlayacaktır ve bazen iki hızlı motorlar kullanılır.

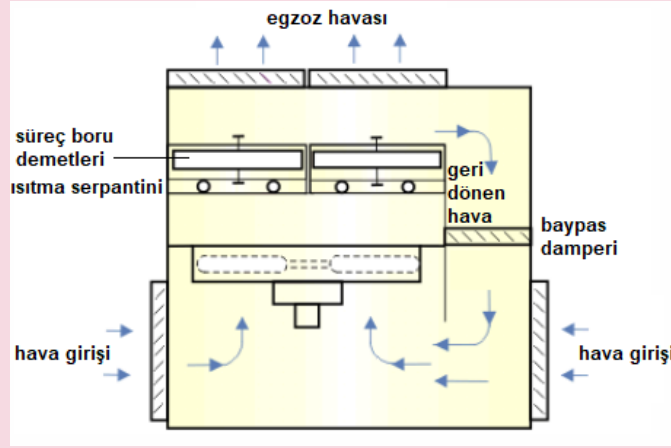
Her ikisi de kademeli hava akımı ayarı sağlayan otomatik değişken kademe fanları veya değişken hızlı motorlar kullanılarak en iyi bir şekilde kontrol elde edilir. Geliştirilmiş elektronik cihazlar, son yıllarda değişken hızı çok daha popüler hale getirmiş, g tüketimi ve gürültünün zararları her zaman en aza indirgenmiştir.

Gövde-borulu ısı değiştircilerinde sıkça kullanılan taşmalı kondenserlerin yöntemi, HSID'ler için pratik değildir ve etkili yüzey alanındaki düşüşler ancak boru demetlerinin kapatılmasıyla elde edilebilir.

Yıl boyunca ortam sıcaklığındaki büyük değişikliklerin, özellikle tasarım koşullarına yakın bir yaklaşım varsa, mevcut kontrol aralığı üzerinde önemli bir etkisi olacaktır. Proses mühendisleri bunun farkında olmalı ve yüksek bir devir derecesinin gerekli olduğu durumlarda büyük tasarım marjlarında üretim yapmaktan kaçınmalıdır, çünkü yılın çoğu için HSID çok fazla yüzeyel olarak yüzeyden sürülecek ve bir kontrol problemi oluşacaktır.

5.8 KONTROLLÜ HAVA DOLAŞIMI

Donma, mumlaşma ya da hidrat oluşumu olasılığı varsa, her koşulda bundan kaçınmak için yeterince yüksek bir boru cidar sıcaklığının muhafaza edilmesi gerekecektir. Çoğu durumda, bu bir problem olmayacak veya azaltılmış kanat ve/veya paralel akış kullanılarak kolayca çözülebilir. Bununla birlikte, aşırı durumlarda sıcak hava sirkülasyonu gerekecektir. Bu, HSID'yi giriş ve çıkış panjurları bulunan bir kabine ve soğuk giriş havası ile karışmak üzere egzoz havasının bir kısmını yönlendirmek için bir kanal içine yerleştirmek suretiyle elde edilir. Normal düzenleme, Şekil-5.3'te gösterilmiştir, ancak sirkülasyon kanalı ara sıra bir başlık ucunda olabilir.



Şekil-5.3 Sıcak hava sirkülasyon (dış taraftan)

5.9 SÜREÇ TARAFI GELİŞTİRME

HSID tasarımlarının çoğunda, hava tarafındaki ısı transfer katsayısı (boru içi ısı transfer katsayısından çok daha düşük) kontrol edilir ve iç ısı transfer katsayısının artırılması, geliştirme cihazının ek maliyetinin haklı çıkamayacağı Şekilde çok az bir genel iyileşme sağlayacaktır. Bununla birlikte, düz borulardaki akışın laminar olacağı viskoz akışkanlar için, tel sargılı türbülator uçları sıklıkla kullanılır. Bu eklerin sağladığı iyileştirilmiş ısı transfer katsayısı aynı zamanda akma noktası problemlerinden kaçınmaya da yardımcı olabilir, çünkü boru çeperi sıcaklığı, kütle akışkan sıcaklığına daha yakın olacaktır.

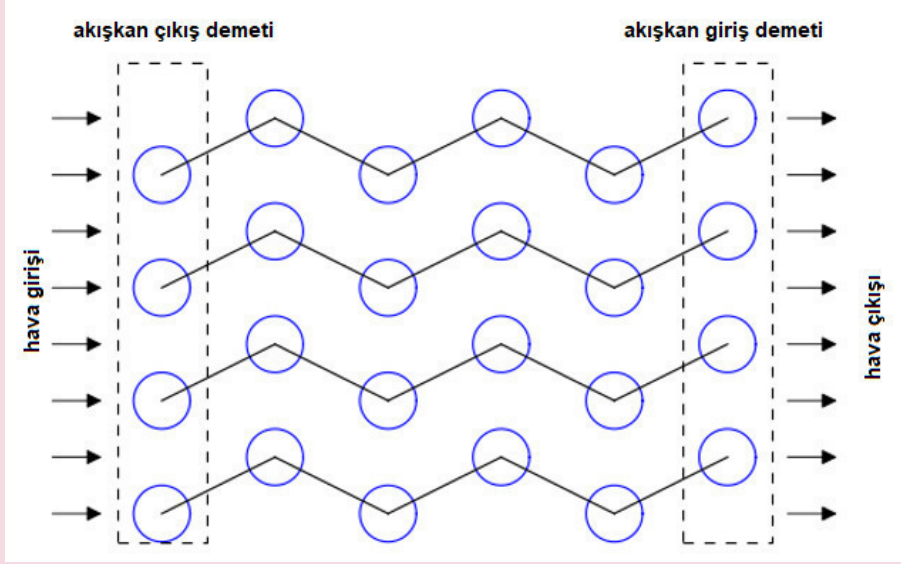
5.10 KİRLENME

Boru tarafı kirlenme faktörleri normalde gövde-boru standart uygulamasını takip eder. Havada kirlenme faktörleri bazen belirlenir ancak halihazırda düşük hava tarafı ısı transfer katsayısı üzerinde çok az etkiye sahiptir. Kanatlı borulardaki kirlenme hava akımı kısıtlaması daha büyük önem taşır ve soğutma verimini korumak için arada bir temizlik yapılması önerilir. Kanatçık hasarını önlemek için, özellikle de alüminyum kanatlılarda, bu işlem temizleme uzmanları tarafından yapılmalıdır.

5.11 STANDARTLAR

Rafineri HSİD'leri için uluslararası kabul görmüş standart şartname API 661'dir. Birçok kullanıcı firması artık kendi tercihlerini API 661 maddesinde değişiklik/ek olarak verilen tercihleriyle bu standarda dayandırmaktadır.

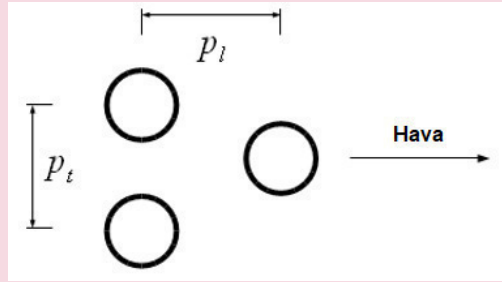
5.12 MATEMATİKSEL TANIMLAMA



Şekil-5.4 Hava soğutmalı boru kanatçık tipi ısı değiştirici modeli

Literatürde boru yerleşiminin tanımlanmasında bazı anlaşmazlıklar vardır. Burada kullanılan adlandırma, hava akışının soldan sağa doğru geçtiği zaman bakıldığında dikey boru sütunları olduğu ve birkaç boru demeti olduğu yönündedir. Yukarıdaki ısı değiştirici, demet başına 4 boru içeren toplam 6 boru demetine sahiptir; 4 soğutucu akışkan devresi vardır.

Daha sonra, ısı değiştiricinin gövdesini oluşturan (devreyi göz önünde bulundurmadan) demet başına belirli sayıda boru vardır. Aşağıdaki şekil, uzunlamasına boşluk (bazen demetten demete boşluk olarak da adlandırılır) dahil olmak üzere ısı değiştiricisi çekirdeğini tanımlayan terimleri açıklar.



Şekil-5.5 Boru aralık tanımları

Uygulamada, demet başına boru sayısının devre sayısına bölünebilmesi nadirdir. Sonuç olarak, bazı devreler diğerlerinden daha uzun olabilir. Ortalama devre uzunluğu;

$$L_{b,top} = n_{b,demet} n_{demet} L_b \quad (5.1)$$

$$L_{devre} = \frac{n_{b,top}}{n_{devre}}$$

Bu ortalama devre uzunluğu, öncelikle sıvı tarafı basınç düşümünün hesaplanması için gereklidir. Gerekli olan diğer parametreler, $V_{r,top}$ toplam soğutucu akışkan tarafı hacmi olup aşağıdaki bağıntı ile verilir;

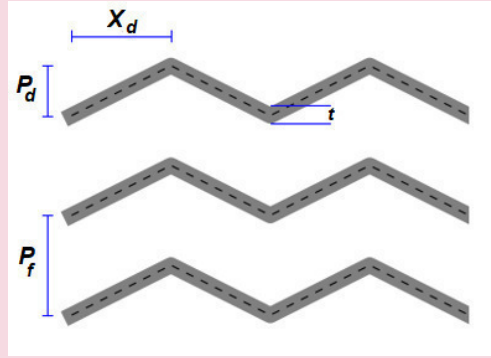
$$V_{r,top} = L_{b,top} \frac{\pi D_i^2}{4} \quad (5.2)$$

Burada;

$\frac{\pi D_i^2}{4}$ borunun iç kesit alanıdır. Soğutucu tarafı boru yüzey alanı,

$$A_{r,top} = \pi D_i L_{b,top} \quad (5.3)$$

5.13 HAVA TARAFI HESAPLAMALARI İÇİN DİĞER KORELASYONLAR



Şekil-5.6 Kanatçık geometrik parametreleri

Metre başına kanatçık sayısı (kanatçık sıklığı) [1/m]

$$f = \frac{FPI}{0.0254} = \frac{\text{kanat sayısı}}{1 \text{ metre}} \quad (5.4)$$

Kanatçık aralığı (kanatçıkların merkez çizgileri arasındaki mesafe)

$$P_f = \frac{1}{f} \quad (5.5)$$

Kanatçıklar arasındaki boşluk;

$$s = \frac{1}{f} - t \quad (5.6)$$

Isı değiştirici yüksekliği, H [m]

$$H = P_t n_{b,demet} \quad (5.7)$$

A kanal kesitine eşdeğer yüzey alanı;

$$A = H L_b \quad (5.8)$$

Boru üzerindeki kanatçık sayısı;

$$n_k = L_b f \quad (5.9)$$

Teta (θ) açısının sekanti, alan arttırma faktörüdür [-]. Kanatçıkların dalgalanmasından dolayı alandaki artışı yakalar.

$$\text{Sec}\theta = \frac{1}{\text{Cos}\theta} = \frac{\sqrt{x_f^2 + P_d^2}}{x_f} \quad (5.10)$$

Kanatçık ve boru hariç alın yüzeyi [m²]

$$A_{net} = A - t n_k (H - D_o n_{b,demet}) - (n_{b,demet} D_o L_b) \quad (5.11)$$

Boruların toplam dış alanı [m²]

$$A_b = n_{b,demet} n_{demet} \pi D_o L_b \quad (5.12)$$

Tek bir kanatçığın ıslak yüzeyi [m²]

$$A_{1k} = 2(HP_l n_{demet} Sec\theta - \frac{n_{b,demet} n_{demet} \pi D_o^2}{4}) \quad (5.13)$$

Kanatçıkların toplam yüzeyi [m²]

$$A_k = n_k A_{1k} \quad (5.14)$$

Boru ve kanatçıklar dahil toplam ısı transfer alanı [m²]

$$A_s = A_k + n_{b,demet} n_{demet} \pi D_o (L_b - n_k t) \quad (5.15)$$

5.14 ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBI PARAMETRELERİ

Giriş koşullarına göre hava kütle akış debisinin değerlendirilmesi

$$\rho_a = \frac{1+W}{v_a} \quad (5.16)$$

$$\dot{m}_a = \dot{V}_a \rho_a$$

$$u_{max} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a A_{net}} \quad (5.17)$$

Nemli hava özellik korelasyonlarına dayanan özgül ısı, ısıl iletkenlik ve viskozite değerleri;

$$Pr = \frac{c_{p,a} \mu_a}{k_a} \quad (5.18)$$

Boru çapına göre Reynolds sayısı:

$$Re_D = \frac{\rho_a u_{max} D_o}{\mu_a} \quad (5.19)$$

5.15 DENEYSEL (AMPİRİK) KORELASYONLAR

Wang, Tsai, Lu'dan dalgalı kanatçıklı yüzeyler için [2]:

Colburn j-Faktörü:

$$J = 16.06 Re_D^{-1.02(P_f/D_o)-0.256} \left(\frac{A_s}{A_b}\right) n_{demet}^{-0.069} \left(\frac{P_f}{D_o}\right)^{0.84} \quad (5.20)$$

Hava tarafı ortalama ısı transfer katsayısı:

$$h_a = \frac{J \rho_a u_{max} c_{p,a}}{Pr^{2/3}} \quad (5.21)$$

Hava tarafı basınç kaybı sürtünme faktörü:

$$f_{a,top} = 0.264 \left(0.105 + 0.708 \left(\frac{Re_D}{225}\right)\right) Re_D^{-0.637} \left(\frac{A_s}{A_b}\right)^{0.263} \left(\frac{P_f}{D_o}\right)^{-0.317} \quad (Re_D > 100) \quad (5.22)$$

$$f_{a,top} = 0.768 \left(0.0494 + 0.142 \left(\frac{Re_D}{1180}\right)\right) \left(\frac{A_s}{A_b}\right)^{0.0195} \left(\frac{P_f}{D_o}\right)^{-0.121} \quad (Re_D \leq 100)$$

Isı değiştiriciden geçen havanın kütle akımı şu şekilde tanımlanır;

$$G_a = \frac{\dot{m}_a}{A_{net}} \quad (5.23)$$

Aşağıdaki bağıntı hava tarafındaki basınç düşümünü verir (giriş ve çıkış basınç düşümlerini ihmal edilirse)

$$\Delta p_a = \frac{A}{A_b} \frac{G_a^2}{2\rho_a} f_{a,top} \quad (5.24)$$

5.16 YÜZEY VERİMİ

Kanatlardaki ısıl gradyenler, kanatlı yüzeyin tamamı boruların içinden geçen sıvı sıcaklığında olduğu gibi verimli bir şekilde performans göstermeyen kanatlı bir yüzeye neden olur. Kanatlardaki sıcaklık profilini ve bundan dolayı kanatlı yüzey verimini belirlemek için korelasyon (veya mümkünse açık çözüm) kullanılması gerekir.

5.17 DAİRESEL KANATÇIKLAR

Schmidt [3], kanatçık verimini hesaplamak için dairesel kanatçıklar için bir düzeltme terimi geliştirmiştir. Schmidt'in dairesel kanatçık korelasyonunu kullanmak, kanatlı yüzey verimi için çözüm sağlar.

$$\phi = \left(\frac{r_k}{r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{r_k}{r} \right) \right]$$

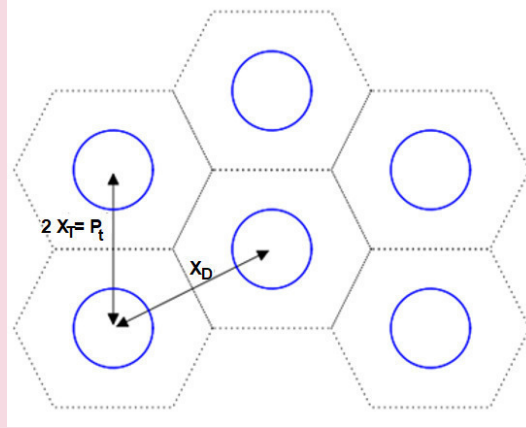
$$\eta_k = \frac{\tanh(M r \phi)}{M r \phi} \quad (5.25)$$

burada T , borunun dış çapıdır ve r_k dairesel kanadın dış yarıçapıdır. M parametresi aşağıda verilmiştir;

$$M = \sqrt{\frac{2 h_a (c_s/c_p)}{k_k t}} \quad (5.26)$$

5.18 ÇAPRAZ YERLEŞTİRİLMİŞ BORULAR

Çapraz boru demeti konfigürasyonları için, her borunun etrafında adyabatik sınırlara sahip altıgen hücreler oluşturulur ve her hücre için kanatçık verimi elde edilebilir. Bu problemi dairesel kanatçık şekline dönüştürmek için matematiksel analiz kullanılır.



Şekil-5.7 Altıgen boru kanadı düzenlemesi

$$r = \frac{D_o}{2}$$

$$X_D = \sqrt{\frac{P_t^2 + P_t^2}{2}} \quad (5.27)$$

$$X_T = \frac{P_t}{2}$$

Etkili yarıçap oranı aşağıdaki bağıntı ile verilir;

$$\frac{r_k}{r} = 1.27 \frac{X_T}{r} \sqrt{\frac{X_D}{X_T} - 0.3} \quad (5.28)$$

ve M faktörü şu bağıntı ile verilir;

$$M = \sqrt{\frac{2h_a(c_s/c_p)}{k_k t}} \quad (5.29)$$

c_s/c_p , ıslatılmış bir yüzey için ısı/kütle transferi düzeltmesidir. Kanatlar kuru ise, bu parametre birliğe ayarlanır, bu da bir kanatçık için M parametresinin standart tanımını verir.

Hong ve Webb'in [1] analize dayalı kanatçık verimi, şaşırtıcı kanatçıklı ıslak ve kuru kanatçıklar için;

$$\phi = \left(\frac{r_k}{r} - 1\right) \left[1 + \left(0.3 + \left(\frac{M r \left(\frac{r_k}{r} - 1\right)}{2.5} \right)^{1.5 - \frac{1}{12} \frac{r_k}{r}} \left(0.26 \left(\frac{r_k}{r}\right)^{0.3} - 0.3 \right) \right) \ln \left(\frac{r_k}{r}\right) \right] \quad (5.30)$$

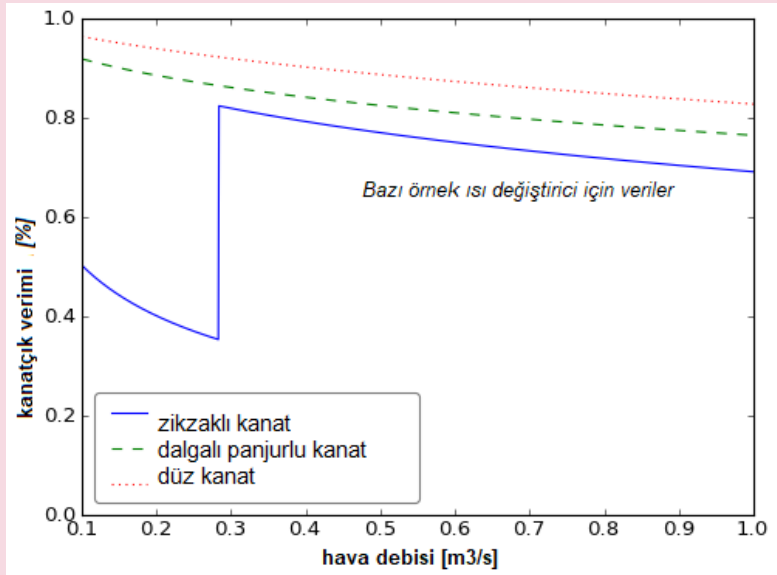
$$\eta_k = \frac{\tanh(Mr\phi)}{Mr\phi} \text{Cos}(0.1Mr\phi) \quad (5.31)$$

5.19 TOPLAM VERİM

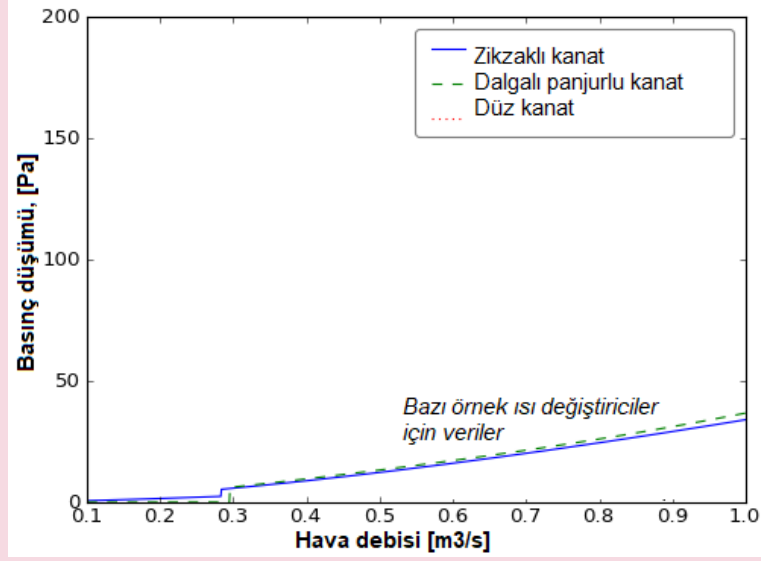
Kanatlı yüzey verimi (η_f) bilindiğinde, genel yüzey verimi η_a ;

$$\eta_a = 1 - \frac{A_k}{A_s} (1 - \eta_k) \quad (5.32)$$

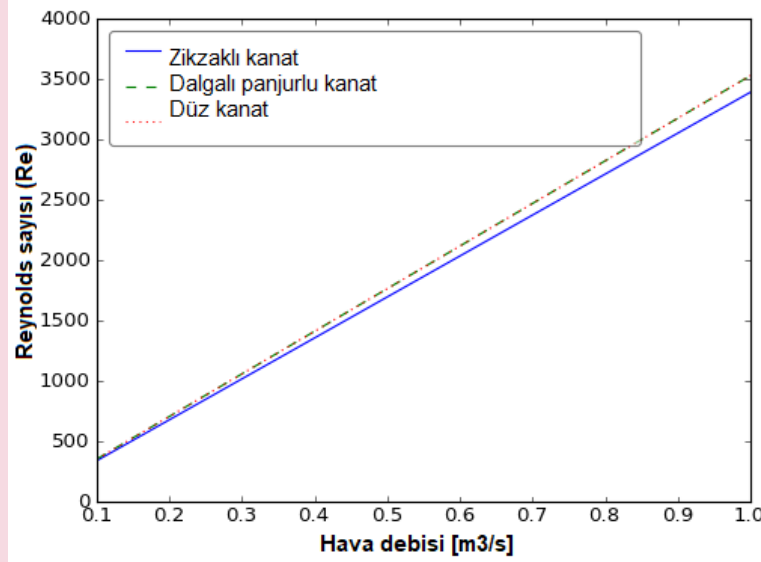
5.20 ÖRNEK SEPANTİN İÇİN VERİM, BASINÇ KAYBI VE REYNOLDS SAYISI DİYAGRAMLARI



Şekil-5.8 Hava debisinin bir fonksiyonu olarak kanatçık verimi



Şekil-5.9 Hava debisinin bir fonksiyonu olarak basınç düşümü



Şekil-5.10 Hava debisinin bir fonksiyonu olarak Reynolds sayısı

5.21 DOĞRUDAN GENLEŞMELİ (DG) SERPANTİNLER (ISLAK SERPANTİNLER)

Konforlu bir klima sistemi için doğrudan genleşmeli (DG) veya kuru genleşmeli serpantinde, buharlaşma sıcaklığı T_e (°C), soğutucu akışkan HCFC-22, HFC-134a, HFC-404A, HFC-410A, HFC- Serpantin borularının içindeki 407A veya HFC-407C, genellikle 2.8 ila 11.1 ° C'dir. Böyle bir T_e 'de, serpantinın yüzey sıcaklığı, genellikle serpantine giren havanın çış noktasından daha düşüktür. DG serpantinın dış yüzeyinde yoğunlaşma meydana gelir, böylece serpantin ıslak bir serpantin haline gelir. Bir DG serpantinındaki iklimlendirme süreçleri, her zaman bir soğutma ve nem alma işleminin yanı sıra ısı ve kütle aktarım sürecidir.

5.21.1 İmalat ve Kurulum

Bakır borular ve alüminyum kanatlar, halo-karbon soğutucu akışkanlar kullanılan DG serpantinleri için yaygın olarak kullanılmaktadır. Bakır boruların çapı genellikle 3/8 ila 5/8 inç (10 ila 16 mm) arasındadır. Genellikle 12 ila 18 kanatçık / inç (1,4 ila 2 kanat / mm) arasında bir kanatçık aralığının alüminyum kanatları tipik olarak 0,006 inç (0,15 mm) kalınlığındadır. Yivli plakalı kanatlar genellikle türbülans ve ısı transferini arttırmak için kullanılır. Bakır

boruların iç yüzeyinde, tipik olarak 60 kanat/inç (0,42 kanatçık / mm) bir aralık ve 0,008 inç (0,2 mm) bir yüksekliğe sahip olan mikro kanatçıklar, kaynamalı ısı transferini arttırmak için yaygın olarak kullanılmaktadır. Eckels ve Pate (1991) deneyleri düz borularla karşılaştırıldığında, iç mikro-tabakalara sahip bakır boruların soğutucu HFC-134a için boru içi buharlaştırma ya da yoğunlaştırma sırasında 1,5 ila 2,5 arasında bir ısı transferi artırımı faktörüne sahip olduğunu göstermiştir.

Su soğutma, su ısıtma veya DG serpantin performansının analizi ve hesaplanması sırasında A_o/A_i , kanat aralığı ve boru aralığı, serpantin performansını belirleyen serpantin imalat parametreleridir. Burada A_o , serpantin toplam dış yüzey alanını ve A_i , serpantin iç yüzey alanını (m^2) gösterir. Aşağıdaki serpantin yapım parametreleri, birçok üretici tarafından ısı transferi, hava tarafı basınç düşümü ve üretim maliyeti oranını optimize etmek için kullanılmıştır:

- Uzunlamasına boru aralığı $S_l=1,083$ inç (27,5 mm)
- Enine boru aralığı $S_t=1,25$ inç (31,8 mm)
- Dış çaplı bakır boru çapı 0,5 inç (23 mm)
- Alüminyum kanat kalınlığı $F_t=0,006$ inç (0,15 mm)

Tablo 5.1, yukarıda verilen verilere dayanarak pürüzsüz kanatçık için serpantin yapım parametrelerini listeler. Parametreler bir sıra serpantin derinliği 1,083 inç (27,5 mm) veya yüzey alanı 1 ft² (0,305 m²) içindir. Hem uzunlamasına hem de enine yönlere kenar etkisi varsa, o zaman A_o/A_p , A_o/A_i ve F 'ler biraz daha yüksek olabilir. Burada F_s , serpantin nüve yüzey alanı parametresini gösterir. Yivli kanatçıklar için A_o/A_p , A_o/A_i ve F_s , 1.1 ila 1.2 arası bir yivli faktör olan F_c ile çarpılmalıdır. Serbest akış (veya minimum akış) alanının A_{min}/A_a yüz bölgesine oranı genellikle 0,54 ila 0,6'dır. 12 ila 15 kanat/inç (1,7 ila 2 kanat/mm) gibi daha küçük bir kanat aralığı için, A_{min}/A_a 0,58 ila 0,60 alınmalıdır.

Tablo 5.1 Kanatçıklı Boru Serpantin Yapısı Parametreleri

Bakır borunun dış çapı 0.528 inç		İç çap bakır boru $D_i=0.496$ inç				
Alüminyum kanat kalınlığı $F_t=0.006$ inç		Boyuna boru aralığı $P_l=1.083$ inç				
Enine boru aralığı $P_t=1,25$ inç						
Kanatçık aralığı, s		A_o/A_b	A_o/A_i	A_k/A_o	F_s	s/F_t
Kanatçık/inç	İnç					
8	0.125	7.85	7.95	0.873	9.91	20.8
10	0.100	9.68	9.68	0.896	12.07	16.7
12	0.0833	11.54	11.40	0.913	14.21	13.9
14	0.0714	13.46	13.17	0.925	16.37	11.9
15	0.0667	14.47	14.03	0.928	17.48	11.1

A_b : Bakır borunun dış yüzeyi

A_k : Kanatçık yüzeyi

Not: Kıvrımlı plaka kanatçıklar için A_o/A_b , A_o/A_i ve F_s değerleri 1.10 ila 1.20 faktörü ile çarpılmalıdır.

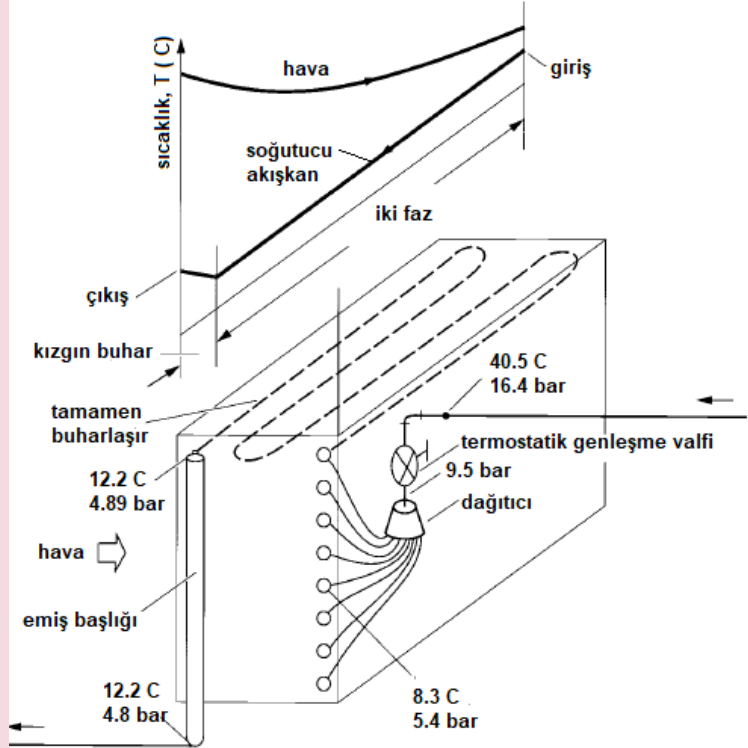
Soğutucu akışkan dağıtımı ve basınç düşümünü azaltmak için, bir DG serpantinindeki soğutucu akışkan yolları, kanatlı serpantin genişliğine göre her zaman bir dizi soğutucu akışkan devresine bölünür. Soğutucu genellikle bir termostatik genişleme valfi ile sağlanır. Daha sonra Şekil-5.11'de gösterildiği gibi, soğutucuyu eşit olarak dağıtan bir dağıtıcıdan akar. Genellikle venturi tipi dağıtıcılar kullanılır. Dağıtıcı, genellikle ¼ ve 5/16 inç (6,35 ve 7,94 mm) arasında çaplı bakır dağıtıcı boruları aracılığıyla çeşitli devrelere bağlanır. Dağıtıcı borusunun eşit uzunluğu ve yaklaşık olarak eşit devre uzunlukları, soğutucunun eşit dağıtılmasını sağlar. Hava ve soğutucu akışkan arasında bir ters akış düzenlemesi oluşturmak için, emme başlığı, serpantin yan tarafına giren havaya en yakın şekilde kurulmalıdır.

Bir DG serpantin için, uygun bir hava tahliyesi ve yoğuşma drenajı sağlamak için bakır kanatlı borular makul düzeyde olmalıdır. İki veya daha fazla DG serpantinleri dikey olarak yerleştirildiğinde, her serpantin için ayrı bir drenaj borusu ve drenaj tavası bulunmalıdır.

5.21.2 İki Bölge Model

Soğutucu akışkan, DG serpantinine sıvı-buhar iki fazlı bir duruma girer. T_e sıcaklığında buharlaştırmak için soğutulur ve tamamen buharlaşana kadar akış yolları boyunca yavaş yavaş buharlaşır. Soğutucu akışkanın serpantin boyunca aktığı basınç düşümü nedeniyle dolayı, Şekil-5.11'de gösterildiği gibi buharlaşma basıncı azaldıkça buharlaşma sıcaklığı T_e yavaş yavaş soğutucu akışkan devresi boyunca düşer. Basitleştirme için, soğutucunun akış yolu ve bir DG serpantinine karşılık gelen dış yüzey iki bölgeye ayrılmıştır.

İki Fazlı Bölge: İki fazlı bölgede, soğutucunun kuruluk derecesi X_r , 0 ile 1 arasındadır. Sıvı soğutkanın basınç düşümü ihmal edilebilir ve sıvı soğutkan sabit bir sıcaklıkta buharlaştırılır. İki fazlı bölgede, bir DG serpantin içinde, HCFC-22 soğutkanı için kaynama ısı transfer katsayısı (W/m^2-K) esas olarak kütleli akış debisinin ve soğutkan kuruluk derecesinin bir fonksiyonudur. Şekil-5.11, soğutucunun kuruluk derecesi değiştiğinde $4,4^\circ C$ dış çapı 0.665 inç (17 mm) olan bir boruda HCFC-22'nin kaynama ısı transfer katsayısını göstermektedir. Schlager ve diğ. (1989), 150 SSU'luk bir viskoziteye sahip naftenik mineral yağının %3'lük bir yağ derişikliğinde bir mikro kanatlı boru içindeki HCFC-22 soğutucu akışkanının yüzey ısı transfer katsayısını %25'lere kadar arttırdığını bulmuşlardır. 300-SSU yağı için, mikro kanatlı boru içindeki yüzey ısı transfer katsayısı biraz artar ve yağ derişikliği %0'dan %3'e yükseldiğinde yaklaşık %20 azalır.



Şekil-5.11 Soğutucu akışkan HCFC-22 kullanılarak tipik bir DG serpantin boyunca sıcaklık ve basınç düşümü

Kızgın Bölge: Kızgın bölgede, soğutkan kuruluk derecesi $X_r = 1$ alınır. Soğutucu akışkan ısı transfer katsayısı düşüktür. Kızgın soğutkanın neden olduğu nispeten yüksek dış yüzey sıcaklığı nedeniyle, aşırı ısıtılmış bölgeye tekabül eden DG serpantininin dış yüzeyi kuru olabilir. Aşırı ısınmış bölge küçüktür. Sadeleştirme için, bütün DG serpantininin ısı iletimi hızı (hem duyulur hem de gizli ısı dâhil), genellikle kızgın bölgenin varlığını hesaba katan bir bozucu faktör F_{super} ile çarpılır.

5.21.3 Islak Serpantin Alın Hızı ve Hava Tarafı Basınç Düşümü

Islak serpantinler için alın hızının seçimi, yoğuşma suyu damlacıklarının taşınmasını, serpantin alın hızının ısı transfer katsayıları, serpantin basınç düşümü ve serpantin büyüklüğü üzerindeki etkisini dikkate almalıdır. DG serpantininin tüm yüzeyinin üzerinde hava hızı dağılımı olsa bile, düzgün kanatlar için 2,5 m/s'den veya yivli kanatlar için 2,75 m/s'den daha düşük olan alın hızlarında taşımak önemli değildir. Çünkü fiberglas kanal hatlarında küf gelişimini besleyen ıslak yüzeyleri önlemek için hava dağıtım sisteminde bir DG serpantininde 2,5 m/s alın hızı veya daha azı tercih edilir. Besleme fanı DG serpantininin giriş tarafına konumlandığında (bir üfleme fanı ve serpantin düzeneği), alın hızının serpantin geri kalanından çok daha yüksek olduğu alanlar olabilir. Islak DG serpantinleri için, 15 kanat/inç (1,7 kanat /mm) yivli kanatlar için hava tarafı basınç düşümünün kaba bir tahmini aşağıdaki Tablo 5.2'deki gibidir.

Tablo 5.2 Evaporatör serpantinleri için örnek alın hızı-basınç düşümü değerleri

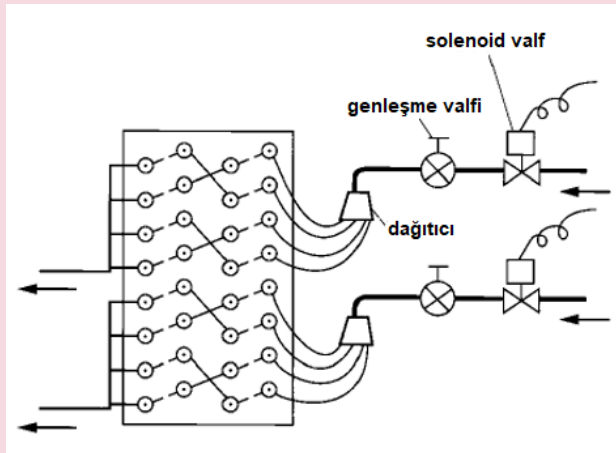
Alın hızı [m/s]	Kanatçık düzenlemesi	
	Basit (düz) kanat	Dalgalı kanat
2,5 m/s	37 Pa/sıra	57 Pa/sıra
3,0 m/s	62 Pa/sıra	87 Pa/sıra

Bir üreticiden üç sıralı 15 kanatlı/inç (1,7 kanat/mm) yivli kanatlı serpantin için hava tarafı basınç düşümü, aynı çalışma koşullarında ve aynı ünite soğutmasında dahi, başka bir üreticiden %50 daha yüksek değerde olabilir. Serpantin performanslarını dikkatlice karşılaştırmak önemlidir, farklı üreticilerin serpantin alın hızının tasarım yükündeki alt sınırı, başlangıç ve işletme maliyetlerine bağlıdır. Değişken Hava Debili (VAV) sistemlerinde DG serpantinleri için, kısmi yükte alın hızının azaltılması da düşünülmelidir. Çoğu durumda 1,75 ila 2,25 m/s alın hızları makul görülebilir.

5.21.4 Kısmi Yük Çalışmasında DG Serpantinleri

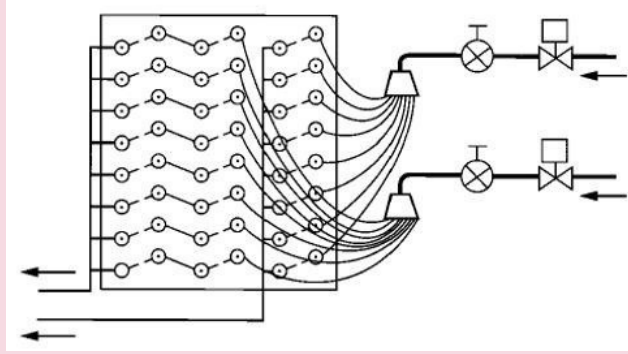
DG serpantin kapasitesi 15 tondan büyük olan soğutucu akışkan devreleri genellikle her biri kendi genişleme valfi, dağıtıcısı ve emme başlığı olan iki veya daha fazla bölüme ayrılır. Soğutucu akışkan devreleri, Şekil-5.13'te gösterildiği gibi, üç şekilde kontrol edilir.

Yüz Kontrolü: Soğutucu akışkan devreleri, Şekil-5.13'de gösterildiği gibi, üst ve alt bölümlere ayrılmıştır. Bir bölüm, kapasite azaltımı sırasında solenoid valfin enerjisi kesilmesiyle kapatılabilir. Yüz kontrolü, şartlandırılmış havanın sıcaklığını düşürür ve DG serpantininden aşağı akıştaki şartlanmış ve baypas hava akımlarının iyice karıştırılmasını gerektirir.



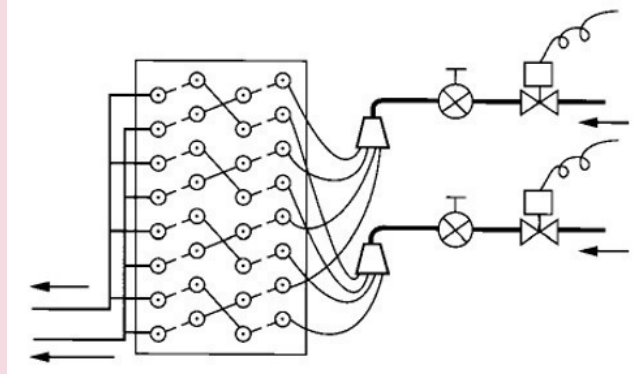
Şekil-5.13 Kısmi yükte yüz kontrolü (%50-%50)

Sıra Kontrolü: Sıra kontrolü, Şekil-5.14'te gösterildiği gibi altı sıralı bir DG serpantinine uygulandığında daha etkilidir. Bir dağıtıcı, iki sıradaki soğutucu akışkan devrelerine bağlanır; başka bir distribütör kalan dört sıraya bağlanır. Aktif soğutucu akışkan devreleri daha sonra %33, %66 veya %100 kapasite ile çalıştırılabilir.



Şekil-5.14 Kısmi yükte sıra kontrolü (%30-%70)

İç İçe Yüz Kontrolü: Bir iç içe yüz kontrolü (Şekil-5.15'de gösterilmiştir), dağıtıcılardan birine gelen soğutkan beslemesi solenoid valf tarafından kesilse bile, her zaman bir tam yüz aktif serpantine sahiptir. Bir dağıtıcı devre dışı kaldığında, ısı serpantin kanat verimi η_f ve ısı kapasite debisi C_{islak} değiştirilir ve DG serpantin kapasitesi yaklaşık %70'e düşürülür. DG soğutma sisteminin seçiminde, kısmi yüklemeye sırasında DG serpantinindeki minimum soğutucu akışkan sıcaklığını kontrol etmek önemlidir. Soğutkanın minimum doyma sıcaklığı $T_{r,min}$ ($^{\circ}C$), bir DG serpantin için yaklaşık 2,5 m/s bir hızda $0^{\circ}C$ 'nin altına düşmemelidir. Aksi halde, serpantin yüzeyinde karlanma oluşacaktır. Karlanma oluşumu hava geçişini engeller ve ısı transfer oranını ciddi şekilde azaltır. Kısmi yüklemeye işleminde, buharlaşma sıcaklığı düşürülür çünkü daha az soğutucu buharlaştırılır. HCFC-22 veya diğer yağ ile karışabilen soğutucu akışkanlar kullanan DG serpantinleri için, soğutkan boru çapı, soğutkan yağ karışımının minimum yükte boru yükselticisine geri gönderilebilecek şekilde tasarlanmalıdır.

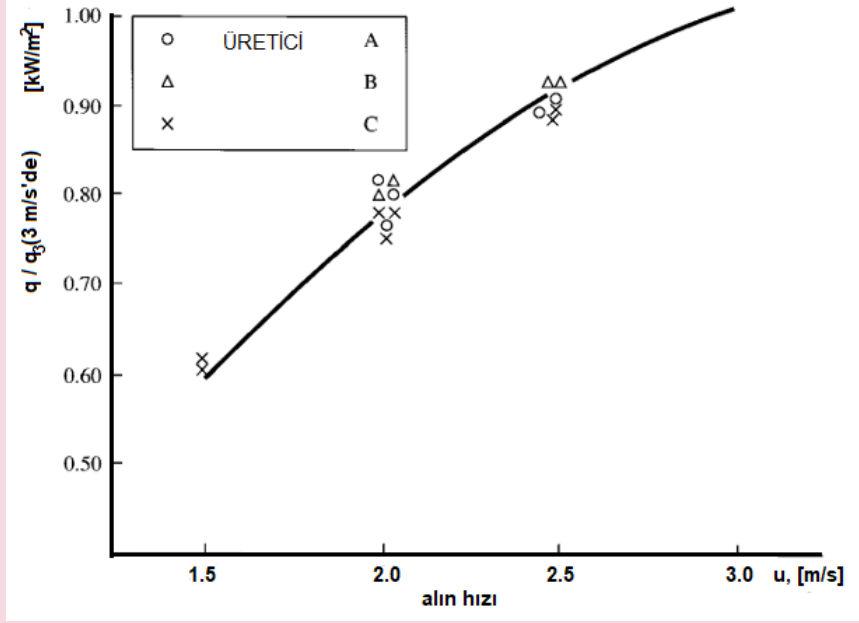


Şekil-5.15 Kısmi yükte iç içe yüz kontrolü

Bir değişken hava debili sisteme bir DG serpantin monte edildiğinde, kısmi yükte çalışması sırasında hava hacimsel debisi ve alın hızı azalır. Şekil-5.16, DG serpantininin birim yüzey soğutma kapasitesi, belirli bir alın hızında (3 m/s), birim yüzey soğutma kapasitesine oranlanarak q/q_3 (3 m/s) gösterilmektedir. Eğri, $26,7^{\circ}C$ kuru hazne ve $19,4^{\circ}C$ ıslak hazne ve $7,2^{\circ}C$ emme hattı sıcaklığında veya $7,2^{\circ}C$ hava çıkış ve $12,8^{\circ}C$ hava giriş koşullarında üç üreticinin kataloglarından alınan verilere göre çizilmiştir. Alın hızı 3 m/s'den 2 m/s'ye düştüğünde q/q_3 oranı, 1.0'dan yaklaşık 0,8'e düşer. DG serpantin kullanan bir VAV paket sistem için, T_e 'değeri $0^{\circ}C$ 'nin üzerinde tutmak için kısmi yükte çalışması sırasında etkin çok kademeli kapasite kontrolü ve soğutma devresi kesme kontrollerine sahip olmak önemlidir.

5.21.5 DG Serpantinleri Seçimi

Bir DG serpantininin soğutma kapasitesi, ilgili DG soğutma sisteminin soğutma kapasitesinin yanı sıra, paket klima sisteminin soğutma kapasitesidir. Konforlu iklimlendirme için bugün her bir model ve boyut olarak paket ünite için sıra sayısı, inç başına kanat sayısı ve boru aralığı dahil olmak üzere sabit bir DG serpantini modeli benimsenmiştir. Eğilim, 14 ila 17 kanat/inç (1,5 ila 1,8 kanat / mm) gibi daha yoğun bir kanat aralığı kullanmaktır. Klimada dış ve iç sirkülasyon havası karışımının soğutulması ve neminin alınması için genellikle iki, üç veya dört sıralı DG serpantin kullanılır. Yüzde 100 dış hava şartlandırma ünitesi için dört veya altı sıralı DG serpantin sıklıkla kullanılır. Serpantin alın hızını da kontrol edin, böylece 2,75 m/s'yi aşmayın.



Şekil-5.16 Soğutma kapasitesine karşı alın hızının değişimi

5.22 NEM ALMALI VEYA NEM ALMASIZ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ İÇİN ISI-KÜTLE TRANSFERİ HESAPLAMALARI

İklimlendirme amaçlı kullanılan ısı değiştirici modellerinde, hava ve çalışma akışkanı (soğutucu akışkan) debisinin, ısı değiştirici modelinin her kısmında, çalışma akışkan fazının (tek faz, iki faz) bulunduğu varsayılmaktadır. Bu nedenle, ısı değiştiricinin verilen bölümü, burada takip edilen analiz kullanılarak analiz edilebilir. Ek olarak, ısı değiştiricilerindeki yüzey sıcaklıklarına bağlı olarak, havadaki su neminin, ısı değiştiricinin kanatlı yüzeyinde, doğru şekilde ele alınması gereken yoğuşma olasılığı vardır.

Temel olarak, ısı değiştirici modelleri bu dört olasılıkta ayrılabilir:

- Çalışma akışkanı iki fazlıdır, serpantin üzerinde havanın yoğuşma olasılığı yoktur (her zaman kondenserde, muhtemelen evaporatörde ve soğutma serpantinde),
- Çalışma akışkanı tek fazlıdır, serpantin üzerinde havanın yoğuşma olasılığı yoktur (her zaman kondenserde, muhtemelen evaporatörde ve soğutma serpantinde),
- Çalışma akışkanı iki fazlıdır, serpantinde (evaporatör ve soğutma serpantini) havanın yoğuşma olasılığı vardır,
- Çalışma akışkanı tek fazlıdır, serpantinde hava buharlaşma olasılığı vardır (evaporatör ve soğutma serpantini).

5.23 ISI DEĞİŞTİRİCİ ANALİZİ TEMELLERİ

İzleyen analiz, ε -NTU ısı değiştiricilerinin analiz yöntemine dayanmaktadır. Bu yöntem, her iki akışkanın özgül ısılarının sabit olduğunu varsayar (veya makul bir ortalama değer bulunabilir). ε -NTU yönteminin güzelliği, ısı transfer katsayıları ve alanları açıkça elde edilebiliyorsa ve her iki akışın giriş sıcaklıkları biliniyorsa, ısı transfer hızı açıkça elde edilebilir. Bu, hesaplama açısından verimli kodun geliştirilmesinde oldukça faydalı olduğunu kanıtlar. Bireysel ısı değiştirici çözümlerinin çoğunda, bağıntılar biraz farklı bir konfigürasyonda kullanılır, ancak burada sunulan geçerli bağıntılar temel modelleri açıklar.

Genel olarak, ε -NTU yönteminin çalışması ilk önce ısı transfer şebekesini analiz eden ısı transferi iletkenliğini bulmaktır, bu da size hesaplama sağlayan ε etkinliğini sağlayan ısı transferi geçiş birimi (ε -NTU) sayısını verir.

5.24 NEM ALMA OLMADAN TAMAMEN KURU ISI DEĞİŞTİRİCİ ANALİZİ

5.24.1 Çalışma Akışkanı Tarafında İki Fazlı

İki fazlı bir çalışma akışkanının kombinasyonu ve havadan nem alma olasılığı yoktur, en basit analizi sağlar. Tanım olarak havanın ısı kapasite debisi, sınırlayıcı ısı kapasite debisidir ve bu nedenle UA,

$$UA_a = \eta_a \alpha_a A_a$$

$$UA_r = \alpha_r A_r \quad (5.33)$$

Genel olarak ısı iletimi,

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{1/UA_a + 1/UA_r} \quad (5.34)$$

Ve NTU değeri,

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}_a c_{p,a}} \quad (5.35)$$

Etkenlik değeri aşağıdaki bağıntıdan alınabilir;

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (5.36)$$

çünkü ısı kapasite debisi sıfırdır ($C_r = 0$). Hava tarafı, tanım gereği sınırlayıcı ısı kapasite debisi olduğundan, ısı transfer hızı,

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{m}_a c_{p,a} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (5.37)$$

Burada $T_{h,i}$ sıcak akışın giriş sıcaklığıdır ve $T_{c,i}$ soğuk akışın giriş sıcaklığıdır. Bu tanım gereği, \dot{Q} işaretinin pozitif olduğu tanımlanır.

5.24.2 Çalışma Akışkanı Tarafında Tek Faz

Nemli hava akımının yoğunlaşma olasılığı bulunmadığında, saf ısı transferinin analizi nispeten basittir. Isı değiştiricisinde hava, çalışma akışkanının sıcaklığına yaklaşır ve çalışma akışkanı, çalışma akışkanının sıcaklığını havanın sıcaklığına yaklaştırmak zorunda olsa da potansiyel olarak, zorunlu olsa da hava ile ısı değiştirir.

Hava ve çalışma akışkanı taraflarındaki ısı transfer iletkenleri;

$$UA_a = \eta_a \alpha_a A_a$$

$$UA_w = \alpha_w A_w \quad (5.38)$$

Genel ısı transfer iletkenliği UA aşağıdaki bölümlerden elde edilebilir;

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{1/UA_a + 1/UA_w} \quad (5.39)$$

Böylece ısı transferi/geçiş birim sayısı (NTU) belirlenebilir;

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (5.40)$$

C_{min} minimum ısı kapasite debisi ise,

$$C_{min} = \min[\dot{m}_a c_{p,a}, \dot{m}_w c_{p,w}] \quad (5.41)$$

Böylece bilinen NTU ile, burada gösterilen ısı değiştiricinin geometrisine dayalı olarak etkenlik elde edilebilir;

- Karşı akış:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NTU(1-C_r)}} \quad (5.42)$$

- Çapraz akış ($C_a < C_w$) (hava tarafı ısı kapasite debisi minimumdur ve kanatlar havanın ve akışkanın karışmasını engellediğinden hava karışmaz olarak kabul edilir):

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left[1 - e^{(-C_r(1 - e^{-NTU}))} \right] \quad (5.43)$$

- Çapraz akış ($C_w < C_a$) (çalışma akışkanı tarafı ısı kapasite debisi minimumdur ve kanatlar havanın karışmasını bloke ettiğinden ve akışkanın karıştırıldığı için muamele edildiğinden hava karışmaz):

$$\varepsilon = 1 - e^{\left[\frac{-1}{C_r} (1 - e^{-C_r NTU}) \right]} \quad (5.44)$$

Sonuç olarak ısı transfer hızı aşağıdaki gibi bulunur;

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (5.45)$$

5.25 NEM ALMA OLANAĞI İLE KISMİ ISLAK / KISMİ KURU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ANALİZİ

5.25.1 Çalışma Akışkanı Tarafında İki Fazlı

Buradaki analizde, hava tarafındaki ortalama ısı transfer katsayıları (Hava Tarafı Korelasyonları ve Diğer Hesaplamalar ve Kanatçık-Borulu Isı Değiştiricileri bölümlerinden) ve soğutucu tarafındaki ortalama ısı transfer katsayıları (Sıvı bölümünün iki fazlı buharlaştırma kısmından) Korelasyonlar ve Diğer Hesaplamalar) kullanılır. Soğutucu akışkan tarafındaki hafif kırıksıklık, ortalama ısı aktarım katsayısının soğutucu akışkan kalitesinin bir işlevi olduğu, ancak buradaki analiz soğutucu akışkanın giriş ve çıkış niteliklerinin bilindiğini (veya yinelenildiğini) varsaymaktadır.

Diğer bir komplikasyon, faz değişimi sırasında kayma yaşayan soğutucuların (R404A, R410A, R507C, R407C, vb. gibi azeotropik karışımları), buharlaşma sırasında doyma sıcaklığının sabit olmamasıdır. Faz değişimi sırasındaki basıncın sabit olduğu varsayılırsa, doymuş sıvı (kabarık noktası) ve belirli bir doyma basıncı için doymuş buhar (çiğlenme noktası) için farklı sıcaklıklar vardır. İki fazlı bölüm için takip eden analiz, basitçe tanımlanmış olan ortalama bir doyma sıcaklığı gerektirir. Şayet akışkanda kayma varsa;

$$T_{doyma,r} = (T_{kabarık,r} + T_{çn,r})/2$$

Aksi takdirde, T_{doyma} doyma sıcaklığının geleneksel tanımı kullanılır.

5.25.2 Tamamen Kuru

İç (çalışma akışkanı) ve dış taraflar (hava) üzerindeki ısı transfer iletkenlik değerleri;

$$UA_0 = \alpha_a \eta_a A_{a,iki faz}$$

$$UA_i = \alpha_{t,iki faz} A_{r,iki faz} \quad (5.46)$$

ve dış taraftaki ısı transferi/geçiş birim sayısı (NTU);

$$NTU_o = \frac{UA_o}{\dot{m}_{a,iki\ faz} c_{p,a}} \quad (5.47)$$

İki fazlı bölüm için tamamen kuru analizde, UA değeri elde edilmiştir:

$$UA_{kuru} = \frac{1}{(UA_i)^{-1} + (UA_o)^{-1}} \quad (5.48)$$

C_{min} hava tarafında olduğu için (soğutucu akışkanın faz değiştirmesi nedeniyle), verim;

$$NTU_{kuru} = \frac{UA_{kuru}}{\dot{m}_{a,iki\ faz} c_{p,a}} \quad (5.49)$$

ve etkenlik değeri;

$$\varepsilon_{kuru} = 1 - e^{-NTU_{kuru}} \quad (5.50)$$

tam kuru ısı transfer hızı aşağıdaki bulunur;

$$\dot{Q}_{kuru} = \varepsilon_{kuru} c_{p,a} (T_{a,i} - T_{doy,r}) \quad (5.51)$$

Bu giriş ve çıkış yüzey sıcaklıklarının hesaplanmasına izin verir;

$$T_{s,i} = \frac{UA_o T_{a,i} + UA_i T_{doy,r}}{UA_o + UA_i}$$

$$T_{s,o} = \frac{UA_o T_{a,o} + UA_i T_{doy,r}}{UA_o + UA_i} \quad (5.52)$$

Verilen bir $T_{çn}$ hava emiş noktası sıcaklığı için,

- $T_{s,o}, T_{çn}$ 'nin üstünde ise, serpantin tamamen kuru
- $T_{s,i}, T_{çn}$ 'nin altında ise, serpantin tamamen ıslak ve tamamen ıslak kısımdaki analize devam edin.
- $T_{çn}, T_{s,i}$ ve $T_{s,o}$ arasında ise, serpantin kısmen ıslak ve kısmen kuru bölümündeki analize devam edin.

Serpantin tamamen kuruysa, f_{kuru} faktörü bire eşittir ve çıkış havası entalpi değeri hesaplanabilir.

$$h_{a,o} = h_{a,i} - \dot{Q}_{kuru} / \dot{m}_{a,iki\ faz} \quad (5.53)$$

ve verilen $X_{o,iki\ faz}$ ve $\omega_{iki\ faz}$ ürünü için evaporatörün iki fazlı bölümünün ısı transfer hızı;

$$\dot{Q}_{iki\ faz}(\omega_{iki\ faz}, x_{o,iki\ faz}) = \dot{Q}_{kuru} \quad (5.54)$$

5.25.3 Tamamen Islak

Tamamen ıslak analizde, evaporatörün iki fazlı kısmının tamamen kuru kısmı mevcut değildir. Bu nedenle, kısmen ıslak/kısmen kuru durum için takip eden analiz, doğrudan buharlaştırıcı hava giriş durumu tarafından verilen ıslak bölüme giriş ile kullanılabilir. Bu aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

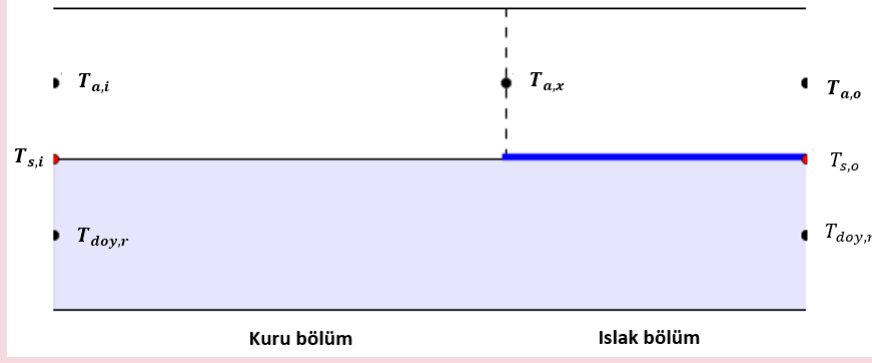
$$h_{a,x} = h_{a,i}$$

$$T_{a,x} = T_{a,i}$$

$$f_{kuru} = 0 \quad (5.55)$$

5.25.4 Kısmen Kuru

İki fazlı çalışma sıvısına sahip bir ısı değiştirici için kısmen ıslak/kısmen kuru analizinde, serpantin için konfigürasyon bu şekilde tarif edilmiştir:



Şekil-5.17 Boru dış yüzeyi için kuru-ıslak bölüm tanımlarının gösterimi

Kuru kısım analizine başlamak için (serpantin tamamen ıslanırsa bu analiz atlanır), $T_{a,x}$ sıcaklığı, çiğlenme noktasına ulaşılan noktada doğrudan bir enerji dengesinden elde edilebilir.

$$T_{a,x} = T_{\zeta n} + \frac{UA_i}{UA_o} (T_{\zeta n} - T_{doy,r}) \quad (5.56)$$

UA faktörlerinin oranını aşağıdaki bağıntıdan alınabilir;

$$\frac{UA_i}{UA_o} = \frac{\alpha_r A_{r,ikifaz}}{\eta_a \alpha_a A_{a,ikifaz}} \quad (5.57)$$

ki bu ε_{kuru} etkenliği için açık bir çözüm sunar (çünkü giriş ve çıkış durumları hava tarafından bilinir)

$$\varepsilon_{kuru} = \frac{T_{a,i} - T_{a,x}}{T_{a,i} - T_{doy,r}} \quad (5.58)$$

ve f_{kuru} faktörü elde edilir;

$$f_{kuru} = -\frac{1}{NTU_{kuru}} \ln(1 - \varepsilon_{kuru}) \quad (5.59)$$

bağıntısını çözerek;

$$\varepsilon_{kuru} = 1 - e^{(-f_{kuru} NTU_{kuru})} \quad (5.60)$$

$T_{a,x}$ sıcaklığında havanın entalpisi elde edilebilir.

$$h_{a,x} = h_{hava}(T = T_{a,x}, \omega = \omega_{a,i}) \quad (5.61)$$

bu kuru kısımdaki ısı transfer hızını verir;

$$\dot{Q}_{kuru} = \dot{m}_{a,ikifaz} c_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,x}) \quad (5.62)$$

Bu, kısmen ıslak / kısmen kuru analizin kuru kısmı için analizi tamamlar. Islak kısım, bağıntı tarafından yönetilen c_s faktörünün hesaplanmasıyla başlar;

$$c_s = \left. \frac{\partial h_{doy}}{\partial T} \right|_{T=T_{doy,r}} \quad (5.63)$$

c_s için bu değer kullanılarak kanatçık verimliliği (η_k) hesaplanır. Bu daha sonra UA değerlerini verir;

$$UA_i = \alpha_r A_{r,ikifaz}$$

$$UA_o^* = \eta_a \alpha_a A_{a,ikifaz} \quad (5.64)$$

ve genel ıslak UA değeri

$$UA_{ıslak} = \frac{1}{c_s/UA_i + c_{p,a}/UA_o^*} \quad (5.65)$$

ki o NTU değerini verir

$$NTU_{\text{Islak}} = \frac{UA_{\text{Islak}}}{\dot{m}_{a,\text{ikifaz}}} \quad (5.66)$$

ve ıslak yüzey etkenliği

$$\varepsilon_{\text{Islak}} = 1 - e^{-(1-f_{\text{kuru}})NTU_{\text{Islak}}} \quad (5.67)$$

$T_{\text{doy},r}$ soğutucu akışkan doygunluk sıcaklığında doymuş hava entalpisi

$$h_{\text{doy},r} = h_{\text{doy}}(T = T_{\text{doy},r}, \phi = 1) \quad (5.68)$$

ıslak kısımdaki ısı transfer hızı aşağıdaki gibi verilir;

$$\dot{Q}_{\text{Islak}} = \varepsilon_{\text{Islak}} \dot{m}_{a,\text{ikifaz}} (h_{a,i} - h_{a,\text{doy},r}) \quad (5.69)$$

ve çıkış entalpisi aşağıdaki gibi verilebilir;

$$h_{a,o} = h_{a,x} - \dot{Q}_{\text{Islak}} / \dot{m}_{a,\text{ikifaz}} \quad (5.70)$$

Islak bölümdeki hava, etkili bir yüzey entalpisine sahip bir yüzey ile etkileşime girer.

$$h_{a,s,s,e} = h_{a,x} - \frac{h_{a,x} - h_{a,o}}{1 - e^{-(1-f_{\text{kuru}})NTU_o}} \quad (5.71)$$

sabit entalpi $h_{a,s,s,e}$ doymuş bir yüzeye sahip nemli hava kütle transferinin etkenliği dikkate alınarak elde edilmiştir. Yinelemeden elde edilen etkili bir yüzey sıcaklığı $T_{s,e}$ veren,

$$h_{a,s,s,e} = h_{\text{hava}}(T = T_{s,e}, \phi = 1.0) \quad (5.72)$$

Bu, hava çıkış sıcaklığını verir

$$T_{a,o} = T_{s,e} + (T_{a,x} - T_{s,e}) e^{-(1-f_{\text{kuru}})NTU_o} \quad (5.73)$$

havanın $T_{s,e}$ 'de izotermal bir yüzeyle ısı transfer ettiği varsayılır. Kısmen ıslak/kısmen kuru analizde toplam ısı transfer hızı daha sonra

$$\dot{Q}_{\text{ikifaz}} = \dot{Q}_{\text{kuru}} + \dot{Q}_{\text{Islak}} \quad (5.74)$$

Burada \dot{Q}_{kuru} (5.30) bağıntısından ve \dot{Q}_{Islak} (5.37) bağıntısından geliyor.

5.26 ÇALIŞMA AKIŞKANI TEK FAZ

5.26.1 Tam Kuru Analiz

Tek fazlı bir çalışma akışkanına sahip tamamen kuru serpantin için (burada kısaltma amacıyla soğutucu olarak alındığında) kuru analiz için iç ve dış NTU

$$UA_i = \alpha_r A_r$$

$$UA_i = \frac{UA_i}{\dot{m}_r c_{p,r}}$$

$$NTU_o = \frac{\eta_a \alpha_a A_a}{\dot{m}_a c_{p,a}} \quad (5.75)$$

burada NTU genel olarak $NTU = UA / C$ ile tanımlanır.

Isıl kapasite debisi (hava tarafında olması gereken minimum kapasite varsayarak)

$$C^* = \frac{\dot{m}_a c_{p,a}}{\dot{m}_r c_{p,r}} \quad (5.76)$$

Kuru olduğunda, tüm ısı değiştirici için toplam ısı transferi/geçiş birim sayısı (NTU)

$$NTU_{kuru} = \frac{NTU_o}{1+C^* \frac{NTU_o}{NTU_i}} = \frac{\frac{UA_o}{C_a}}{1+\frac{UA_o}{UA_i}} = \frac{\frac{UA_o UA_i}{C_a}}{UA_i+UA_o} \quad (5.77)$$

Ters akış etkenliği ilişkileri sıfır olmayan bir C^* için kullanılır, çünkü soğutucu akışkan değişmez, fazı değiştirmez (olduğu varsayılır):

$$\varepsilon_{kuru} = \frac{1-e^{(-NTU_{kuru}(1-C^*))}}{1-C^*e^{(-NTU_{kuru}(1-C^*))}} \quad (5.78)$$

Hava çıkış sıcaklığı şu şekilde verilir;

$$T_{a,o,kuru} = T_{a,i} - \varepsilon_{kuru}(T_{a,i} - T_{r,i}) \quad (5.79)$$

ve kuru analiz glikol çıkış sıcaklığı;

$$T_{r,o} = T_{r,i} - C^*(T_{a,i} - T_{a,o,kuru}) \quad (5.80)$$

Kuru hava çıkışı entalpi değeri eşittir (ısı değiştirici üzerindeki genel enerji dengesinden ve soğutucu tarafında sabit özgül ısı olduğu varsayılarak)

$$h_{a,o} = h_{a,i} - \frac{\dot{m}_r c_{p,r}(T_{r,i} - T_{r,o})}{\dot{m}_a} \quad (5.81)$$

Hava çıkışındaki yüzey sıcaklığı, glikol girişindeki (hava çıkışı) bir enerji dengesinden ve yüzey sıcaklığı için çözümlenir.

$$T_{s,o} = T_{r,i} + C^* \frac{NTU_{kuru}}{NTU_i} (T_{a,o,kuru} - T_{r,i}) \quad (5.82)$$

Kuru analiz için ısı transferi

$$\dot{Q}_{kuru} = \varepsilon_{kuru} \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,i} - T_{r,i}) \quad (5.83)$$

ve kuruluk oranı;

$$f_{kuru} = 0 \quad (5.84)$$

5.26.2 Tamamen Islak Analiz

Eğer $T_{s,o} < T_{dp}$ ise, o zaman en azından serpantin bir kısmı ıslanır, çünkü ısı değiştirici yüzeyinin bir kısmı giren havanın çiğ noktasının altındadır. Isı değiştiricinin bir sonraki adımda tamamen ıslak olduğu varsayılır. Muhtemelen hala serpantin tamamen ıslak olmayışı devam etmektedir, ancak tamamen ıslak analizi deneyerek serpantin tamamen mi yoksa kısmen ıslanmış mı olduğu belirlenebilir. Öncelikle, çıkış soğutucu akışkan sıcaklığı $T_{r,o}$ bilinmemektedir, ancak yukarıdaki analizden tamamen soğutucu akışkan kuru çıkış sıcaklığı tarafından verilen ilk tahmin ile yinelemeli olarak belirlenmektedir.

Hava için sınırlayıcı çıkış durumu (elde edebileceği en düşük entalpi), doymuş havanın entalpisinin verdiği, soğutucu akışkan giriş sıcaklığında doyurulmalıdır.

$$h_{a,doy,r,i} = h(T = T_{r,i}, \phi = 1.0) \quad (5.85)$$

Ortalama soğutucu akışkan sıcaklığındaki doymuş havanın özgül ısısı,

$$c_s = \frac{\partial h_{a,doy}}{\partial T_r} \quad T_r = \frac{T_{r,i} + T_{r,o}}{2} \quad (5.86)$$

ve EES (Engineering Equations Solver yazılımı) doymuş su buharı entalpi verilerine dayanan polinom uyumudur. Çıkış glikol sıcaklığı başlangıçta bilinmemektedir (ancak iterasyon ile belirlenir).

Etkili nemli hava kütle debisi oranı

$$m^* = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_r \frac{c_{p,r}}{c_s}} \quad (5.87)$$

ve ıslak serpantin için NTU

$$NTU_{\text{ıslak}} = \frac{NTU_o}{1+m^* \frac{NTU_o}{NTU_i}} \quad (5.88)$$

ters akış etkinliği

$$\varepsilon_{\text{ıslak}} = \frac{1-e^{(-NTU_{\text{ıslak}}(1-m^*))}}{1-m^*e^{(-NTU_{\text{ıslak}}(1-m^*))}} \quad (5.89)$$

Hava çıkış entalpisi

$$h_{a,o} = h_{a,i} - \varepsilon_{\text{ıslak}}(h_{a,i} - h_{a,\text{doy},r,i}) \quad (5.90)$$

Isı transferi miktarı

$$\dot{Q}_{\text{ıslak}} = \varepsilon_{\text{ıslak}} \dot{m}_a (h_{a,i} - h_{a,\text{doy},r,i}) \quad (5.91)$$

ve çıkış glikol sıcaklığı

$$T_{r,o} = T_{r,i} + \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_r c_{p,r}} (h_{a,i} - h_{a,o}) \quad (5.92)$$

çıkış glikol sıcaklığında doymuş hava entalpisi

$$h_{a,\text{doy},r,o} = h(T = T_{r,o}, \phi = 1.0) \quad (5.93)$$

ve hava girişindeki yüzey sıcaklığı (yerel enerji dengesinden)

$$T_{s,i} = T_{r,o} + \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_r c_{p,r}} \frac{NTU_{\text{ıslak}}}{NTU_i} (h_{a,i} - h_{a,\text{doy},r,o}) \quad (5.94)$$

etkin yüzey entalpisi

$$h_{a,s,\text{doy},e} = h_{a,i} + \frac{h_{a,o} - h_{a,i}}{1-e^{(-NTU_o)}} \quad (5.95)$$

Buradan çözmek mümkündür;

$$h_{a,s,\text{doy},e} = h(T = T_{s,e}, \phi = 1.0) \quad (5.96)$$

çıkış havası sıcaklığının çözülmesini mümkün kılan $T_{s,e}$ için,

$$T_{a,o} = T_{s,e} + (T_{a,i} - T_{s,e})e^{(-NTU_o)} \quad (5.97)$$

Bu noktada, eğer $T_{s,i}$ de çiğlenme noktasının altındaysa, serpantin tamamen ıslanır ve analiz tamamlanır. Öte yandan, $T_{s,i} < T_{dp}$ ise, serpantin kısmen ıslanır ve bir sonraki bölümde analiz gerekir.

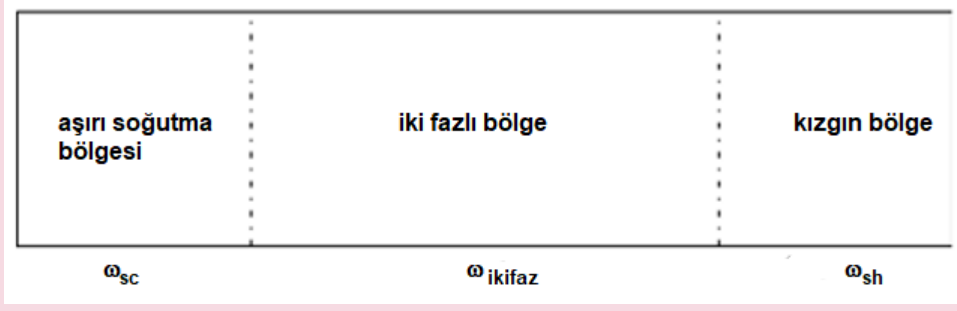
5.27 KONDENSER

5.27.1 Genel Bakış

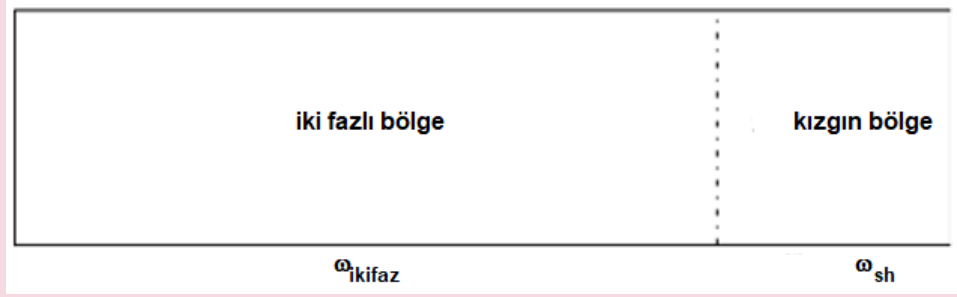
Bir kondenserin hedefi, aşırı kızdırılmış bir durumdaki bir soğutucu akışkanı almak ve onu neredeyse sabit bir basınçta soğutmaktır. Bu sayede soğutucu akışkan aşırı soğutulmuş hale getirilir, sıvı hattı üzerinden genleşme valfine gönderilir ve valf çıkışında düşük sıcaklıkta soğutma yapabilir.

5.27.2 Matematiksel Açıklama

Soğutucu akışkan tarafında, soğutucu akışkan yolu üç bölüme ayrılabilir-aşırı ısıtılmış bölüm, iki fazlı bölüm ve alt soğutmalı bölüm. Uygulamada, çalışma koşulları (özellikle düşük şarj), bir alt soğutmalı bölüme sahip olmayan ve aşırı koşullarda bir iki fazlı bölüme sahip olmayan bir kondensere neden olabilir. Aşağıdaki çizim açıklanan ilk iki durum için olası konfigürasyonları göstermektedir:



Şekil-5.18 Aşırı soğutma, iki fazlı ve kızgın bölgelerin gösterimi



Şekil-5.19 İki fazlı ve kızgın bölgelerin gösterimi

Her iki durumda da şematik, soğutucu tarafındaki ortalama bir devreyi temsil eder. Genel olarak, kondenser için çözücünün amacı, ortalama bir devrenin uzunluğunun ne kadarının aşırı ısıtılmış, iki fazlı ve alt soğutulmuş fazlarda olduğunu belirlemektir. Devre uzunluğunun bu bölümlerin her birindeki oranı, sırasıyla ω_{sh} , ω_{ikifaz} , ve ω_{sc} tarafından verilmektedir. Bu faktörlerin toplamı 1'e eşit olmalıdır ve bölümlerden herhangi biri mevcut değilse, ilgili devre kesri parametresi sifıra ayarlanır.

Böylece bir devrenin ortalama uzunluğu L_{devre} tarafından verilirse, o zaman her kısmın uzunlukları;

$$L_{sh} = \omega_{sh} L_{devre} \quad (5.98)$$

$$L_{ikifaz} = \omega_{ikifaz} L_{devre}$$

$$L_{sc} = \omega_{sc} L_{devre}$$

ve tutarlılık için

$$\omega_{sh} + \omega_{ikifaz} + \omega_{sc} = 1 \quad (5.99)$$

Hava tarafında, kondenser saf çapraz akış olarak kabul edilir. Bu, kondenserin, ABD'deki kondenserler için ortak bir konfigürasyon olan tek bir boru sırasından oluştuğu durum için özellikle iyi bir varsayımdır. Bu nedenle, akış saf çapraz akış olduğundan, aşırı ısıtılmış, iki fazlı ve alt soğutmalı bölümlerin her birinin hava akış hızının yanı sıra hava tarafı alanı, o bölümün alanıyla orantılı olduğu varsayılabilir.

Buradaki analiz birçok varsayımda bulunur:

1. Boruların dışında nemli havanın yoğuşması yoktur, çünkü soğutucu akışkan sıcaklığı hava akımının çiğlenme noktasının üzerindedir.
2. Akış, soğutucu tarafındaki tüm devreler arasında eşit olarak dengelenir
3. Akış hava tarafına eşit olarak dağıtılır.

5.27.3 Hava Tarafında Dikkat Edilmesi Gerekenler

Hava tarafında, \dot{m}_{top} hava akış debisi akışının toplam A_{top} hava tarafı alanına sahip olan serpantin yüzüne düzgün bir şekilde dağıldığı varsayılmaktadır. Bu nedenle, her bölüm için alanlar ve kütleli akış debileri,

$$A_{a,sh} = \omega_{sh} A_{a,top} \quad (5.100)$$

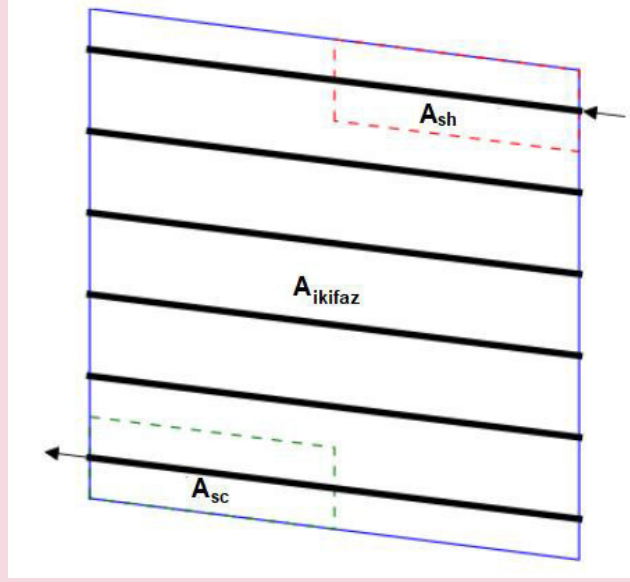
$$A_{a,ikifaz} = \omega_{ikifaz} A_{a,top}$$

$$A_{a,sc} = \omega_{sc} A_{a,top}$$

$$\dot{m}_{a,sh} = \omega_{sh} \dot{m}_{a,top}$$

$$\dot{m}_{a,ikifaz} = \omega_{ikifaz} \dot{m}_{a,top}$$

$$\dot{m}_{a,sc} = \omega_{sc} \dot{m}_{a,top}$$



Şekil-5.20 Serpantinde kızgın, iki fazlı ve aşırı soğutma bölgelerinin gösterimi.

5.27.4 Kondenser Algoritması

1. ω_{sh} 'yi belirlemek için aşırı ısıtılmış bölümü açıkça çözünüz.
2. İlk önce soğutucu akışkanın iki fazlı kısımdan 0 kalitesinde çıktığını ve iki fazlı kısım için ısı transfer analizinden istenen ω_{ikifaz} değerini hesapladığını varsayınız. O zaman ya
 - $(\omega_{sh} + \omega_{ikifaz})$ değeri 1'den küçük ise, bir aşırı soğutulmuş bölüm vardır
 - İki fazlı bölümün çıkış kalitesinin bu nedenle ω_{ikifaz} değerini veren 0 olduğu bilinmektedir.
 - Alt soğutma bölümü ($\omega_{sc} = 1 - \omega_{ikifaz} - \omega_{sh}$) için yoğunlaştırıcı alanın kalanını kullanın, ısı transfer hızı, basınç düşümü vb. için alt soğutma bölümünü çözünüz.
 - $(\omega_{sh} + \omega_{ikifaz})$ değeri 1'den büyükse, aşırı soğutulmuş bölüm yoktur.
 - İki fazlı bölüm için alan fraksiyonunun ($\omega_{ikifaz} = 1 - \omega_{sh}$) olduğu bilinir, kondenserin çıkış kalitesini yinelemeli olarak hesaplayınız.

5.27.5 Kızgın Bölüm

Aşırı ısıtılmış bölgede, giriş soğutucu sıcaklığı ve çıkış soğutucu sıcaklığı (çiğ sıcaklığı) bilinmektedir. Bu nedenle, saf çapraz akış varsayarak, aşırı ısıtılmış bölge için gereken alanın kesri açıkça elde edilebilir.

$$\omega_{sh} = - \frac{\ln(1-\psi)}{\left[1 - e^{\left(- \frac{UA_{top}}{c_{p,a} \dot{m}_{a,top}} \right)} \right]} \frac{\dot{m}_r c_{p,r}}{\dot{m}_{a,top} c_{p,a}} \quad (5.101)$$

Burada

$$\psi = \frac{(T_{r,i} - T_{\psi,r})}{(T_{r,i} - T_{a,i})} \quad (5.102)$$

ve bu terimin türetilmesi, Kondenser Alan Türevinden elde edilebilir. Aşırı ısıtılmış kısmın olduğu varsayılmaktadır.

5.27.6 İki Fazlı Bölüm

Isı değiştiricisinin iki fazlı bölümünde, iki temel olasılık vardır. İki fazlı kısmın çıkışı, bazen iki fazlı kalitededir (çünkü herhangi bir alt soğutmalı kısım yoktur) veya iki fazlı kısmın çıkışı, 0 (doymuş sıvı) kalitesindedir, çünkü bir alt soğutmalı kısım vardır. İlk adım, iki fazlı bölümün çıkışının 0 kalitesinde olduğunu varsaymak ve devre uzunluğunun gerekli kısmını hesaplamaktır. Uzunluk fraksiyonu hesaplanmadan önce, analizin Şah Yoğuşması bölümünde bulunabileceği bir ortalama soğutucu yan ısı transfer katsayısı gereklidir. Ortalama soğutucu akışkan tarafı ısı transfer katsayısı, soğutucu akışkan çıkış kalitesinin bir fonksiyonudur.

İki fazlı bölümün her ikisinde de (çıkış kalitesi için çözüm veya ω için çözüme) konfigürasyonda, ω parametresi NTU için çözümden vazgeçtiği için etkin olduğu bilinmektedir; Böylece etkenlik doğrudan elde edilebilir;

$$\varepsilon_{iki\ faz} = 1 - e^{\left(\frac{UA_{top}}{\dot{m}_{a,top}c_{p,a}}\right)} \quad (5.103)$$

UA_{top} 'un değeri

$$UA_{top} = \frac{1}{(\eta_a \alpha_a A_{a,top})^{-1} + (\alpha_r A_{r,top})^{-1}} \quad (5.104)$$

İki fazlı bölümün (X) belirli bir çıkış kurulu derecesi için, $\omega_{iki\ faz}$ uzunluk fraksiyonu elde edilebilir.

$$\omega_{iki\ faz} = -\frac{\dot{m}_r h_{fg}(1 - x_{çıkış,r,iki\ faz})}{\dot{m}_{a,top}c_{p,a}(T_{a,i} - T_{doğ,r})\varepsilon_{iki\ faz}} \quad (5.105)$$

Aksi takdirde, kuruluk derecesi tekrarlanırsa, iki faz bölümünün (X) çıkış kuruluk derecesini değiştirerek artık sıfıra sürülür.

$$\Delta = (1 - \omega_{sh}) - \omega_{iki\ faz}(x_{çıkış,r,iki\ faz}) \quad (5.106)$$

$\omega_{iki\ faz}$ bağıntısından (5.105) değerlendirildiği ve ω_{sh} yukarıdaki çözümünden bilinmektedir. Ne yazık ki, ortalama soğutucu iki fazlı ısı transfer katsayısının değeri iki fazlı kesit çıkış kalitesine bağlı olduğundan, yinelemeli yöntemler gereklidir.

5.27.7 Soğutulmuş Bölüm

Alt soğutulmuş bölümde, varsa, mevcut alan (ω_{sc} bilindiğinden beri) giriş havası ve soğutucu akışkan sıcaklıkları gibi bilinir. Alt soğutulmuş bölüme giriş soğutucu sıcaklığı, soğutucunun kabarcık sıcaklığıdır ve giriş havası sıcaklığı, diğer tüm bölümler için aynı giriş havası sıcaklığıdır. Böylece UA değeri

$$UA = \frac{\omega_{sc}}{(\eta_a \alpha_a A_{a,top})^{-1} + (\alpha_r A_{r,top})^{-1}} \quad (5.107)$$

ve minimum ve maksimum kapasite oranları, hava ve alt soğutmalı soğutucu akışkandan elde edilebilir.

$$C_{min} = \min[\dot{m}_{r,top}c_{p,r}\dot{m}_{a,top}c_{p,a}\omega_{sc}] \quad (5.108)$$

$$C_{max} = \max[\dot{m}_{r,top}c_{p,r}\dot{m}_{a,top}c_{p,a}\omega_{sc}]$$

verilen NTU dan

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (5.109)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

minimum ısı kapasite debisi hava tarafında ise etkenliği verir.

$$\varepsilon_{sc} = \frac{1}{C_r} \left(1 - e^{(-C_r(1 - e^{NTU}))}\right) \quad (5.110)$$

veya minimum ısı kapasite debisi soğutucu akışkan tarafındaysa, etkenlik;

$$\varepsilon_{sc} = 1 - e^{\left(-\frac{1}{C_r}(1 - e^{-C_r NTU})\right)} \quad (5.111)$$

Aşırı soğutmalı bölümdeki toplam ısı transfer hızı,

$$\dot{Q}_{sc} = -\varepsilon_{sc} C_{min}(T_{kabarcık,r} - T_{i,a})$$

bu, negatif olduğundan ısı soğutucudan çıkarılır.

5.27.8 Terminal Hesaplamaları

Kondenserin tüm bölümleri çözüldükten ve gerekli tüm terimler belirlendikten sonra, her bir terimin sonuçları, genel terimler elde edilerek birlikte gruplandırılır.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{sh} + \dot{Q}_{iki faz} + \dot{Q}_{sc} \quad (5.112)$$

$$\Delta p_r = \Delta p_{r,sh} + \Delta p_{r,iki faz} + \Delta p_{r,sc}$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r,sh} + \dot{m}_{r,iki faz} + \dot{m}_{r,sc}$$

Alt soğutulmuş bir bölüm varsa, kondenser çıkış alt soğutması,

$$\Delta T_{sc} = T_{kabarcık,r} - T_{r,o} \quad (5.113)$$

veya herhangi bir alt soğutma bölümü yoksa, etkin bir alt soğutma miktarı aşağıdakilerden hesaplanır:

$$\Delta T_{sc} = \frac{h_{fg} x_{çıkış,r,iki faz}}{c_{p,doy}} \quad (5.114)$$

$c_{p,doy}$ doymuş sıvının özgül ısıdır. Bu etkili alt soğutma parametresi öncelikle çözme işlemi sırasında sürekli davranışa izin vermek için gereklidir. Alt soğutmalı bölümün, döngü modeli yakınsamasında bulunması umulur.

5.BÖLÜM KISALTMALARI

Değişken	Tanımlama
A_a	Hava tarafı alanı [m^2]
$A_{a,iki\ faz}$	İki fazlı kısımda hava tarafı alanı [m^2]
$A_{r,iki\ faz}$	İki fazlı kısımdaki soğutucu akışkan tarafı alanı [m^2]
A_a	Soğutucu akışkan tarafı alanı [m^2]
A_w	Su tarafı alanı [m^2]
C_{min}	Minimum kapasite değeri [W/K]
$c_{p,a}$	Nemli havanın özgül ısı [J/kg_{da}]
$c_{p,w}$	Suyun özgül ısı [$J/kg\cdot K$]
c_s	Nemli havanın özgül doyma derecesi [$J//kg_{da}\cdot K$]
C_r	Isıl kapasite debisi seviye oranları [-]
C^*	Isıl kapasite debisi seviye oranları [-]
f_{kuru}	Serpantin kuruluk oranı [-]
f_{islak}	Serpantin ıslaklık oranı [-]
$h_{a,i}$	Serpantin girişinde nemli havanın entalpisi [J/kg_{da}]
$h_{a,o}$	Serpantin çıkışında nemli havanın entalpisi [J/kg_{da}]
$h_{a,x}$	Islak-kuru ara yüzeyde nemli havanın entalpisi [J/kg_{da}]
$h_{a,s,s,e}$	Doymuş yüzey etkin entalpisi [J/kg_{da}]
$h_{a,doy,r,i}$	Soğutucu akışkan giriş sıcaklığında doymuş havanın entalpisi [J/kg_{da}]
$h_{a,doy,r}$	Soğutucu akışkan doyma sıcaklığında doymuş havanın entalpisi [J/kg_{da}]
m^*	Kütleli debinin etkin ıslaklık oranı [-]
\dot{m}_a	Kuru havanın kütleli debisi [kg/s]
$\dot{m}_{a,iki\ faz}$	İki faz kısmında kuru havanın kütleli debisi [kg/s]
NTU	Isı transferi/geçiş birim sayısı [-]
NTU_o	Dış taraf ısı transferi/geçiş birim sayısı [-]
NTU_{kuru}	Kuru ısı transferi/geçiş birim sayısı [-]
NTU_{islak}	Islak ısı transferi/geçiş birim sayısı [-]
\dot{Q}	Isı transfer seviyesi [W]
\dot{Q}_{kuru}	Kuru analizde ısı transfer seviyesi [W]
$\dot{Q}_{iki\ faz}$	İki fazlı kısımda ısı transfer seviyesi [W]
\dot{Q}_{islak}	Islak analizde ısı transfer seviyesi [W]
$T_{a,i}$	Hava girişinde kuru termometre sıcaklığı [K]
$T_{a,o}$	Hava çıkışında kuru termometre sıcaklığı [K]
$T_{a,o,kuru}$	Kuru analizde kuru termometre çıkış sıcaklığı [K]
$T_{a,x}$	Islak-kuru ara yüzeyde hava kuru termometre sıcaklığı [K]
$T_{kabar\ cık,r}$	Soğutucu akışkan kabarcıklanma sıcaklığı [K]
$T_{c,i}$	Soğuk hava akıntısı girişindeki sıcaklık [K]
$T_{\dot{C}N}$	Havanın çığ nokta sıcaklığı [K]
$T_{\dot{C}N,r}$	Soğutucu akışkanın çığ nokta sıcaklığı [K]
$T_{h,i}$	Sıcak hava akıntısı giriş sıcaklığı [K]
$T_{r,i}$	Soğutucu akışkan giriş sıcaklığı [K]
$T_{r,o}$	Soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı [K]
$T_{doy,r}$	Soğutucu akışkan kaynama (doyma) sıcaklığı [K]
$T_{s,e}$	Etkin yüzey sıcaklığı [K]
$T_{s,i}$	Soğutucu akışkan girişinde yüzey sıcaklığı [K]
$T_{s,o}$	Soğutucu akışkan çıkışında yüzey sıcaklığı [K]
UA	Toplam yüzey ısı iletkenlik değeri [W/K]

Değişken	Tanımlama
UA_{kuru}	Kuru analizde toplam yüzey ısı iletkenlik değeri [W/K]
$UA_{ıslak}$	Islak analizde toplam yüzey ısı iletkenlik değeri [W/K]
UA_i	İç taraf termal iletkenlik değeri [W/K]
UA_o	Dış taraf termal iletkenlik değeri [W/K]
UA_o^*	Islak serpantin için etkin dış taraf termal iletkenlik değeri [W/K]
UA_a	Hava tarafı termal iletkenlik değeri [W/K]
UA_r	Soğutucu akışkan tarafı termal iletkenlik değeri [W/K]
UA_w	Su tarafı termal iletkenlik değeri [W/K]
α_a	Ortalama hava tarafı ısı transfer katsayısı [W/m ² -K]
α_w	Ortalama su tarafı ısı transfer katsayısı [W/m ² -K]
α_r	Ortalama soğutucu akışkan tarafı ısı transfer katsayısı [W/m ² -K]
$\alpha_{r,iki faz}$	İki fazlı kısımda ortalama soğutucu akışkan tarafı ısı transfer katsayısı [W/m ² -K]
η_a	Hava tarafı yüzey verimi (kuru analizde) [-]
η_a^*	Hava tarafı yüzey verimi (ıslak analiz) [-]
ε	Etkenlik katsayısı [-]
ε_{kuru}	Kuru analizdeki etkenlik katsayısı [-]
$\varepsilon_{ıslak}$	Islak analizdeki etkenlik katsayısı [-]
ω	Nem oranı [-]
ω_i	Hava girişindeki nem oranı [-]

5.BÖLÜM KAYNAKLARI

1. Kwang Taek Hong and Ralph L. Webb, 1996, "Calculation of Fin Efficiency for Wet and Dry Fins" HVAC&R Research, v. 2
2. Chi-Chuan Wang and Yu-Min Tsai and Ding-Chong Lu, 1998, "Comprehensive Study of Convex-Louver and Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers", Journal of Thermophysics and Heat Transfer
3. Schmidt T.E. 1945-46. La Production Calorifique des Surfaces Munies D'ailettes. Bulletin De L'Institut International Du Froid Annexe G-5.
4. <http://achp.sourceforge.net/ACHPComponents/FinTubeHX.html> (Erişim tarihi: 19.01.2019)
5. <http://achp.sourceforge.net/ACHPComponents/WetDryHeatExchanger.html> (Erişim tarihi: 20.01.2019)

BÖLÜM-6

MINİ VE MİKRO KANALLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

6.1 GİRİŞ

Mikro elektronik devrelerden yüksek ısı akısının uzaklaştırılması mikro kanalların en önemli uygulamalarından biridir. Herhangi bir elektronik bileşenden geçen akım, her zaman bir miktar ısı dağılımı ile ilişkilendirilir, örneğin, I'nin akım olduğu ve R'nin direnç olduğu bir dirençteki I^2R kayıpları. Elektronik devre tarafından dağıtılan ısı çıkarılmalı ve işlemin güvenliğini ve güvenilirliğini sağlamak için bileşen oldukça düşük bir sıcaklıkta tutulmalıdır. Intel Şirketi'nin kurucularından biri olan Gordan Moore, 1965'te bir alt tabakadaki transistörlerin sayısının 2 yılda bir kabaca iki katına çıkacağını öngördü. Mikro ve nano fabrikasyon tekniklerinin ortaya çıkması sayesinde tahminler bugün hala geçerlidir. Daha fazla sayıda transistörün küçük hacimlere sıkıştırılması, elektronik bakış açısından bir nimet olarak görülebilir. Ancak bu, ısı yönetim bakış açısından gerçekten bir zorluktur. Tek bir küçük transistörden gelen ısı dağılımı bir sorun değildir, ancak kuşkusuz, bir araya getirilen birkaç milyon transistörden gelen ısı dağılımı söz konusu olduğunda, bu bir sorun değildir. Gelecekteki elektronik bileşenlerin, 100 W/cm^2 veya daha fazla aralığında ısıyı dağıtması bekleniyor. Günümüzde soğutma teknolojisi (cebri hava soğutmalı soğutucu) kullanarak bu tür yüksek ısı akılarının uzaklaştırılması ve sıcaklığın daha güvenli bir sınır dahilinde tutulması mümkün değildir. Bu nedenle, önümüzdeki yılların elektronik devrelerinin soğutma ihtiyacını karşılamak için yenilikçi ve etkili bir soğutma düzeni geliştirmek esastır. Bu ümit verici bir seçenek, mikro kanalların soğutucu akışkan olarak su ile kullanılmasıdır, çünkü ancak mikro kanallar ile bu kadar yüksek ısı akıları atılabilir.

Mikro elektroniklerin soğutulmasının yanı sıra, mikro kanallar başka birçok uygulamada da kullanılır. Avustralya Heatric Şirketi, elektronik devre kartlarının imalatına benzer bir kimyasal öğütme işlemi kullanarak iyi bilinen ticari mikro ısı değiştiricileri geliştirdi. Isı değiştirici, Baskılı Devre Isı Değiştirici (PCHE) olarak adlandırılır. PCHE, $700 \mu\text{m}$ ila 1.5 mm arasında bir hidrolik çapa sahiptir. PCHE $500\text{-}1000 \text{ bar}$ basınçları ve $900 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıkları destekleyebilir. PCHE için en büyük pazar, aynı ısı işlem ve basınç düşüşleri için, tipik olarak geleneksel ısı değiştiricilerinin boyutunun ve ağırlığının yaklaşık beşte biri olan yüksek kompaktlığı nedeniyle açık denizde gaz işleme alanında olmuştur. Diğer uygulamalar arasında LNG (Sıvılaştırılmış Azot Gazı), etilen oksit ve sülfürik asit, nafta reformasyonu, yakıt hücre sistemleri ve kostik soda bitkileri bulunur. Aynı teknoloji, Heatric tarafından mikro kanallı cihazların kimyasal işlemlere, kimyasal reaksiyonlara ve yakıt işlemlerine uygulanmasını genişleten Baskılı Devre Reaktörlerini (PCR) yapmak için kullanılır. PCR, karıştırma, reaksiyon ve ısı transferini birleştirebilir. MarBond™ ısı değiştiricisi, bir dizi yuva oluşturmak için fotokimyasal olarak kazınmış birleştirilmiş plaka yığını içerir. Kompakt difüzyon bağlı yapı, birim hacim başına yüksek ısı transfer yüzey alanlarını, yüksek ısı transfer katsayılarını ve tasarım esnekliğini kolaylaştırır. Gaz türbini bileşeninin soğutulması, düşük gerilimli bir nikel sülfamat çözeltisi kullanılarak elektro formatlanmış pim tipi mikro ısı değiştiricileri kullanan başka bir alandır. Pimler, çapı 1.25 mm olan bir kare dizide aralıklı olarak, $500 \mu\text{m}$ çapında ve $500 \mu\text{m}$ yüksekliğindedir. Kompresörden gelen basınçlı hava, türbin kanatlarının göbeği boyunca ve kanat yüzeyindeki çeşitli akkor noktalarında bulunan soğutucu delikleri yoluyla mikro pimli kanatlara yönlendirilir. Mikro ısı değiştiricileri, nükleer yüksek sıcaklık reaktörleri gibi kritik alanlarda ısı yükünü karşılamak için de tercih edilir. Nükleer yüksek sıcaklık reaktörleri için küçük ölçekli bir plaka tipi kompakt ısı eşanjörü (CPCHX), katı hal difüzyonu ile kaynaklanmış ve kanal genişliğine sahip nikel bazlı süper alaşım Hastelloy XR'den yapılan yaklaşık $1000 \mu\text{m}$ içbükey/dışbükey plakalardan (CPs) oluşur. Fizibilite çalışması, yeni nesil yüksek sıcaklık reaktörü difüzyon kaynaklı CPCHX'in 1 m (genişlik) \times 1 m (uzunluk) \times 4 m (yükseklik) birim büyüklüğüyle $18,75 \text{ MW/m}^3$ 'lük bir ısı kapasitesine ulaşabileceğini göstermiştir. Yukarıda belirtilen uygulamalara ek olarak, mikro kanallar yakıt hücrelerinde, otomobillerde, sıvı roket motorlarında ve ticari ısıtma/soğutmada kullanılmaktadır [1]

6.2 MİKRO KANAL ISI ÇUKURUNUN AVANTAJLARI VE DEZAVANTAJLARI

Yüksek yüzey alanı yoğunluğu, aynı termal güç için ihtiyaç duyulan ısı değiştiricinin hacmini önemli ölçüde azaltır. Sonuç olarak, yapım ve montaj ile ilgili malzeme alanı ve maliyeti önemli ölçüde azaltılabilir. Ayrıca, sıvı tutma mikro-ısı değiştiricisinde küçüktür; pahalı, zehirli veya patlayıcı akışkanlar söz konusu olduğunda güvenlik ve ekonomik nedenlerden dolayı bu önemlidir. Mikro kanal ısı alıcılarının nispeten büyük toplam ısı transfer katsayısı, ısı değişim prosedürünü çok daha etkili kılmaktadır. Ek olarak, LIGA (Lithografie Galvanoformung Abformung), stereolitografi, lazer ışını işleme ve elektro şekillendirme gibi mikro üretim tekniklerinin geliştirilmesi, daha etkili konfigürasyon ve yüksek basınç direncine sahip bir mikro ısı değiştiricinin tasarımına izin verir. Mikro kanallı bir ısı emicinin hızlı tepki süresi, akışkan akışları arasındaki nispeten küçük sıcaklık farkları için daha iyi bir sıcaklık kontrolü sağlar. Hızlı tepki (küçük zaman sabiti), ısı transfer ara yüzünün (iki sıvıyı ayıran küçük metal kalınlığına) küçük ataletine bağlıdır. Öte yandan, "çevre" malzemesini içeren bir bütün olarak ısı değiştirici, genellikle büyük bir zaman sabiti gerektiren geleneksel değiştiricilerden daha büyük bir ataletle sahiptir. Bu nedenle, bir sıvının diğer sıvının sıcaklık değişimine tepkisi, çok belirgin zaman sabitleriyle "iki sıcaklık değişim dalgasını" içerir. Geleneksel ısı değiştiricilerde, iki cevabın bir tanesine bulanıklaştırılması mümkündür.

Mikro kanallar birçok yönden avantajlı olsalar da sınırsız değildirler. Son derece küçük kanal boyutları nedeniyle, sistemin basınç düşümü sadece sistemi çalıştırmak için yüksek mekanik güç gerektirmekle kalmaz, aynı zamanda sızdırmaz bağlantılar ve pompalama cihazları gibi aksesuarlar için sıkı taleplerde bulunur. İnce kanallar korozyona, pürüzlülüğe ve yüzeylerin kirlenmesine karşı duyarlıdır. Kanal duvarları kimyasal aşındırma veya iç duvar yüzeylerinden fiziksel yıpranma nedeniyle aşınabilir. Bu nedenle, genel olarak mekanik temizlik ve bakım mümkün olmadığından, koruma filtrelili bir mikro kanallı soğutucuda yalnızca çok temiz akışkanlar kullanılabilir. Dahası, akışkan bozulma, eksenel yön ısı iletimi ve geleneksel ölçekli ısı değiştiricilerde çok önemli olmayabilir dış kayıplar gibi bazı etkiler, mikro kanallarda da mevcut olabilir.

6.3 MİKROKANALLARA OLAN İHTİYAÇ

Mevcut elektronik soğutma sistemleri, öncelikle havayı mikro elektronik devre ortamı soğutucusu olarak kullanır. Hava, düşük yardımcı sistem destek gereksinimleri, soğutma sisteminin yüksek güvenilirliği, düşük başlangıç maliyeti, düşük işletme ve bakım maliyeti ve uzun geliştirme geçmişi ve deneyimi ile iyi bir uyumluluk avantajına sahiptir. Ancak hava soğutma sistemleri için temel endişe, havanın düşük özgül ısı değeri nedeniyle düşük ısı yayılma potansiyelleridir. Hava soğutmasında düşük ısı transfer katsayısı, ısı transfer yüzey alanını arttırmak için ısı yayıcı kullanımını gerektirir. Yayıcı ile, hava soğutmalı ısı emici, üç termal direnç bileşeni ile karşılaşır. Bunlar: yayıcıyı elektronik çip ile bağlayan yapıştırma malzemesinin ısı direnci, yayıcının ısı direnci ve kanat ve hava arasındaki taşınım nedeniyle ısı direnci. Yayıcı direnci, iyi iletken malzemeli yayıcı kullanılarak azaltılabilir. Taşınım direnci, hava akış hızı artırılarak azaltılabilir. Ancak, yapıştırma malzemesinin direncinin azaltılması, ısı yayıcı için kalın bir yüksek ısı iletimli malzeme tabanının ve silikon ile ısı yayıcı arasında iyi bir bağın gerekmesi nedeniyle hala sorun teşkil etmektedir. Yapıştırmada daha fazla azalmayı sınırlayan bir başka faktör malzeme kalınlığı bakır ve silikon kaide için ısı genleşme katsayıları arasındaki farktır. Yapıştırma malzemesinin kalınlığının azaltılması, silikon kaidesinde çok daha yüksek termal gerilmelere neden olur ve mekanik arızasına neden olur. Bu gibi durumlarda, mikro kanallar, temas direncini ve ilgili ısı genleşme problemini ortadan kaldıran silikon kaidenin arkasına doğrudan oyulabilir. Buna ek olarak, mikro kanalların yüksek görünüş oranı, taşınım ısı transfer yüzey alanını ve taşınım ısı transfer katsayısını artırır, bu da taşınım direncini azaltır.

6.4 MİKROKANAL UYGULAMALARI

Bağıntı (6.1) Newton'un soğutma yasasını gösterir. Bir yüzeyden taşınım ısı transferi;

$$Q = hA (T_s - T_a) \quad (6.1)$$

Genel olarak, sıcaklık sınırları sabit olabilir ve bu nedenle hA ürünü artırılarak ısı transfer hızı artırılabilir.

Mikro kanallar, karakteristik boyutları $10 \mu\text{m} - 1000 \mu\text{m}$ aralığında olan kanallardır [2]. Böylece, bir silikon kaidenin arka tarafında oyulmuş derin dar mikro kanallar, ısı transferi için yüzey alanını arttırır. Mikro kanallardaki akış genellikle, daha küçük karakteristik boyutlardan dolayı, doğası bakımından laminerdir. Tamamen gelişmiş bir iç akış için, Nusselt sayısı (Nu) sabittir. Nusselt sayısı Bağıntıda (6.2)

$$Nu = hD/k \quad (6.2)$$

h sonuçlarının yeniden düzenlenmesi Bağıntı (6.3) 'te

$$h = Nu \cdot k/D \quad (6.3)$$

h 'nin, sabit Nusselt sayısında, mikro kanalın çapı ile ters orantılı olduğu görülmektedir. Mikro kanallar, daha küçük çap değerleri nedeniyle çok yüksek h değeri (birkaç bin $W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ düzeyinde) avantajına sahiptir. Bu nedenle, mikro kanallar için, hA ürünü çok büyüktür ve bu da daha büyük taşınım ile ısı transferi ile sonuçlanır. Bu, mikro kanalın $100 W/cm^2$ veya daha yüksek derecedeki çeşitli yüksek ısı giderme seçenekleri arasında uygun bir aday olmasını sağlar.

6.5 MİKRO KANALLARLA İLGİLİ TEMEL SORUNLAR

Kanal boyutu küçüldükçe moleküler ortalama serbest yol ile karşılaştırılabilir hale gelir. Bu kanal boyutunda mikro kanallardaki gaz akışının çok küçük tabiatı, süreklilik varsayımından ayrılmaya neden olmaktadır. Bu nadir görülen etki olarak bilinir. Seyreltim modelinden ender çıkarım nedeniyle ayrılma ölçüsü, moleküler ortalama serbest yolun mikro kanalın hidrolik çapına oranı olarak tanımlanan Knudsen numarası (Kn) tarafından verilmektedir. Akışın, $Kn < 0,001$ için süreklilik yasalarına uyduğu varsayılmaktadır. Knudsen sayısının daha yüksek değerlere sahip olduğu durumlar, Kn değerine bağlı olarak kayma akışı, geçiş akışı veya serbest moleküler akış olarak kabul edilir.

Mikro kanallardaki gaz akışları için, büyük basınç düşümü gaz yoğunluğunda büyük değişikliklere yol açar. Sırayla, bazı zamanlar, özellikle kanal çıkışına doğru, yüksek hız ve yüksek Mach sayısı ($M \sim 1$) değerleri elde edilir. Bu gibi durumlarda, gazların yoğunluk değişimleri göz ardı edilemez ve sıkıştırılabilirlik etkisinin dikkate alınması önem kazanır. Ayrıca, tam gelişmiş akış varsayımı, akış ivmesi neredeyse tüm kanal uzunluğu boyunca gerçekleştiği için uygulanamaz.

Yüzeylerin çoğu serbest yüzeyde elektrostatik yükleri nötrleştirmiştir. Böyle bir yüzey üzerinde az miktarda iyon içeren bir sıvı aktığında, iletken olmayan yüzeylerdeki elektrostatik yüklenmeler karşı iyonları akışkandan çeker. Sıvıda dengeleme yükü, kalınlığı birkaç nanometre mertebesinde olan "Elektrikli Çift Katman" olarak bilinir. Bu nedenle, 10 mikron veya daha küçük olan çok küçük boyutlardaki mikro kanallardaki sıvı akışları için, elektriksel çift laminer etkisinin dikkate alınması önemlidir.

Genel olarak, mikro kanallar, akışı çeşitli kanallar arasında eşit olarak dağıtmak amacıyla büyük başlıklar ile donatılmıştır. Başlık bölgesinden mikro kanallara akışın dönüşü, uygun şekilde hesaba katılması gereken ek basınç düşümü nü getirecektir. Çok küçük mikro kanal boyutları nedeniyle, kanal boyunca akış için basınç düşümü çok daha büyük olacaktır, bu da basınç düşümü nü azaltmak için daha kısa kanalların kullanımını gerektirir. Bu gibi durumlarda, gelişen akış uzunluğu etkisinin dikkate alınması gerekir. Aynı boyutta kanallar üretmek çok zordur; bu nedenle, kanal boyutlarındaki ve yüzey pürüzlülüğü etkilerindeki değişiklikler dikkate alınmalıdır. Başlık tasarımı, tüm kanallardan düzgün akış sağlamada önemli bir rol oynar.

Kanal duvarında uygun akış ve ısı sınır koşullarının seçilmesi, mikro kanal ısı alıcılarının herhangi bir modelleme egzersizinde çok önemlidir, çünkü bunlar akış/ısı karakteristikleri önemli ölçüde etkiler. Kurulumdaki ısı kaybı ve başlıktaki ısı transferi, ısı alıcının performans özelliklerini elde ederken, bazı durumlarda önemli olabilir. Mikro kanallarda, yüksek etkenlik nedeniyle, giriş ve çıkış arasındaki sıcaklık farkı çok küçük ($1 \text{ } ^\circ\text{C}$ 'den düşük veya eşit) olabilir. Bu nedenle, doğru sıcaklık ölçümü çok önemlidir. Bazen, basınç valflerine bağlanmak için kanalların

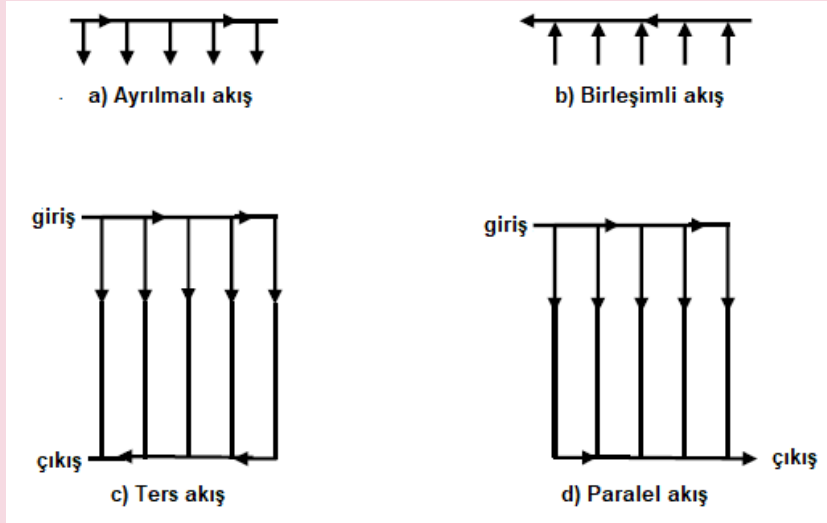
duvarlarında küçük delikler açılır. Bu tür delikler, akış alanıyla aşırı girişimi önlemek için dikkatlice yapılmalıdır. Öte yandan, bu gibi delikler aynı zamanda sabit duruma gelmesi için kurulumun tepki süresini de arttırır. Kararlı duruma ulaşıldıktan sonra veri toplamaya özen gösterilmelidir.

Yüzey pürüzlülüğü elemanlarının boyutları genellikle, mikro kanalın akış alanını önemli ölçüde değiştirebilen kanal boyutlarıyla karşılaştırılabilir. Bu zorluğun üstesinden gelmek için pürüzlülüğün etkisi doğru bir şekilde hesaba katılmalıdır. Her şeyden önce, genel olarak, pratik uygulamalar için çoklu paralel kanallara sahip mikro kanal ısı alıcıları kullanılacaktır. Çok sayıda kanal varsa, düzgün akış dağılımını sağlamak büyük bir zorluk haline gelir. Bu, akış başlıkları için uygun tasarımın önemini vurgulamaktadır. Kanaldan kanala Şekil-ve Şekil-değişimi minimum olmalıdır; Aksi takdirde, kanal şeklindeki ve boyutundaki değişiklikler, homojen akış dağılımını daha da etkileyecektir. Bu nedenle, akış bozulmalarını önlemek için manifoldları düzgün bir şekilde tasarlamak ve çok kanallı uygulamalarda aynı mikro kanalları üretmek çok önemlidir. Yukarıda belirtilen çeşitli faktörler arasında, akış yanlış dağıtımının bir mikro kanal bazlı ısı emici cihazın genel termal performansı üzerinde güçlü bir etkisi olduğu bulunmuştur [3].

6.6 TEMEL AKIŞ ARIZALARI

6.6.1 Manifoldların Tanımı ve Sınıflandırılması

Manifold (veya başlık), fark basıncının etkisinden dolayı akışkanın gözenekli yan duvarlardan girdiği veya çıktığı bir akış borusu olarak tanımlanır. Manifoldlar genellikle dört kategoriye ayrılır, yani: ayırma akış manifoldu, akış manifoldu, ters akış manifoldu ve paralel akış manifoldunu birleştirir. Dört tip manifold, Şekil-6.1'de gösterilmiştir. Paralel ve geri akışlar, yan dallarla birbirine bağlanmış akış manifoldlarının ayrılması ve birleştirilmesi kombinasyonlarıdır.



Şekil-6.2 Dört başlık (manifold) tipi

Bölünen bir akış manifoldunda, akışkanın yan kollar boyunca dallanması nedeniyle akışkan yavaşlar. Bu, manifold duvarındaki sürtünme küçükse, ayırma manifoldundaki statik basıncın artmasına neden olur. Sürtünme etkisi varsa statik basınçta bir azalmaya neden olur. Dolayısıyla, akış parametrelerini ayarlayarak bölücü akış başlığı boyunca düzgün basınç elde etme olasılığı vardır, böylece akış dallanmasından kaynaklanan basınç geri kazanılır, sürtünmeden kaynaklanan basınç kayıplarını dengeler. Kombine akış başlığında basınç daima akış yönünde azalır. Bunun nedeni, yanallardan akışkanın toplanmasından kaynaklanan akış hızlanmasından ve sürtünme etkilerinden kaynaklanan basınç kaybından kaynaklanan basınç kaybının ilave etkisidir.

6.6.2 Akış Kötüleşmesinin Sınıflandırılması

Akış yanlış dağıtımı genel olarak üç türe ayrılabilir; başlık tasarımına bağlı brüt kötü dağıtım, kanalların şekil-ve boyutlarındaki farklılıkların ve viskozite kaynaklı akış kötü dağıtımının neden olduğu geçiş dağıtımına geçiş. Akış yanlış dağıtımı iki önemli istenmeyen etkiye neden olur. Bunlardan biri toplam basınç düşümü ndeki artış, diğeri ise ısı transfer performansındaki düşüş. Üniform akış dağılımı için manifoldları tasarlamak için bazı kurallar şunlardır:

- Toplam kanal kesit alanının başlığın kesit alanına oranı 1'den daha az olmalıdır.
- Akış ayrılmasını ve akış etkisi etkilerini en aza indirmek için başlıklardaki basınç düşümü mümkün olduğunca düşük olmalıdır.
- Ters akış manifoldu, paralel akış manifoldundan daha iyi akış dağılımı sağlar.
- Birleştirme başlığının akış alanı, ayırma başlığının akış alanından daha büyük olmalıdır.

Giriş (bölme) başlığındaki ve çıkış (birleştirme) başlığındaki basınç, azaltılmış enine kesiti ve artan enine kesitin çıkış başlığını uygun şekilde tasarlanmış bir giriş başlığı kullanarak neredeyse aynı şekilde korunabilir. Ayırma başlığının azalan enine kesiti basınç geri kazanımına engel olurken ve çıkış başlığının artan enine kesiti, her ikisi de ilgili başlıkta neredeyse sabit basıncı sürdürme eğiliminde olan basıncın artışına neden olur.

Geçiş akışında yanlış dağıtım geçişi, boyutlar arasında, kanallar arasında olduğu gibi bir kanal boyunca meydana gelen değişikliklerden kaynaklanmaktadır. Laminer akış için, kanalın kütle akış debisinin, boyutların dördüncü gücüyle doğrudan orantılı olduğu kanıtlanabilir. Bu nedenle, kanal boyutundaki %5'lik bir değişiklik bile, kanal kütle akış debisinde %20'lik bir değişiklikle sonuçlanır. Küçük ölçülere göre mikro kanallardaki üretim toleranslarını çok düşük seviyelere kontrol etmek son derece zordur [4].

6.6.3 CFD Analizine İhtiyaç

Bir manifoldun modellenmesi hem aksel hem de yanal hız bileşenlerinin ve statik basınç dağılımlarının belirlenmesini gerektirir. Manifold akış modellerinin mevcut çözümleri, akış kanalları tarafından bağlanan giriş ve çıkış manifoldları göz önüne alınarak analitik veya sayısal olabilir. Analitik modellemede ana problem, Bernoulli bağıntısını uygulamak için enerji ve basınç kayıplarını hesaplamak için ilgili bir düzeneğin tanımlanmasındaki zorluktur. Ayrıca, sürtünmeli kafa kaybı için kesin tahminler saf analitik modellerde mümkün değildir. Bu nedenle, başlıklar ve manifoldlardaki akışı analiz etmek için CFD analizi tercih edilir.

6.7 MİKRO KANAL TEKNOLOJİSİ

Mini ve mikro kanal uygulamaları, kütle ve ısı geçişinin iyileştirilmesinde sağladığı üstünlükleri nedeniyle bilim dünyası için ilgi çekici bir araştırma konusu olmuştur. Geliştirilen tekniklerin mikro sistemlerin üretimini mümkün kılmasından sonra mini ve mikro kanallardaki akış ve ısı geçişi karakteristiği her geçen gün biraz daha anlaşılmaya başlamıştır. Günümüzde mini ve mikro kanallar ısı değiştiricileri, ısıtma-soğutma sistemleri, biyomedikal sistemler, mikro işlemcilerin soğutulması ve otomotiv sektöründe yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Bugüne kadar kullanılan akış kesitlerinden daha küçük hidrolik çaplara sahip kanallar için mini ve mikro terimlerinin kullanılmaya başlaması, kanallar arasında çapa bağlı bir sınıflandırma yapılmasını gerekli kılmıştır. Mehendale ve diğ. (2000) tarafından sunulan sınıflandırma hidrolik çapı 1 – 100 μm aralığında kalan kanalları mikro kanal, 100 μm – 1 mm aralığında kalanları mezo kanal, 1 – 6 mm arasındakileri sıkıştırılmış geçiş ve 6 mm'den büyük olan kanalları geleneksel kanal olarak ayırmıştır [5].

Kandlikar ve Grande (2003) önceden yaptıkları sınıflandırmayı bir parça değiştirmiş ve en küçük kanal boyutlarını temel alan daha geniş bir sınıflandırma yapmışlardır [6]. Bu sınıflandırmaya göre hidrolik çapı 3 mm'den büyük olan kanallara geleneksel kanal, 3 mm – 200 μm aralığında kalanlara mini kanal, 200 μm – 10 μm aralığında kalanlara mikro kanal denmiştir. 10 μm – 0.1 μm aralığında kalanlar geçiş kanalları (10 μm – 1 μm arası geçiş mikro kanalları, 1 μm – 0.1 μm arası geçiş nano kanalları) ve 0.1 μm 'den küçük olan kanallar ise moleküler nano

kanal olarak adlandırılmıştır. Bu çalışmada Kandlikar ve Grande tarafından yapılan sınıflandırma dikkate alınmıştır [3].

Tablo 6.1 Mehendale ve diğ. (2000) tarafından yapılan kanal sınıflandırması [5]

> 6 mm	Geleneksel kanal
1-6 mm	Sıkıştırılmış geçiş
100 μm – 1 mm	Mezo kanal
1-100 μm	Mikro kanal

Tablo 6.2 Kandlikar ve Grande (2003) tarafından yapılan kanal sınıflandırması [3]

> 3 mm	Geleneksel kanal
3 mm – 200 μm	Mini kanal
200 μm – 10 μm	Mikro kanal
10 μm – 1 μm	Geçiş bölgesi mikro kanalları
1 μm – 0.1 μm	Geçiş bölgesi nano kanalları
< 0.1 μm	Nano kanal

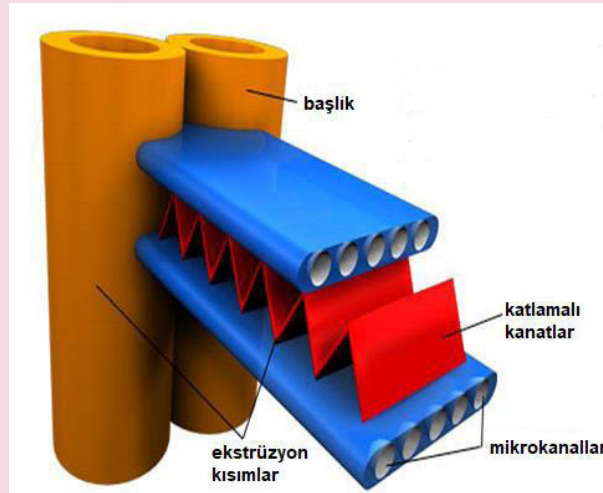
Mikro kanallı ısı değiştiricileri, akışkan akışı için küçük geçişler içeren borulara sahiptir. Bu borular iki başlığa takılır. Kanatlar, alternatif kanatçık ve boru konfigürasyonunun yığınlarını oluşturan mikro kanal borularına bağlanır. Bu MKID'ler, ısı pompaları hariç, iklimlendirme uygulamalarında kondenser olarak başarıyla kurulmuştur. Verimli ve uygun maliyetli oldukları görülmüştür. Ayrıca, hava tarafı basınç düşümü nde ve soğutucu akışkan şarjında azalmaya yardımcı olur. Yine de mikro kanallar, kondensatın havadan tahliye edilememesi nedeniyle evaporatör ve ısı pompası kondenserleri olarak kullanılamaz. Isı transfer katsayısı şu şekilde hesaplanır:

$$h = \frac{Nu k}{d} \quad (6.3)$$

Burada; Nu Nusselt sayısı, k akışkanın ısıl iletkenliği ve d ise kanalın hidrolik çapıdır.

Laminer iç akışlarda Nu sabitleşir. Sabit duvar sıcaklığı için Nu = 3,657 ve sabit ısı akışı durumu için Nu = 4,364'tür. Akış çoğunlukla küçük çaplı boru boyunca akış için laminardır.

Kondenser olarak kullanıldığında, başlıklar dikey olarak yerleştirilir ve mikro kanal boruları yatay olarak yönlendirilir. Buharlaştırıcılarda, eğer böyle bir konfigürasyon kullanılırsa, yoğuşma kanatçıkların ve boruların yerinde kalma eğilimindedir ve donar. Bu, hava geçişini engeller ve ısı transfer özelliklerini engeller ve evaporatörün verimini düşürür.



Şekil-6.1 Mikro kanal ısı değiştiricinin iç yapısı

Mikro kanal ısı değiştiricilerinin kullanımına olan ilgi artmaktadır, çünkü soğutucu tarafındaki ısı transfer alanını arttırırken ve ayrıca hava tarafındaki basınç dūřümü nü azaltırken, soğutucu akışkan yükünü azaltmak için fırsatlar sunmaktadır. Mikro kanal ısı değiştiricileri, otomotiv endüstrisinde, boşlukların fraksiyonların %90'ı geçtiği ve buhar ve sıvının düzgün bir şekilde dağılması o kadar zor olmayan kondenserler olarak zaten kullanılmaktadır. Mikro kanal ısı değiştiricileri gurup veya ayrı sistemlerde kullanılacaksa, gerekli ısı transferini hem evaporatör hem de kondenser olarak sunabilmelidirler. Maalesef, mikro kanal buharlaştırıcılar için üniform ısı dağılımı elde etmek çok zordur. Kötü dağıtımın mikro kanal evaporatör tabanlı sistemlerin performansını ne kadar düşürdüğünü ölçmek ve kötü dağıtımı azaltmanın yollarını belirlemek gereklidir. Bu nedenle, bu rapor, orta başlıklarda yanlış dağıtım olasılığını ortadan kaldırmak ve ayrıca ters çevrilebilir konumda kullanımlarını kolaylaştırmak için tek geçişli mikro kanallı ısı değiştiricilerine odaklanmaktadır.

6.8 MİNİ VE MİKRO KANALLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ BAĞINTILARI

Bu bölümde mini-mikro kanal aralığında kalan kanallar için yapılan araştırmalar sonucunda elde edilen bağıntılardan bahsedilmektedir.

6.8.1 Mikro Kanallardaki Akış Cinsleri ve Kullanım Yerleri

Mikro kanal akışında iki önemli metot taşınmayı sağlar. Basınç farkından doğan akış ve elektro-osmotik akış. İlk durumda akış, uygulanan basınç farkının etkisiyle oluşur. İkinci durumda ise akış hareketi, yüksek elektrik alan oluşturulmasıyla başlatılır. Bu tip akışa elektro-kinetik akış da denir. Yüzey gerilmesine bağlı kılcal kuvvetler veya akışkan tarafından yüzeylerin ıslatılması da akışkanda basınç gradyenleri oluşturur. Bu basınç gradyeni de akışkan hareketini sağlar ve basınç tahrikli akışla benzer özellikler taşır.

İki akış tipinin de bazı sakıncaları vardır. Elektro-kinetik akış, basınç tahrikli akışa göre üniform hız profili sağlaması bakımından üstündür. Hız, cidara çok yakın yerler hariç mikro kanalın her yerinde sabittir. Ayrıca elektro-kinetik akış kullanıldığında basınç tahrikli pompalamaya göre çok daha az sapma elde edilir. Karışımların ayrıştırılmasının önemli olduğu yerlerde de elektro-kinetik akış kullanımı bir avantaj olmasına rağmen genel taşıma işinde iyi bir yöntem değildir. Yüksek elektrik alanı ihtiyacı (>100 V/cm) ve düşük akış hızları (<1 mm/s), elektro-kinetik hareketin karakteristiğidir.

Basınç tahrikli akışta kanal boyunca, akışın ters yönde oluşmasını sağlayan bir basınç gradyeni oluşturulur. Bu birçok makro ölçekli uygulamada kullanılan ve "Poiseuille Akışı" olarak bilinen akış çeşididir. Navier-Stokes bağıntılılarıyla modellenenebilir. Düşük Re sayısında akış kanalın temel ekseni boyunca eş eksenslidir ve akışın hızı, kanalın kesit alanı üzerinden parabolik olarak değişir. Bu tip akış, karışımların ayrıştırılmasında kullanılmaz. Her türlü çözücüye uygulanabilmesi ve yüzey kirliliğine yoğunlaşması, basınç tahrikli akışların bazı üstünlüklerindedir.

6.8.2 Mikro Kanaldaki Akışın Karakteristiği

Karakteristik boyutun 200 μm'den büyük olduğu kanallarda, tek fazlı sıvı veya gaz akışında ya da iki fazlı akışlarda temel bir değişiklik gerçekleşmez. 200 μm'nin altında, imalat teknikleri ve temizlik için uygulanan hususlar çok büyük önem kazanır.

Mikro kanallardaki gaz akışı Knudsen sayısı olarak tanımlanan seyrekleşme etkisinden etkilenir.

$$Kn = \frac{\tau}{D_h} \quad (6.4)$$

Burada τ gaz moleküllerinin ortalama serbest yoludur ve

$$\tau = \frac{\mu\sqrt{\pi}}{\rho\sqrt{2RT}} \quad (6.5)$$

eşitliğiyle hesaplanır. $10 - 200 \mu\text{m}$ hidrolik çap aralığını kapsayan mikro kanallar çoğu gaz için seyrekleşme etkisine maruz kalırlar. Cidarda kaymanın olmadığı süreklilik yaklaşımı bu kanallar için yeniden düzenlenir ve bu yaklaşım $0,1 > Kn > 0,001$ aralığında kayma bölgesi olarak adlandırılan bölgede geçerli olur.

$10 \mu\text{m}$ 'nin altında, gaza ve basınca bağlı olarak seyrekleşme etkilerinin daha sert olduğu ve moleküler akışa yaklaşılan geçiş bölgesi oluşur. $10 > Kn \geq 0,1$ aralığı geçiş bölgesi olarak adlandırılır. Kesin olmamakla birlikte kanal boyutlarının $10 - 0,1 \mu\text{m}$ arasında değiştiği sınıf için de geçiş nano kanalları adı verilebilir. Kn sayısına bağlı akış tipleri Tablo 6.3'de gösterilmiştir.

Tablo 6.3 Knudsen sayısına bağlı akış tipleri

Knudsen sayısı aralığı	Akış cinsi
$0.001 > Kn$	Sürekli akış: Seyrekleştirme etkisi yok
$0.1 > Kn > 0.001$	Kayma akışı: Cidar kaymasını hesaba katan geliştirilmiş süreklilik teorisiyle modellenen seyrekleştirme etkisi
$10 > Kn > 0.1$	Geçiş akışı: Kayma akışıyla serbest moleküler akış arasında kalan ve Boltzman bağıntılarıyla istatistiksel olarak incelenebilen akış
$Kn > 10$	Serbest moleküler akış: Molekül başına hareket modellenmeli ve istatistiksel olarak ele alınmalıdır.

6.8.3 Mikro Kanallarda Sürtünme Çarpanı ve Basınç Düşümü

Mini ve mikro kanallarda akış esnasında cidardaki kayma gerilmeleri önem kazandığından buralardaki sürtünme çarpanı hesabında Fanning sürtünme çarpanı dikkate alınır. Fanning sürtünme çarpanı, cidardaki kayma gerilmelerinin birim hacimdeki akışın kinetik enerjisine (dinamik basınca) oranı olarak tanımlanır ve

$$f = \frac{\tau_w}{0.5 \rho \bar{V}^2} \quad (6.6)$$

bağıntıyla hesaplanır. Burada τ_w cidardaki kayma gerilmesi, ρ akışkanın yoğunluğu ve \bar{V} ortalama akış hızıdır. Kanaldaki basınç kaybı ΔP ve kütleli akı G ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$) cinsinden sürtünme çarpanı,

$$f = \frac{\rho \Delta P D_h}{2 L G^2} \quad (6.7)$$

olarak tanımlanır. Burada, D_h kanalın hidrolik çapı ve L geçiş uzunluğudur. Laminer akış için Poiseuille sayısı, $Po = f Re$ sabittir. Bu değer düz borular için 16'ya eşittir. Poiseuille sayısı dikdörtgen kesitli kanallarda kenar oranının bir fonksiyonudur ve Shah ve London (1978) tarafından,

$$f Re = 24 (1 - 1.355 \alpha_c + 1.9467 \alpha_c^2 + 1.7012 \alpha_c^3 + 0.9564 \alpha_c^4 + 0.2537 \alpha_c^5) \quad (6.8)$$

olarak tanımlanır [6]. Burada α_c kenar oranıdır ve bu bağıntı için 1'den küçük olmalıdır. Eğer birden büyük olursa bağıntının kullanılması için tersi alınmalıdır.

Türbülanslı akış için birden fazla bağıntı vardır. Bunlardan Blasius bağıntısı,

$$f = 0.0791/Re^{0.25} \quad 2100 < Re < 100\,000, \quad e/D < 10^{-6} \quad (6.9)$$

Nikuradse bağıntısı,

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3.48 - 1.737 \ln\left(\frac{e}{D}\right) \quad e/D > 10^{-6} \quad (6.10)$$

olarak tanımlanır.

Mikro kanallarda hidrodinamik olarak gelişen akış çok önemli olabilir. Kanal boyu kısa olduğunda hidrodinamik olarak gelişen akış, mikro kanalın tüm akış boyunu kaplayabilir. Hidrodinamik olarak gelişen akış için boyutsuz mesafe,

$$X^+ = \frac{x}{D_h Re} \quad (6.11)$$

olarak tanımlanır. Burada x^* boyutsuz mesafe, x eksenel akış yönündeki konumu belirtir. Tam gelişmiş akışta x^* değeri 0,05 olarak kabul edilir. Gelişmekte olan akış incelendiğinden basınç kaybı görünür sürtünme çarpanı ile bulunur.

$$\Delta P = \frac{2(f_{app} Re) \mu \bar{V}_x}{D_h^2} \quad (6.12)$$

Eğer kanalın tüm uzunluğu ele alınmak istenirse x yerine kanal uzunluğu koyulur.

Görünür sürtünme çarpanının iki bileşeni vardır. Birincisi tam gelişmiş akış teorisinden diğeri de basınç hatasından gelir (Hagenbach çarpanı). Bu bileşenler yerine yazıldığında ΔP ,

$$\Delta P = \frac{2(f Re) \mu VL}{D_h^2} + \frac{K(x) \rho \bar{V}^2}{2} \quad (6.13)$$

eşitliğiyle hesaplanır. Burada K , Hagenbach çarpanıdır ve

$$K(x) = (f_{app} - f_{FD}) \frac{4x}{D_h} \quad (6.14)$$

olarak verilir. Hagenbach çarpanı sıfırdan başlar ve bazı tam gelişmiş akışlar için $K(\infty)$ sabit değerine ulaşır. Hagenbach çarpanı dikdörtgen kanallarda kenar oranının fonksiyonudur ve

$$K(\infty) = (0.6796 + 1.2197 \alpha_c + 3.3089 \alpha_c^2 + 9.5921 \alpha_c^3 + 8.9089 \alpha_c^4 + 2.9959 \alpha_c^5) \quad (6.15)$$

olarak tanımlanır.

Compell ve Kandlikar (2002) tarafından yapılan çalışma, 19 mm'lik geleneksel boyuttaki düz boru için hesaplanan $C_{f_{abs}} Re$ değerinin geçiş bölgesinde 1.067 mm ve 0.457 mm'lik kanallar için de tekrarlanmasını ve geleneksel Poiseuille sayısının tutarlılığının saptanmasını içermektedir [7]. Deneylerin sonucunda hesaplanan $C_{f_{abs}} Re$ değerleri Tablo 6.4 ve Tablo 6.5'te gösterilmiştir. Buradan, laminar bölgede hesaplanan $C_{f_{abs}} Re$ değerinin geleneksel sayıya yakın olduğu sonucu çıkarılabilir.

Tablo 6.4 1.067mm'lik boru için gözlenen sürtünme katsayısı $C_{f_{abs}} Re$ çarpımı

Reynolds Sayısı	$C_{f_{abs}} Re = C$
3952	29.8
3630	24.6
3317	23.0
3013	17.5
2709	16.0
2404	15.9
2094	15.5
1776	14.7
1448	13.7
1114	12.3

Tablo 6.5 0.457 mm'lik boru için gözlenen sürtünme katsayısı $C_{f_{abs}} Re$ çarpımı

Reynolds Sayısı	$C_{f_{abs}} Re = C$
1917	16.8
1355	15.7
863	14.9
486	13.7

6.8.4 Mikro Kanallarda Laminer ve Türbülanslı Akışta Nusselt Sayısı

6.8.4.1 Laminer Akış

Tam gelişmiş laminer akıştaki Nusselt sayısının klasik teoride de öngörüldüğü gibi sabit olması beklenir. Ancak kaynaklarda Nusselt sayısının Re sayısı ile artış eğiliminde olduğunu da gösteren birçok çalışma vardır.

Dikdörtgen kesitli bir kanalda Nu sayısı kanalın kenar oranına ($\alpha_c = a/b$) ve cidarlardaki sınır şartına bağlı olarak değişir. Kaynaklarda tanımlanan sınır şartlarına göre Nu hesabında kullanılan bağıntılar,

• Cidarda sabit sıcaklık koşulunda,

$$Nu_T = 7.541 (1 - 2.610 \alpha_c + 4.970 \alpha_c^2 + 5.119 \alpha_c^3 + 2.702 \alpha_c^4 + 0.548 \alpha_c^5) \quad (6.16)$$

• Sabit çevresel cidar sıcaklığı, üniform aksenal ısı akısı koşulunda,

$$Nu_{H1} = 8.235 (1 - 2.0421 \alpha_c + 3.0853 \alpha_c^2 + 2.4765 \alpha_c^3 + 1.0578 \alpha_c^4 + 0.1861 \alpha_c^5) \quad (6.17)$$

• Cidarda sabit ısı akısı koşulunda,

$$Nu_{H1} = 8.235 (1 - 10.6644 \alpha_c + 61.1755 \alpha_c^2 + 155.1803 \alpha_c^3 + 176.9203 \alpha_c^4 + 72.9236 \alpha_c^5) \quad (6.18)$$

olarak tanımlanır.

Kanallarda ısı olarak gelişen akış için ısı girişi uzunluğu,

$$L_T = c D_h Re Pr \quad (6.19)$$

olarak tanımlanmıştır. Düz borularda c sayısı 0.05 olarak bulunmuş; dikdörtgen kesitli kanallarda da Phillips (1987) tarafından yapılan çizimlerden yararlanılarak $c = 0.1$ değeri kullanılmıştır [8].

Düz boruda gelişen bölgedeki yerel ısı geçişi Shah ve London (1978) tarafından,

$$Nu_x = 4.363 + 8.68 (10^3 x^*)^{-0.506} e^{-41x^*} \quad x^* = \frac{x/D_h}{Re Pr} \quad (6.20)$$

olarak tanımlanmıştır. Garimella ve Singhal (2004) tam gelişmiş hidrodinamik şartlar ve ısı olarak gelişen şartlar için beklenen değerlerin mikro kanallar için elde ettikleri değerlerle uyduğunu belirtmişlerdir [9].

6.8.5 Türbülanslı Akış

Phillips (1990), gelişmekte olan türbülanslı bölge için aşağıdaki bağıntıları sunmuştur. x' 'in daha büyük değerleri için, $[1 + (D_h/x)^{2/3}]$ terimi asimptotik olarak bire yaklaşır.

$$Nu = 0.0214 [1 + (D_h/x)^{2/3}] [Re^{0.8} - 100] Pr^{0.4} \quad 0.5 < Pr < 1.5 \quad (6.21)$$

$$Nu = 0.012 [1 + (D_h/x)^{2/3}] [Re^{0.87} - 280] Pr^{0.4} \quad 1.5 < Pr < 500 \quad (6.22)$$

Adams ve diğ. (1997) 0.76 ve 0.109 mm çapındaki düz kanalda türbülanslı düzendeki akışı incelemişlerdir. Verilerine dayanarak, Yu ve diğ. (1995)'nin verilerine $\pm \%18,6$ ile uyuşan aşağıdaki bağıntıları sunmuşlardır.

$$Nu = Nu_{GN} (1 + F) \quad (6.23)$$

$$Nu_{GN} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (6.24)$$

$$f = (1.82 \log Re - 1.64)^{-2} \quad (6.25)$$

$$F = c Re (1 - (D/D_0)^2) \quad (6.26)$$

Burada Nu_{GN} Gnielinski (1976) tarafından sunulan Nusselt sayısıdır [10]. Adams ve diğ. (1997)'nin verilerine uygulanan en küçük kareler yöntemi, c ve D_0 için sırasıyla $7,6 \times 10^{-5}$ ve 1,164 mm değerlerini vermiştir [11].

6.BÖLÜM KISALTMALARI

Değişken	Tanımlama
A	Ön bakış alanı [m^2]
A_s	Isı transfer alanı [m^2]
A_o	Toplam alan [m^2]
A_T	Gerekli ısı transfer alanı [m^2]
c_p	Özgül ısı [$J/kg-K$]
D_h	Hidrolik çap [m]
Δp	Basınç kaybı [Pa]
f	Sürtünme faktörü [-]
G	Gövde kütle akısı [$kg/m^2 \cdot s$]
h	Kanatçık yüksekliği [m]
Kn	Knudsen sayısı [-]
k	Isı iletkenlik değeri [$W/m-K$]
L	Uzunluk [m]
\dot{m}	Akışkanın kütleli debisi [kg/s]
NTU	Isı transferi/geçiş birim sayısı [-]
\dot{Q}	Isı transfer kapasitesi [W]
p	Basınç [Pa]
Po	Poiseuille sayısı
Pr	Prandtl sayısı [-]
R	Gaz sabiti
Re	Reynolds sayısı [-]
μ	Dinamik viskozite [$Pa \cdot s$]
τ_w	Cidardaki kayma gerilmesi
τ	Gazın serbest yüzey alanı [m^2]
ρ	Akışkan yoğunluğu [kg/m^3]

6.BÖLÜM KAYNAKLARI

1. **Yilin Fan, Raphaël Boichot, Thierry Goldin, Lingai Luo**, Flow distribution property of the constructal distributor and heat transfer intensification in a mini heat exchanger, *Fluid Mechanics and Transport Phenomena*, September 2008.
2. **Mohamed Gad-el-Hak**, *Flow Control: Passive, Active, and Reactive Flow Management*, Cambridge University Press, 2006.
3. **Kandlikar, S. G., and Grande, W. J.**, 2003. Evolution of Microchannel Flow Passages –Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology, *Heat Transfer Eng.*, 24(1), 3 – 17
4. **Shah, R.K. and Sekulic, D.P.** (2003) *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, Hoboken, 941.
5. **Sunil Mehendale, A. M. Jacobi, R. K. Shah**, *Fluid Flow and Heat Transfer at Micro and Meso-Scales with Application to Heat Exchanger Design*, *Applied Mechanics Reviews*, 2000.
6. **Shah, R.K. and London, A.L.**, 1978. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Supplement 1 to Advances in Heat Transfer*, eds. Irvine, T.F ve Hartnett, J.P., Academic Pres, New York.
7. **Kandlikar, S.G., Campbell, L.**, 2002, "Effect of Entrance Condition on Frictional Losses and Transition to Turbulence," Paper No. IMECE2002-39573, *International Mechanical Engineering Conference and Exposition 2002*, New Orleans, Nov. 17-21, ASME.
8. **RJ Phillips**, *Forced-convection, liquid-cooled, microchannel heat sinks*. *Journal of Mechanical Engineering*, 1987.
9. **Garimella S. V. and Singhal, V.**, 2004. *Single-Phase Flow and Heat Transport and Pumping Considerations in Microchannel Heat Sinks*, *Heat Trans. Eng.*, 25/1: 15-25
10. **Gnielinski, V.**, 1976. *New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow*, *Int. Chem. Eng.*, 16: 359-368
11. **Adams, T. M., Abdel-Khalik, S. I., Jeter, S. M. and Qureshi, Z. H.**, 1997. *An Experimental Investigation of Single-Phase Forced Convection in Microchannels*, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.41, No.6–7, pp. 851–857

BÖLÜM-7

ISI BORULARI

7.1 GİRİŞ

Bir ısı borusu, küçük sıcaklık farkıyla büyük ısı miktarını küçük bir alana transfer edebilmektedir. Los Alamos Ulusal Laboratuvarında Grover, Cotton ve Erickson ısı borularının yapımında öncülerdir. İlk ısı borusu onlar tarafından 1964'te yapılmıştır. Orta büyüklükte biri sulu ve ikisi sodyumlu olmak üzere, üç ısı borusu imal etmişlerdir.

İlk çalışmalar, uzay ısı uygulamaları üzerineydi. Başlıca faktörler; yüksek güvenilirlik, herhangi bir harici güç girişine gereksinim duymaksızın izotermal koşullar altında çalışabilirliğin yanı sıra uzayda ağırlıksız koşullar altında çalışabilme kabiliyetidir.

Son yıllarda, uzay uygulamalarının yanı sıra yeryüzü uygulamalarının da eşit derecede önemli olduğunun farkına varılmıştır. Isı borusu kavramının, sadeliği ve harici güç olmaksızın istisnai ısı transfer kabiliyetine rağmen neden aşırı önem verilmediğinin sebepleri:

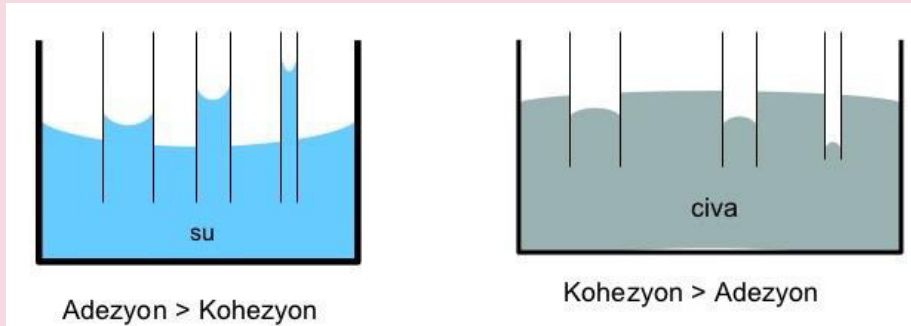
1. Kılcalık nedeniyle yüzey gerilimi kuvveti zayıftır. Güçlü kılcal kuvvetlerinin gelişmesi mümkün olmamıştır. Malzeme biliminin ilerlemesiyle, şimdi ince gözenekli bir yapıda sürdürülebilir kılcal kuvvetlerin gelişmesine yol açmaktadır.
2. Uzay programının geliştirilmesinden önce, kılcal dolaşıma dayanan bir ısı transfer cihazına kesin bir ihtiyaç duyulmamıştır. Ancak, uzay programının ilerleyişi, ağırlıksız ortamda uzay güç sisteminde kullanılması için bir ısı transfer cihazına gereksinim duyulmuştur.

Yüzey gerilimi ve kılcalık olaylarının oluşmasını sağlayan madde moleküllerinin arasında oluşan elektriksel kaynaklı iki çeşit kuvvet vardır: Bunlar **adezyon kuvveti** ve **kohezyon kuvvetleridir**. Adezyon ve kohezyon kuvvetleri moleküller arası çekim kuvvetleridir. Bu kuvvetlerin sebebi elektriksel kuvvetlerdir.

Adezyon (Yapışma): Farklı cins moleküllerin birbirine yapışmasını sağlayan çekim kuvvetine adezyon denir. Adezyon kuvveti genellikle katı-sıvı ve katı-gaz molekülleri arasında gerçekleşir.

Kohezyon (Birbirini Tutma): Aynı cins moleküllerin arasındaki çekim kuvvetine kohezyon denir. Kohezyon kuvveti madde moleküllerini bir arada tutan kuvvettir.

Yüzey Gerilimi: Yüzey gerilimi sıvı yüzeylerinin kohezyon kuvvetinin etkisi ile zar gibi davranmasıdır. Sıvı yüzeyinde ince zar gibi bir tabaka vardır. Bu tabaka delinmez ise üzerinde cisim durabilir. Örneğin su üzerinde yürüyen böcekler veya bir atacı su üzerine zarı delmeden bırakırsak su üzerinde kalır.



Şekil-7.1 Adezyon ve kohezyon kuvvetlerinin sıvıya etkileri

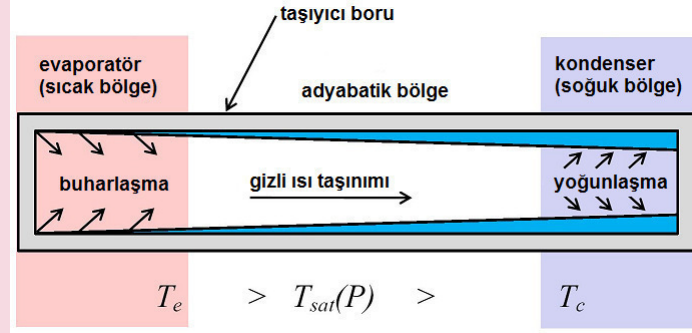
Kılcallık: Adezyon ve kohezyon kuvvetlerinden dolayı sıvıların ince borularda yükselmesi olayına kılcallık denir. Örneğin su dolu bir bardağa ince cam boru batırırsak su bir miktar cam boru içerisinde yükselir. Bunun sebebi su ve cam molekülleri arasındaki adezyon kuvvetinin, su molekülleri arasındaki kohezyon kuvvetinden büyük olmasıdır.

Aynı gözlemi cıva için yaparsak, cıvanın kılcal boru içerisinde alçaldığını görürüz. Çünkü cıva molekülleri arasındaki kohezyon kuvveti, cıva ve cam molekülleri arasındaki adezyon kuvvetinden daha büyüktür.

Temel olarak bir ısı borusu, cidar iç tarafında fitil kaplaması olan bir boru şeklinde kapalı bir kaptır. Sızdırmaz hale getirilmiş sistemdeki sıvının buharlaşması ve yoğunlaşması yoluyla kaynaktan havuza (dış ortama) ısı transferi için kullanılmaktadır.

Isı borulu ısı değiştiriciler gaz-gaz ısı geri kazanımında kullanılan cihazlar olup, konvansiyonel hava soğutmalı ısı değiştiriciler gibi ısı borularının kanatlı paket üniteler olarak imalatı ile gerçekleştirilir.

Isı borusu sızdırmaz kapalı bir hacim içinde Şekil-7.2'deki gibi iç yüzeyinde kapılar basınç ve sıvı dolaşımını sağlayan fitil bulunan bir yapıdadır.



Şekil-7.2 Isı borusunun çalışma prensibi

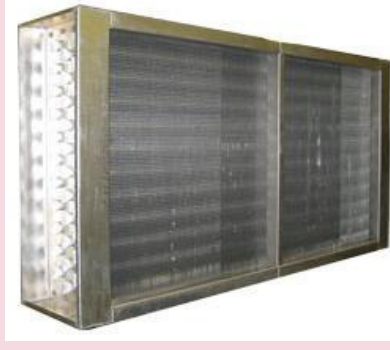
Isı borusu fitili, çalışma akışkanını sıvı olarak içinde bulundurur. Isı borusunun bir ucuna ısı uygulandığında, bu uçta fitil içinde bulunan çalışma akışkanı buharlaşır.

Bu buhar ısı borusunun soğuk ucuna doğru hareket eder ve burada yoğunlaşarak buharlaşma gizli ısını geri verir ve fitile sıvı olarak geri döner. Bu yoğunlaşan çalışma akışkanı kapiler basınç etkisi ile buharlaştırıcı bölgesine pompalanır.

Sıvının buharlaştırıcı bölgesine dönüşünü kapiler hareket sağladığından, ısı borusunun verimi yataydan eğimine, fitil gözenek boyutuna (mesh sayısı) ve çalışma akışkanının yüzey gerilim katsayısına kuvvetli bağlı bir fonksiyondur. Transfer edilen ısı miktarı çalışma akışkanının gizli ısı ile bağlantı olup, yüksek gizli ısı çalışması tercih edilebilir.

Gaz-gaz ısı değiştiricisinde Şekil-7.3'de gösterildiği gibi ısı borularının buharlaştırıcı bölgesi sıcak gaz akımı tarafında, yoğunlaştırıcı bölgesi ise soğuk gaz akımı tarafındadır. Isı değiştiricisi arasından gaz akımının maksimum verim için ters yönlü paralel akım biçiminde olması istenir. Normal olarak ısı boruları yatay durumda monte edilir ve ısı borulu ısı değiştiricinin bulunduğu yerde sıcak ve soğuk gaz kanalları komşu (bitişik) olmak zorundadır.

Bazı imalatlarda ısı borusunun eğiminin yavaş yavaş değiştirilmesiyle buharlaştırıcının yoğunlaştırıcının üzerinde olması sağlanarak ısı transferin sifir değerine kadar azaltılarak kontrol sağlanabilmektedir. Bu özellikle ısıtılmak istenen ortam sıcaklığı dış etkenlerin durumuna göre kontrol edilmektedir.



Şekil-7.3 Yatay olarak düzenlenmiş ısı borusu

Isı borusu tüpleri özel fitil yerleştirilmiş durumda, özel yöntemler ile temizlenir, vakumlanarak uygun çalışma akışkanları ile doldurulur ve sızdırmaz hale getirilir. Isı borularında düşük sıcaklık uygulamaları için kullanılan uygun çalışma akışkanları Tablo 7.1'de verilmiştir.

Tablo 7.1 Çalışma sıcaklık aralığı, çalışma akışkanı, ısı borusu yapı malzemesi ve maksimum aksenal ısı akısı

No	Sıcaklık aralığı (K)	Çalışma akışkanı	Boru malzemesi	Maksimum aksenal ısı akısı (W/m ²)
1	-43/127	Metanol	Bakır, nikel, paslanmaz çelik	0,45
2	7/227	Su	Bakır, Nikel	0,67
3	0/150	Etanol	Bakır, nikel, paslanmaz çelik	
4	-60/100	Pentan	Bakır, nikel, paslanmaz çelik	
5	0/150	Heptan	Bakır, nikel, paslanmaz çelik	
6	-60/100	Amonyak	Nikel, Paslanmaz çelik	
7	0/120	Aseton	Bakır, nikel, paslanmaz çelik	
8	40/200	SES-36	Bakır, nikel, paslanmaz çelik	
9	87/577	Civa	Paslanmaz çelik	25,1
10	400/800	Potasyum	Nikel, Paslanmaz çelik	5,6
11	500/900	Sodyum	Nikel, Paslanmaz çelik	9,3
12	1000/1800	Lityum	Nikel, Paslanmaz çelik	
13	450/900	Sezyum	Nikel, Paslanmaz çelik	
14	-10/120	R-134a	Bakır, nikel, paslanmaz çelik	
15	-10/120	R-152a	Bakır, nikel, paslanmaz çelik	
16	40/140	R-123	Bakır, nikel, paslanmaz çelik	

Isı borulu ısı değıştiricilerde kullanılan kanatlı borudaki kanatlar oluklu plaka, düz plaka veya spiral tipte olabilir. Kanat tasarımı ve borular arası mesafe belirli bir alın yüzeyi hızı için basınç düşümünde farklılıklara neden olmaktadır.

Isı borusundaki, ısı aktarma mekanizmasıyla, örneğin bakırın ilettiği ısı transfer hızından 1000 kez daha fazla ısı transfer hızlarına ulaşabilmektedir.

Isı boruları küçük sıcaklık düşümleri ile enerjiyi transfer eder, buna göre ısı transferi işlemi izotermal gibi ele alınabilir. Bununla birlikte ısı borusu tüp et kalınlığında, fitilde ve akışkan ortamında küçük sıcaklık düşüşleri vardır.

Isı boruları fitil tasarımı, tüp çapı, çalışma akışkanı özellikleri ve ısı borusunun yataya göre konumu gibi özellikleriyle bağlantı sonlu bir ısı transfer kapasitesine sahiptir. Bu ısı transfer limitleri ile ilgili tasarım bilgileri ilgili kaynaklarda bulunabilmektedir.

Isı borusu, aksenal olarak boru boyunca hareket eden enerji olan aksenal pompalama derecesi (APR) ile değerlendirilmektedir. Farklı derecelerde ısı boruları standart boyutlarda mevcuttur (1 kW, 10 kW vd.).

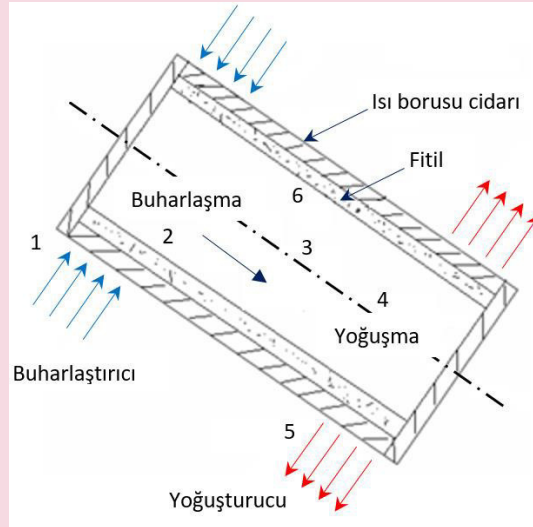
Isı borusunun performansı çalışma açısına bağlıdır. Boru demeti, yatay olabilir veya yoğuşturucunun altındaki buharlaştırıcı bölümü ile birlikte yana yatırılabilir. Bu duyarlılık nedeniyle, ısı borusunun açısı, ısı taşınımını kontrol etmek için yerinde ayarlanabilmelidir. Bazı tescilli üniteler, ısı transferindeki değişiklikleri sağlamak için manuel veya otomatik olarak ayarlanabilen eğim kontrol mekanizmasına sahiptir.

Isı borulu ısı değiştiricilerde ise bakır boru-alüminyum plaka kanat yapısı yaygın olarak kullanılır. Kanatlar kesiksiz oluklu düz tip, kesiksiz düz tip veya spiral yapıda da olabilmektedir. Bazı uygulamalarda boru ve kanatlar malzemelerin ayrı ısıl genleşmeleri problemlerinden sakınmak için aynı malzemeden imal edilebilmektedir. Egzoz sıcaklığının 220 °C'nin altında olması durumunda ısı borulu ısı değiştiriciler sıklıkla alüminyum boru ve kanatlardan imal edilir, yakın verimlilikteki bakır ısı boruları alüminyum olanlardan daha pahalı olmaktadır. Bakır üniteler genellikle yalnızca, alüminyum üniteler için korozyon ve temizleme problemlerinin bulunduğu durumlarda kullanılmaktadır, korozyonlu atmosferler için kanatlı borular koruyucu kaplamalar ile ısıl verime en az etki yapacak biçimde kaplanabilmektedir.

Isı borulu ısı değiştiriciler 220 °C'nin üzerinde genellikle çelik boru ve kanatlardan imal edilmektedirler. Kanatlar genellikle paslanmayı önlemek için özel olarak kaplanmaktadır (alüminize). Özel uygulamalar için ayrı malzeme ve/veya ayrı çalışma akışkanları kullanılan özel tasarımlar yapılabilmektedir.

Fitil Malzemeleri

Bir ısı borusu için fitil malzemesinin seçimi birçok faktöre bağlı olabilmektedir, başta çalışma akışkanıyla uyumluluğu yanında, çalışma akışkanının yoğuşturucudan, buharlaştırıcıya iletilmesini sağlayacak kılcal basıncın oluşturulması asıl amaç olarak istenebilmektedir. Fitil ayrıca çalışma akışkanını, buharlaştırıcı yüzeyine dağıtımını sağlayabilmelidir. Fitil malzemesi olarak çok ince dokunmuş (60-200 Mesh) değişik malzemelerden (örneğin, bakır, pirinç, nikel, alüminyum, paslanmaz çelik) değişik standartlarda elekler kullanılabileceği gibi, lifli malzemeler, ince akış kanalları bu amaçla kullanılan fitil yapılarındandır. Değişik fitil yapı biçimleri ilgili kaynaklardan bulunabilir [1,2].



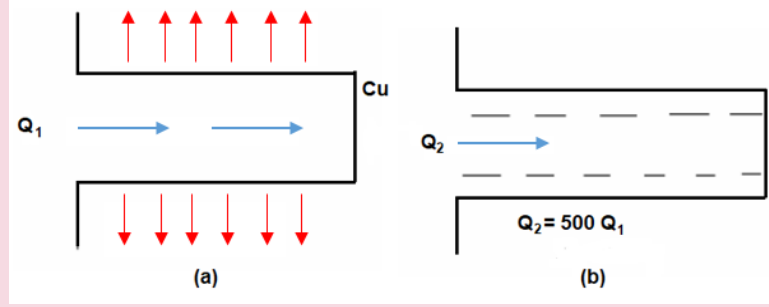
Şekil-7.4 Bir ısı borusunun şematik diyagramı

Çalışma akışkanının seçimi onun uzun süreli çalışabilmesi bakımından da önemlidir. Çalışma akışkanı, yüksek buharlaşma gizli ısısı, yüksek yüzey gerilimi ve çalışma bölgesinde düşük viskozitesi yanında ayrıca bu sıcaklık bölgesinde ısıl kararlı olmalıdır.

Çalışma akışkanının yoğuşmayan gaz oluşturabilme gibi özelliği olması durumunda ise verimin azalması söz konusu olmaktadır ve böyle bir özellik de bu nedenle istenmemektedir.

7.2 BİR ISI BORUSUNUN ISIL İLETKENLİĞİ

Isı borusu, buharlaşmayla ve yoğuşma ile ısıyı taşıdığından, ısıyı aynı kesite sahip herhangi bir katıdan çok daha etkin bir şekilde iletim yoluyla ısıyı transfer edebilir.



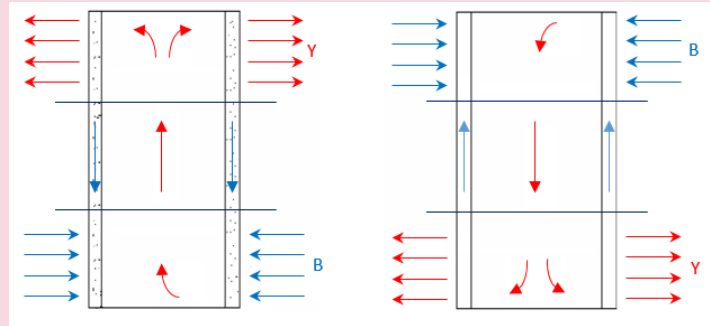
Şekil-7.5 (a) Bir bakır çubukta iletim yoluyla ısı akışı (b) Aynı uzunlukta bir ısı borusundan ısı akışı

Bir ısı borusunun ısı iletkenliği, mevcut en iyi metal iletkeninden 500 kat daha fazla olabilmektedir. Bir mahaldeki ısıyı uzaklaştırmak için ısı borusu en etkili ve en yaygın kullanılan cihazdır. Isı borusu ayrıca süper ısı iletkeni olarak adlandırılmaktadır.

7.3 ISI BORUSUNUN KARAKTERİSTİKLERİ

1. Hareket eden parçası yoktur
2. Harici bir enerji gerektirmez
3. İşlem tersinirdir
4. Tamamen sessizdir
5. Çok güvenilir
6. Herhangi bir boru parçası gibi sağlamdır
7. Zor ortamlara dayanabilir

Yoğuşma sıvısı geri dönüşü kılcal harekete bağlı olması nedeniyle, ısı borusu özellikle yerçekiminin etkisine ve bunun yataya meyilli olmasına karşı duyarlıdır. Şekil-7.6a ve 7.6b, ısı boruları iki farklı şekilde sunulmaktadır. Şekil-7.6a'da, yoğuşma sıvısının geri dönüşüne yer çekimi yardım ederken, Şekil-7.6b'de yoğuşma sıvısının geri dönüşü yerçekimine karşıdır. Dolayısıyla, Şekil-7.6b'deki düzenleme tercih edilmektedir. Yerçekimi yoğuşma sıvısının geri dönüşüne yardımcı olmaktadır, fitil ihmal edilebilmektedir. Bu şartlar altında, cihaz termosifon olarak adlandırılmaktadır.



Şekil-7.6a Yerçekimi boyunca

Şekil-7.6b Yerçekimine karşı

7.4 ISI BORUSU UYGULAMALARI

1. Elektrik-elektronik devrelerin soğutulması
2. Elektrik motorları, jeneratör ve transformatörleri
3. İklimlendirme sistemlerindeki uygulamalar
4. İçten yanmalı motorlardaki uygulamalar

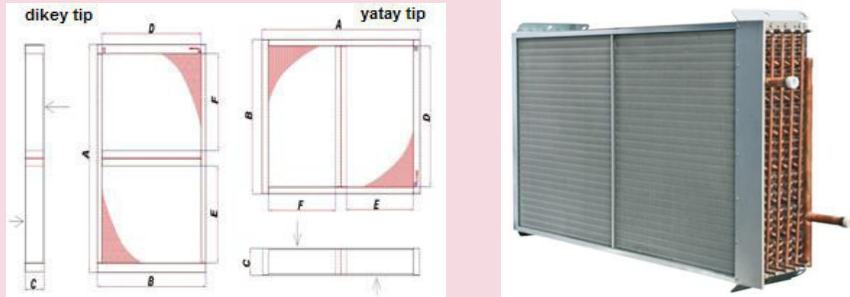
7.4.1 Üretim Süreç Uygulaması

Transformatörler üretilen ısıyı uzaklaştırmak için büyük yüzey alanına gereksinim duyduğu için büyük boyutludurlar. Bu ısıyı yaymak için ısı boruları trafo çekirdeğine yerleştirilebilmekte ve transformatör boyutunu önemli ölçüde azaltmaktadır. Isı borusu, televizyon, motor, starter ve armatür gibi yüksek voltajlı elektronik cihazlardan ısıyı uzaklaştırmak için kullanılabilir.

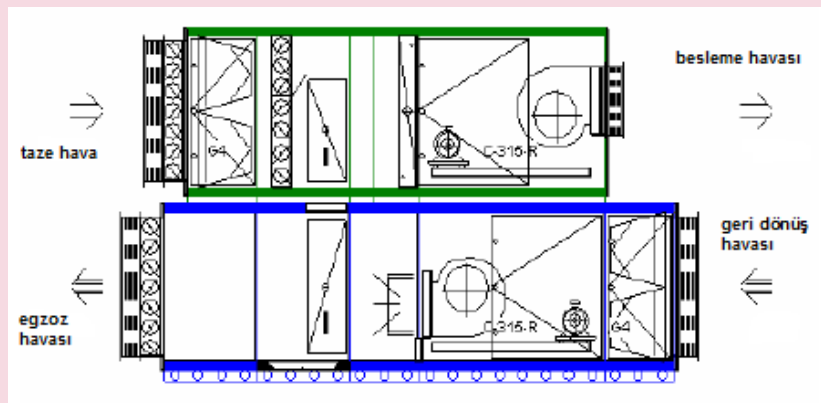
7.4.2 Isı Borulu Isı Geri Kazanım Üniteleri

Rejeneratif tarzda çalışır. Bu sistemde ısıyı transfer etmek için soğutucu akışkan kullanılır ve sistem dönüş havası ile karşılaşan akışkanın buharlaşıp boru içinde yükselmesi ve soğuk havaya ısını transfer edip tekrar yoğuşması mantığı ile çalışır. Sistem $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında sorunsuz çalışabilmektedir. Hava akışını kontrol edebilmek amacıyla ısı geri kazanım hücresinde baypas damperi mevcuttur. Isı borusu yan yana yatay tip veya üst üste dik tipte kullanılabilir. Yatay olan tipler gerektiğinde yaz aylarında da ısı geri kazanımı yapabilecek şekilde tasarlanabilmektedir.

Egzoz tarafına damla tutucu konulmaktadır. Paslanmaz çelikten imal edilmiş yoğuşma suyu tavası bulunmakta ve bu tavanın drenaj borusu (paslanmaz çelik) hava sızdırmaz bir biçimde kabin dışına alınmaktadır. Kirlemeyi önlemek üzere ısı geri kazanımı serpantini öncesinde filtre konulması tavsiye edilmektedir.



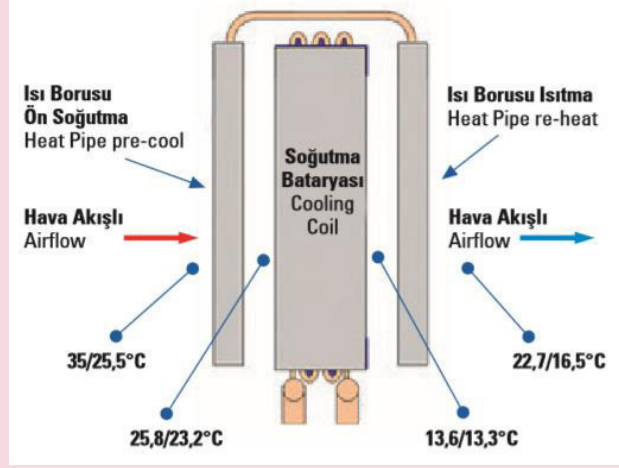
Şekil-7.7 Yatay ve dikey ısı borulu ısı geri kazanım sistemi



Şekil-7.8 Isı borulu ısı geri kazanımlı klima santrali

At Nalı Isı Borulu Geri Kazanım Ünitesi

Bir tür ısı borulu geri kazanım ünitesidir. Bağıl nemin ve dış sıcaklığın yüksek olduğu yerlerde kullanılır. Bu sistemde soğutma bataryası at nalı ısı geri kazanım ünitesinin ön soğutma ve yeniden ısıtma kısımları arasında kalacak şekilde santral içerisine yerleştirilir. Sıcak ve nemli hava ilk önce ön soğutma bataryasından geçerek soğutulmaktadır. Daha sonra soğutma bataryasından geçen hava yeniden ısıtma bataryasından da geçerek istenilen sıcaklık ve bağıl nem şartlarına getirilmektedir. Sistemde hareketli hiçbir parça yoktur. Proses, ısı geri kazanımı at nalı sistemi içerisinde sıcaklık farkı nedeniyle doğal akış yapan, soğutucu akışkanın taşıdığı ısı enerjisi ile sağlanmaktadır.



Şekil-7.9 At nalı tip ısı borulu ısı geri kazanımlı ısı değiştiricisi [Friterm]

7.4.3 Isı Borulu Yerel Isı Geri Kazanım Cihazı

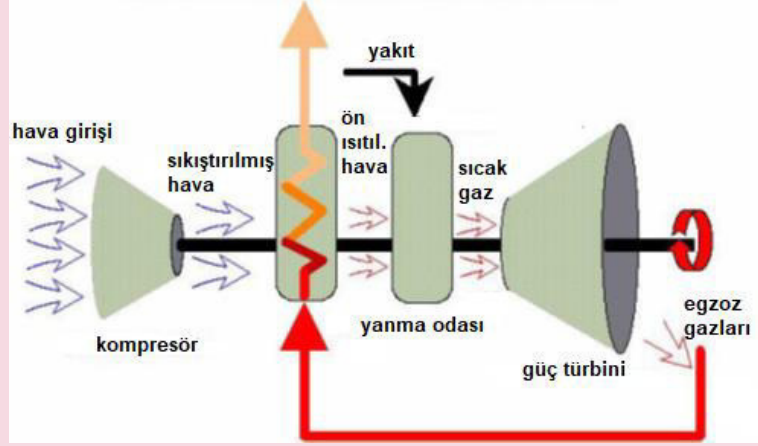
Isı borulu ısı geri kazanım üniteleri iki katlı kanatlı borulu ısı değiştiricisinden oluşmaktadır. Genellikle borular dikey durumda, açılı kanatlar ise borulara dik pozisyonundadır. Egzoz havası alt üniteden, dış hava üst üniteden geçmektedir. Serpantinlerde ısıyı transfer etmek amacıyla akışkan olarak R134a veya R22 gibi soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Verimleri %40-50 arasında olup, diğer ısı geri kazanım ünitelerinde olduğu gibi egzoz havası filtre edilerek üniteye gönderilmektedir. Maksimum çalışma sıcaklığı 50°C'dir. Hava hızı 3 m/s ve bataryalardaki hava tarafı basınç kaybının 150 Pa'ı geçmemesi tavsiye edilmektedir. Egzoz havasındaki nemin yoğunlaşma olasılığı nedeniyle yoğunlaşma tavası ve seperatör kullanılmalıdır (Şekil-7.10).



Şekil-7.10 Isı borulu yerel ısı geri kazanım cihazı

7.4.4 Gaz Türbini Rejeneratörü

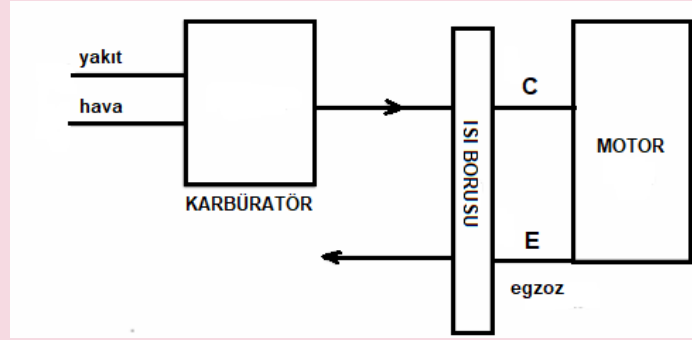
Bir gaz türbininde, yüksek sıcaklıktaki egzozdan ısı geri kazanımı yaparak emilen hava-yakıt karışımını ön ısıtma ile sıcaklığını artırmak daima enerji verimliliğini artırmaktadır. Şekil-7.11, gaz türbini rejeneratöründen ısı geri kazanımının bir şemasını göstermektedir.



Şekil-7.11 Gaz türbini rejeneratöründen ısı geri kazanımı

7.4.4 Isı Borusunun İçten Yanmalı Motorlara Uygulanması

İçten yanmalı motorlarında ısı borusunun en ilginç uygulamalarından biri VAPIPE olarak bilinmektedir. VAPIPE, otomobilin egzoz emisyonlarını azaltmak ve yakıt tasarrufunu azaltmak ve yakıt tasarrufunun artırmak için geliştirilmiş bir cihazdır. Isı borusu bir otomobil motoruna monte edildiğinde, benzin karışımını karbüratörden gelen yakıtı motora girmeden önce buharlaştırmak için egzoz gazından alınan ısıyı kullanarak egzoz emisyonundan çıkan ısı kullanarak hem yakıt tüketimini hem de egzoz emisyonunu önemli ölçüde azaltmaktadır. Buharlaşmış karışım (yakıt + hava) homojen bir karışım elde etmekte ve yanmayı iyileştirmektedir.



Şekil-7.12 İçten yanmalı motorlarında ısı borusu uygulaması (VAPIPE)

7.4.5 Diğer Uygulamalar

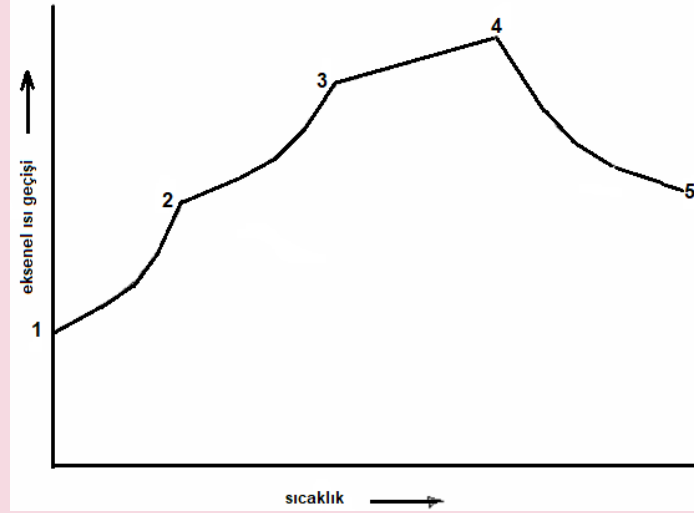
1. Güneş toplayıcıları (kolektörleri), uzay uygulamaları, kar ergitme
2. Bisküvit ve ekmek fırını
3. Çamaşırhaneler
4. Tıbbi ilaçlar
5. Püskürtmeli kurutma
6. Kaynak kabinleri
7. Tuğla fırınları
8. Plastik laminasyon kurutma, plastik malzemelerin ekstrüzyonu. Tekstüre edilen liflerde sıcaklık tek düzeliğini koruyabilme
9. Tav fırınları
10. Kimyasal sıvı yatağı nem alma cihazı

11. Epoksi kaplama
12. Kür fırınları vb.

7.5 ISI BORUSUNUN KISITLILIKLARI

Şekil-7.13'da gösterildiği gibi ısı borusu ile 4 (dört) sınırlama vardır.

- Ses hızı (sonik) sınırlaması (1-2)
- Sürüklenme sınırlaması (2-3)
- Fitilleme sınırlaması (3-4)
- Kaynama sınırlaması (4-5)



Şekil-7.13 Isı borusunun sınırlamaları (eksenel ısı geçişi-sıcaklık)

7.5.1 Ses Hızı (Sonik) Sınırlaması

Bir ısı borusunda, buharlaştırıcı uzunluğu boyunca buhar boşluğuna sürekli yeni buhar eklenmektedir. Buhar hızı daha sonra buharlaştırıcı uzunluğu ile artar, buharlaştırıcı çıkışında maksimuma ulaşmaktadır. Isı taşıma hızı ve dolayısıyla ısı üretim hızı arttıkça, çıkış hızı daha yüksek olmaktadır. Çıkış hızı ses hızı değerine ulaştığında, buhar akışının tıkanıdığı (boğulduğu) söylenmektedir. Buhar hızının 340 m/s olduğunda ısı transferine sonik sınır denmektedir. Bu noktada, buhar akış debisinde bundan başka bir artış olmaz veya buhar sıcaklığında bir artış olmaksızın ısı taşınması mümkün değildir.

Sonik sınır, eksenel bir ısı akısı (ısı transferi hızı/buhar kesit alanı) olarak ifade edilmektedir.

Isı transferi hızı,

$$\dot{Q} = \dot{m}_v h_{fg} = \rho_v V A_{av} h_{fg} \quad (7.1)$$

Eksenel ısı akısı,

$$\frac{\dot{Q}}{A_v} = \rho_v V h_{fg} \quad (7.2)$$

Şimdi yoğuşturucuyu düşük basınca, sıcaklığa ve yoğunluğa ayarlanarak eksenel ısı akısı sabitlendiğinde, buharlaştırıcının çıkışında buhar hızı sonik sınıra gitmektedir. Sonik sınır elde edildikten sonra, yoğuşturucudaki herhangi bir parametre değişikliği buharlaşmayı etkilemeyecektir. Akış kısılacaktır. Bu nedenle buhar hızı sonik hızın çok altında olmalıdır. Sonik sınır Şekil-7.10'daki eğri 1-2 ile gösterilmektedir.

Isı boruları normalde sonik sınırdan çalıştırılmamasına rağmen, ilk harekete geçme sırasında, buharlaşma sıcaklığı, buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklıktan daha yüksek olduğu zaman sonik sınır meydana gelebilmektedir.

7.5.2 Sürüklenme Sınırlaması

Buhar yoğunluğunun eşlik eden bir düşüş olmadan artmasına izin verilirse, fitil dönüşünden bir miktar sıvı sürüklenmektedir ve bu durum Weber tarafından verilen (Wb) sayısı ile ifade edilebilmektedir;

$$Wb = \text{Atalet kuvveti/Yüzey gerilim kuvveti} = \frac{\rho_v V^2 L_c}{2\pi\sigma_l} = 1$$

veya

$$V = \left(\frac{2\pi\sigma_l}{\rho_v L_c}\right)^{1/2} \quad (7.3)$$

Burada, L_c gözenek boyutunu tanımlayan karakteristik uzunluktur.

Eğer, $Wb > 1$ ise, sıvı dönüş yolu, artan akışı barındıramaz hale gelinceye kadar sıvı dolaşımı artmaktadır. Bu, buharlaştırıcının kurumasına ve aşırı ısınmasına neden olmaktadır.

Aşağıdaki eşitlikten sürüklenme (taşıma) sınırını tahmin edilebilmektedir;

$$\frac{\dot{Q}}{A_p} = \rho_v V h_{fg} = \rho_v h_{fg} \left(\frac{2\pi\sigma_l}{\rho_v L_c}\right)^{1/2} = h_{fg} \left(\frac{2\pi\sigma_l \rho_v}{L_c}\right)^{1/2} \quad (7.4)$$

Sürüklenme (taşıma) sınırı, Şekil-7.10'de 2-3 arasındaki eğri ile temsil edilmektedir.

7.5.3 Fitilleme Sınırlaması

Bir ısı borusunda sıvı dolaşımı sıvı-buhar ara yüzünde fitil yapısında gelişen kılcal kuvvetler tarafından sağlanmaktadır. Tipik bir üst yüzeyi bombeli sıvı sütunu, r_1 ve r_2 eğrilerinin iki ana yarıçapı ile karakterize edildiğinde, sıvı yüzey boyunca basınç düşümü,

$$\Delta p_c = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \quad (7.5)$$

Eğer sıvı fitili mükemmel bir şekilde ıslatırsa, ısı transferinin sınırını belirleyen yarıçaplar fitilin delik boyutu ile tanımlanmaktadır. Isı transferindeki herhangi bir ilave artış, sıvının fitile geri çekilmesine neden olmaktadır ve buharlaştırıcının sonunda kurumaya ve aşırı ısınmaya neden olmaktadır. Poiseuille eşitliği ile gösterildiği gibi, fitilin gözenek ebadı azaltılarak kılcal kuvvet artırılabilir.

$$\Delta p_l = \frac{8\pi\dot{m}_l L}{\pi r^4 \rho} \quad (7.6)$$

Fitilleme sınırı, Şekil-7.10'daki 3-4 düz çizgi ile temsil edilmektedir.

7.5.4 Kaynama Sınırlaması

Buhar kabarcığının oluşumu arzu edilmemektedir, çünkü sıcak noktalara neden olabilmekte ve fitili görevini yapamaz hale getirmektedir. Bu nedenle, ısı borusunun iç duvarını sıvının ıslatmasına ve en küçük çekirdeklenme yerleri hariç hepsini doldurulmasına izin vermek için kullanılmadan önce ısı boruları izotermal olarak ısıtılmaktadır.

Yüksek giriş ısı akışlarında ve yüksek çalışma sıcaklıklarında kaynama meydana gelebilmektedir. Şekil-7.10'daki 4-5 arasındaki eğri, aşağıdaki eşitliklere dayandırılmaktadır,

$$p_v - p_l = \frac{2\sigma}{r} \quad (7.7)$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{k(T_w - T_v)}{t} \quad (7.8)$$

Burada,

p_v : Kabarcığın içindeki buhar basıncı

Böylece,

$$dp = \left(\frac{4}{D}\right) \tau_s dx + 2\Omega\rho V dV + (\cos \beta - n \cos \alpha)\rho g dx \quad (7.12)$$

eşitliği elde edilir.

($x=0$ ve $x=L$) ve Ω 'nin sabit olduğu varsayılırsa, boru uzunluğu boyunca eşitliğin integrali,

$$\Delta p = \int_0^L \left(\frac{4}{D}\right) \tau_s dx + \Omega\rho(V_0^2 - V_L^2) + (\cos \beta - n \cos \alpha)\rho gL = \text{Sürtünme kaybı} + \text{Momentum nedeniyle basınç düşümü} + \text{Yerçekimi / hızlanma nedeniyle basınç düşümü}$$

Eşitlik 7.13'den

Buhar: 0 (sürtünme + momentum) \gg 0 (yerçekimi)

$\therefore \Delta p_v =$ sürtünme ve momentumdan dolayı basınç düşümü

Eşitlik 7.13'den

sıvı: 0 (momentum) \ll 0 (sürtünme, yerçekimin)

$\therefore \Delta p_v =$ Sürtünme ve yerçekiminden dolayı basınç düşümü

Buhar akışı:

$dp_f =$ Sürtünme basınç kaybı

$$dp_f = \left(\frac{\pi}{4}D^2\right) dp_f = \pi D \tau_s dx \quad (7.14)$$

Veya

$$dp_f = \left(\frac{\pi}{4}D^2\right) dp_f = \pi D \tau_s dx \quad (7.15)$$

$$\tau_s = \frac{D}{4} \left(\frac{dp_f}{dx}\right) \quad (7.16)$$

Tekrar,

$$dp_f \propto \frac{dx}{D} \quad (7.17)$$

veya

$$dp_f \propto \frac{\rho V^2}{2} \quad (7.18)$$

Bundan dolayı,

$$\tau_s = \frac{D}{4} \frac{f\left(\frac{\rho V^2}{2}\right)}{D} = \frac{f}{4} \left(\frac{\rho V^2}{2}\right) \quad (7.19)$$

Laminer akış için sürtünme faktörü,

$$f = \frac{64\mu_v}{\rho_v V_{ort} D} = \frac{64}{Re_a} \quad (7.20)$$

Burada

$$V_{ort} = \frac{\int_0^R V_a(2\pi r) dr}{\pi R^2} = V_{max}/2 \quad (7.21)$$

$$\therefore dp_v = f \left(\frac{dx}{D}\right) \left(\frac{\rho V^2}{2}\right) = \left(\frac{32}{D^2}\right) \left(\frac{\mu}{\rho}\right) \left(\frac{\dot{m}}{A}\right) dx \quad (7.22)$$

$$\therefore \Delta p_v = \left(\frac{32}{D^2}\right) \left(\frac{\mu}{\rho}\right) \left(\frac{\dot{m}}{A}\right) L_{eff} \quad (7.23)$$

veya,

$$\therefore \Delta p_v = \frac{128 \mu_v \dot{m}_v L_{eff}}{\pi D^4 \rho_v} \quad (7.24)$$

Reynolds sayısı Re_d ile sürtünme faktörünün (f) bazı tipik değerleri Tablo 7.2'de gösterilmiştir.

Tablo 7.2 Reynolds sayısının ve sürtünme faktörünün bilinen değerleri

Sıra No	Reynolds Sayısı	Sürtünme faktörü (f)
1	5 000	0.039
2	10 000	0.037
3	100 000	0.022

Sıvı için: Akışkan, gözenekli ortamdan geçiyorsa, Darcy sürtünme kanunu uygulanmaktadır;

$$\frac{dp_l}{dx} = f \left(\frac{\mu_l}{\rho_l}\right) \left(\frac{\dot{m}_l}{A_w}\right) \quad (7.25)$$

$$\therefore \Delta p_l = \frac{\mu_l L_{eff} \dot{m}_l}{\rho_l A_w \left(\frac{1}{k}\right)} = \frac{\mu_l L_{eff} \dot{m}_l}{\rho_l A_w k_w} \quad (7.26)$$

Burada f : Sürtünme faktörü

k_w : Fital malzemesinin geçirgenliği = $\left(\frac{1}{k}\right) (m^2)$

μ_l : Sıvının viskozitesi (Pa s)

\dot{m}_l : Sıvının kütleli debisi (kg/s)

ρ_l : Sıvının yoğunluğu (kg/m³)

$A_w = X$ – Fitalin kesit alanı (m²)

Etkin ısı borusu uzunluğu (m): $L_{eff} = L_e + L_{adb} + L_a$

7.7 BİR ISI BORUSUNDAKİ AKIŞ ŞARTLARI

Maksimum kılcal basınç düşümü \geq Sıvı buharlaştırıcıdan yoğuşturucuya geri döndürmek için gerekli basınç düşümü + Buharı buharlaştırıcıdan yoğuşturucuya taşımak için gereken basınç düşümü + Buharlaştırıcı ile yoğuşturucu veya harici hızlanma arasında yükselme nedeniyle oluşan basınç düşümü.

veya,

$$\Delta p_c |_{max} \geq \Delta p_l + \Delta p_v + \Delta p_g \quad (7.27)$$

Isı borusunun etkin olabilmesi için, dış ivmelenme olmadığı varsayılmıştır,

$$\frac{2\sigma_l \cos \theta}{r_c} = \frac{\mu_l L_{eff} \dot{m}_l}{\rho_l A_w k_w} + \frac{128 \mu_v \dot{m}_v L_{eff}}{\pi D^4 \rho_v} + \rho_l g L_{eff} \cos \beta \quad (7.28)$$

Genel olarak,

$$\frac{128 \mu_v}{\pi D^4 \rho_v} \ll \frac{\mu_l}{\rho_l A_w k_w} \quad (7.29)$$

$$\therefore \frac{2\sigma_l \cos \theta}{r_c} = \frac{\mu_l L_{eff} \dot{m}_l}{\rho_l A_w k_w} + \rho_l g L_{eff} \cos \beta \quad (7.30)$$

veya

$$\left(\frac{\mu_l L_{eff}}{\rho_l k_w A_w}\right) \dot{m}_l = \frac{2\sigma_l \cos \theta}{r_c} - \rho_l g L_{eff} \cos \beta \quad (7.31)$$

veya

$$\dot{m}_l = \left(\frac{\rho_l \sigma_l h_{fg}}{\mu_l} \right) \left(\frac{A_w K_w}{L_{eff}} \right) \left[\frac{2 \cos \theta}{r_c} - \frac{\rho_l g L_{eff}}{\sigma_l} \cos \beta \right] \quad (7.32)$$

Isı transferi hızı,

$$\dot{Q} = \dot{m} h_{fg} \quad (7.33)$$

Dolayısıyla, maksimum ısı transferi,

$$\dot{Q}_{max} = \left(\frac{\rho_l \sigma_l h_{fg}}{\mu_l} \right) \left(\frac{A_w K_w}{L_{eff}} \right) \left[\frac{2 \cos \theta}{r_c} - \frac{\rho_l g L_{eff}}{\sigma_l} \cos \beta \right] \Rightarrow (\text{sıvı özellikleri}) \times (\text{fitil özellikleri}) \times \left[\frac{2 \cos \theta}{r_c} - \frac{\rho_l g L_{eff}}{\sigma_l} \cos \beta \right] \quad (7.34)$$

Sıvı taşıma özellikleri $\left(\frac{\rho_l \sigma_l h_{fg}}{\mu_l} \right)$ değeri, "Şekil-faktörü" N_l değeri olarak bilinmektedir.

Bu durumda, ısı transferinin ve sıvının kütsel debisi maksimum olabilmesi için, θ değerinin daha düşük kosinüs değeri gerektirecek şekilde olması gerekmektedir. Uygun ıslak yüzeyler için $\theta \approx 0^\circ$ olmalıdır. Çalışma akışkanı metanol ($\text{CH}_3 \text{OH}$) için Şekil-faktörü $20^\circ\text{-}600^\circ\text{C}$ sınırlı bir sıcaklık aralığında düşük ısı transferini göstermektedir.

7.8 FİTİL MALZEMELERİ

Bir ısı borusu için fitilin seçimi, çalışma akışkanının özellikleri ile yakından bağlantılı birçok faktöre bağlı olmaktadır. Fitilin asıl amacı, çalışma akışkanını yoğuşturucudan buharlaştırıcıya taşımak için kılcal basınç oluşturmaktır. Sıvıyı buharlaştırıcı bölümü etrafına, ısı borusu tarafından ısının gelmesi muhtemel olan alanlara dağıtabilmesi gerekmektedir. Bir fitil tarafından oluşturulan maksimum kılcal basınç farkı, gözenek büyüklüğü azaldıkça artmaktadır. Fitil geçirgenliği, gözenek büyüklüğü azaldıkça azalmaktadır. Homojen fitiller için üzerinde uzlaşılan bir optimum bir gözenek boyutu vardır. Uzayda, boyut üzerindeki kısıtlamalar ve genel yüksek güç kapasitesi gereksinimleri, eksenel akış için küçük gözenekli yapıların yardımı ile homojen olmayan veya oluklu fitillerin kullanımını gerektirmektedir. Tablo 7.3, fitil malzemesinin bazı tipik değerlerini sunmaktadır.

Tablo 7.3 Fitil malzemelerinin bazı değerleri

No	Materyal ve örgü boyutu	Kılcal yükseklik (cm)	Gözenek yarıçapı (cm)	Geçirgenlik
1	Cam elyaf	25.4	----	0.061×10^{-4}
2	Monel metal yataklar (70-80 μm) (%63 Ni, %29-34 Cu, %2-2.5 Fe, %1,5-2Mn)	39.5	0.019	0.78×10^{-10}
3	Nikel tozu (200 μm)	24.6	0.038	0.027×10^{-10}
4	Bakır tozu (45-56 μm)	156.8	0.009	1.74×10^{-12}

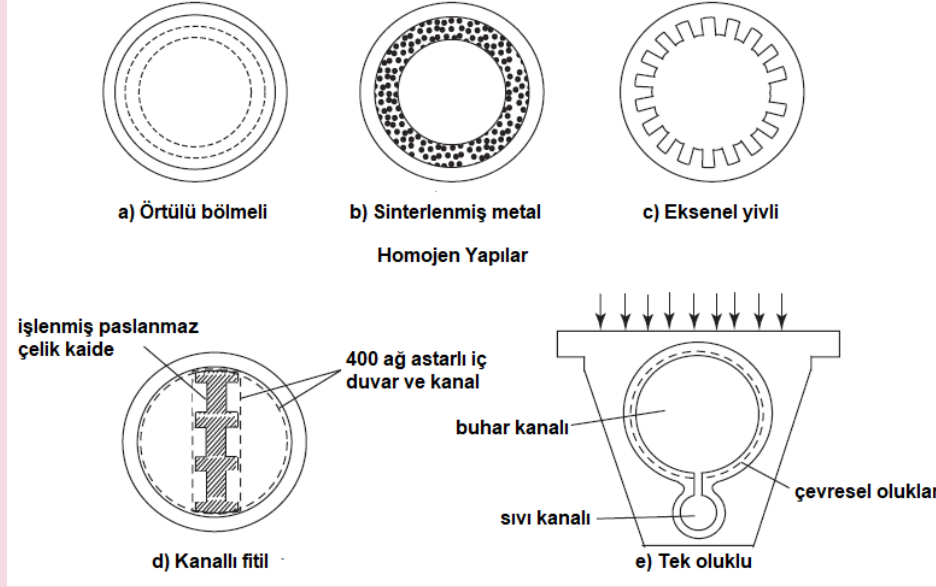
Bir fitil kullanılması, aşağıdaki faydaları sağlamaktadır:

1. Kılcallık etkisi ile eksenel pompalama temin etmektedir.
2. Sıvıyı çevresel olarak dağıtır ve buharlaştırıcı yüzeyinin her zaman radyal ısı akışını destekleyebilmesi için ıslanmasını sağlamaktadır.
3. Fitilin kendisi, özellikle oluk formunda duvarla bütünleşmiş olması durumunda, h taşınımla ısı transfer katsayısını ve ısı transferini artırmaktadır.

Fitil, ısı borusunun ısı transfer kabiliyetini sınırlayan buharda sıvı sürüklenmesini engelleyebilmektedir. Sıvı damlacıklarını sürükleyerek yoğuşturucuya geri taşıması için sıvı ve buhar ters akışları arasındaki kayma kuvveti yeterli olduğunda sürüklenme meydana gelmektedir.

Fitilin istenen şartları sağlamasından dolayı, ısı borusu termosifondan daha verimli olmaktadır.

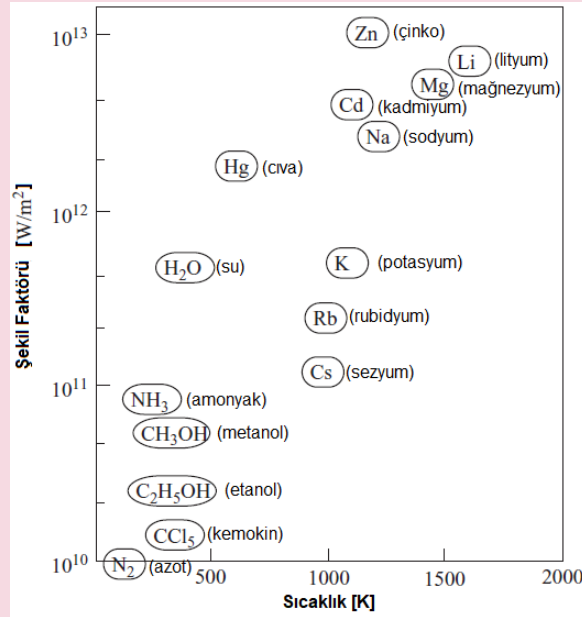
Şekil-7.15, geliştirilmekte olan yüksek kapasiteli konseptlerin yanı sıra kullanımındaki birçok ortak fitilleme yapısını göstermektedir. Sıvı ve buhar kanallarının ayrılmasından kaynaklanan bazı gelişmeler kılcal pompalama ve eksenel sıvı transfer bağımsızlığı gündeme getirilmiştir.



Şekil-7.15 Farklı fitilleme yapıları türleri

Elektronik termal kontrol için ısı borusu uygulamalarının çoğu, 250K (-23 °C) ila 375 K (102 °C) arasında kaynama sıcaklıklarına sahip bir çalışma akışkanının seçilmesini gerektirmektedir. Sıvı taşıma özellikleri veya Şekil-faktörü, belirli çalışma sıcaklıklarında çeşitli çalışma akışkanlarının etkenliğini değerlendirmek için kullanılabilir.

Şekil-7.13, kaynama noktasındaki çalışma akışkanlarının uygunluk şeklini göstermektedir. Sodyum (Na), yüksek sıvı değer sağlamaktadır, ancak tipik olarak 500 K'den düşük sıcaklıklarda uygun olmamaktadır. Orta sıcaklık aralığında, suyun en yüksek değere sahip olduğu görülmektedir. Çalışma akışkanındaki yabancı maddelerin varlığı, ısı borularının ve termosifonların çalışması üzerinde önemli zararlı etkilere neden olabilmektedir.



Şekil-7.16 Kaynama noktalarına göre seçilen çalışma akışkanları için değerlerin değeri (Reay and Kew (2006) [6] tarafından revize edilmiştir).

Fitil ve kabin boyutları tatmin edici şekilde olmalıdır;

$$\Delta p_c \gg \Delta p_v + \Delta p_l + \Delta p_g \quad (7.35)$$

veya

Kılcal pompalama yüksekliği>> buharda basınç düşümü + viskozite sürüklenmesinden dolayı basınç kaybı + yerçekiminden dolayı basınç kaybı.

7.9 ÇALIŞMA SIVILARI

1. Su
2. Florokarbonlar
3. Cıva
4. Metanol
5. Gliserin
6. Aseton
7. Sodyum, Potasyum, Lityum, vd.
8. Gümüş
9. Erimiş tuz
10. Amonyak
11. Sıvı hidrojen, sıvı oksijen, sıvı azot (nitrojen) gibi organik akışkanlar

Çalışma sıvısının istenilen özellikleri:

1. Zehirleyici olmamalı
2. Aşındırmaz olmalı
3. Düşük viskoziteye sahip olmalı
4. Yüksek yüzey gerilime sahip olmalı
5. Yüksek gizli ısı
6. İyi ısı transferi özelliği
7. Isı borusu kabına kimyasal olarak uygun olmalıdır

Isı borusu tasarımında, ısı borusunun yerçekimine karşı çalışmasını sağlamak ve yüksek bir kılcal tahrik kuvveti oluşturmak için yüksek bir yüzey gerilimi değeri istenmektedir. Yüksek yüzey gerilimine ek olarak, çalışma akışkanının fitil ve kabin malzemesini ısıtması gerekmektedir. Yani, temas açısı çok küçük olması gerekmektedir.

Isı borularında kullanılan çalışma akışkanları, helyumdan 4K'ya kadar ve 2300 K'da lityuma kadar değişmektedir. Şekil-7.14, alternatif organik akışkanların değer değerinin oldukça düşük değerlerine sahip olma eğiliminde olduğu 350-500 K aralığında suyun üstünlüğünü göstermektedir. Hafif düşük sıcaklıklarda, 270-350 K, amonyak (NH₃) arzu edilen bir akışkandır, ancak yüksek saflıkta tutmak için dikkatli bir şekilde kullanılmasını gerektirir ve aseton ve alkoller düşük buhar basınçlarına sahip alternatiflerdir. Bu akışkanlar, uzay uygulamalarında ısı borularında yaygın olarak kullanılmaktadır. Her ikisi de bakırla uyumlu olan su ve metanol, genellikle elektronik ekipmanı soğutmak için kullanılmaktadır.

Daha yakın zamanda, 400-700 K sıcaklık aralığı NASA'dan dikkat çekmiştir. Öneri, metalik halojenürlerin bu sıcaklık aralığında çalışma akışkanları olarak kullanılabilirliği yönündedir. Halojenürler tipik olarak flor, iyot, brom ve iyotlu lityum, sodyum, potasyum, rubidyum ve bakır bileşikleridir.

500–950 K sıcaklık aralığı için cıva, cazip termodinamik özelliklere sahiptir. Aynı zamanda, oda sıcaklığında sıvıdır ve bu, ısı borusunun kullanılmasını, doldurulmasını ve başlatılmasını kolaylaştırmaktadır. Bienert [7], güneş enerjisi yoğunlaştırıcıları için cıva/paslanmaz çelik ısı boruları önermede, Deverall'ın ısı borusunun buharlaştırıcı bölümündeki fitili ıslatma tekniği kullanmış ve yerçekimi destekli çalışma için yeterli ıslatma elde etmiştir. Isı borusunun yoğunlaştırıcı bölgesinde ıslanmamasının, damlaların yoğunlaşmasını arttırması gerektiğini ve bunun da film yoğunlaşması ile elde edilebilecek olanlardan daha yüksek film katsayıları ile sonuçlanacağını savunmuştur.

1400 K'nin üzerindeki yüksek sıcaklık aralığı için, lityum genellikle bir çalışma akışkanı olarak ilk tercihtir, ancak gümüş, nükleer ve uzayla ilgili kullanımlar için sıvı metal ısı borularının uygulamaları ile birlikte kullanılmıştır.

7.10 ISI BORUSU PERFORMANSINDA ETKİLİ OLAN FAKTÖRLER

1. Çalışma sıvısı ve ısı borusu malzemelerinin seçimi: Çalışma sıcaklığı aralığına, ısı borusu malzemesinin korozyonu ve erozyonuna bağlıdır.
 - a. Çalışma sıvısı ve yapı malzemesi uyumlu olmalıdır
 - b. Çalışma sıvısına bağlı olarak, kabın cidarı alüminyum, bakır veya paslanmaz çelik olabilir.
2. Gaz hızı–boru demetleri boyunca basınç düşümü nü makul seviyeye getirmek için 2-4 m/s ile sınırlandırılmıştır.
3. Boru uzunluğu–En fazla 5 m uzunluktaki artış ile fitil tasarımı ve boru uzunluğu karmaşıklaşmaktadır.
4. Isı borusunun kanatçıklar tutturulması durumunda, kanat yüksekliği ve kanat şekli, basınç düşümü ne ve kirlenmeye bağlıdır.

7.11 ISI BORULARI TASARIMI

Isı borularının tasarımında boru malzemesi, fitil malzemesi ve ilgili boyutların bilinmesi ve çalışma akışkanı seçimi yanında, taşınması istenen ısı kapasitesi, çalışma sıcaklıklarının (Buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı bölge yüzey sıcaklıkları) belirlenmesi gerekli olmaktadır. Ayrıca çalışma koşulları ile ilgili özellikler de (ısı borusu eğimi gibi) bilinmesi gerekmektedir.

Isı boruları küçük sıcaklık düşümleri ile enerjiyi transfer etmektedir. Buna göre ısı aktarma işlemi izotermal gibi ele alınabilmektedir. Bununla birlikte ısı borusu dış boru et kalınlığında, fitilde, akışkan ortamında küçük sıcaklık düşüşleri olmaktadır. Isı boruları fitil tasarımı, dış boru çapı, çalışma akışkanı özellikleri ve ısı borusunun yataya göre konumu (eğimi) gibi özellikleri ile bağlantılı sonlu bir ısı transfer kapasitesine (ısı transfer limitlerine) sahip olmaktadır.

Bu verilerin kullanımıyla taşınmak istenen ısının ısı borularının taşıyabileceği maksimum ısı transfer limit değerlerinin altında kalmasını sağlayacak parametrelerin değiştirilmesiyle tasarım tamamlanmaktadır. Isı borularında kılcal, sonik köpürme ve kaynama limit değerlerinin taşınmak istenen ısı kapasitesi değerinden daha fazla değerlerde olması gerekmektedir. Bu limit değerlerin tasarımda kullanılmaları ile ilgili bilgiler ilgili kaynaklarda verilmiştir [1, 2, 3].

7.12 ISI BORULARININ İMALAT TEKNIĞİ

Isı borularının imalatında malzeme seçimlerinden sonra

- Boruların hazırlanması, kesimi, temizlenmesi,
- Boruların fitillerinin yerleştirilmesi,
- Uçların kapatılması (kaynak işlemleri), doldurma ağzının (supabının) bırakılması,
- Vakum işleminin her bir ısı borusuna uygulanması,
- Doldurma işlemlerinin, tasarlanan miktarda çalışma akışkanı ile gerçekleştirilmesi,

- Her işlem aşamasında temizleme ara işlemleri,
- Her bir ısı borusunun test edilmesi gibi süreçlerden geçilmesi gerekmektedir.

Bir ısı değiştirici sistemin tasarımında ise onlarca ısı borusunda bu gereken titiz imalat sırasının uygulanması gerekli olmaktadır. Ayrıca ısı değiştirici imalatında ısı borularına kanatlı yüzeylerin geçirilmesi ve bu boruların şişirilme işlemleri gibi ara işlemlere de gerek duyulacaktır. Bu kanatlı ısı borusu sisteminin bir taşıyıcı kaset içine yerleştirilmesi ve çalışma eğimi koşullarının sağlanabildiği dış kaset tasarımı da önem kazanmaktadır. Isı borusu imalatı ile ilgili ayrıntılar Dunn [1] ve Chi [2] tarafından verilmiştir.

7.13 ISI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KARŞI KIRLETİCİLİK

Isı borulu ısı değiştiricilerde hava akımları arasındaki basınç farklılıklarının 12 kPa değerine kadar karşı kirlenme bulunur. Karşı kirlenmeyi önlemek için ek bir koruma iki hava akımı arasında havalandırılmalı çift kanatlı ara duvar kullanılabilir. Bu ara hacme bitişik egzoz kanalından herhangi bir sızıntı buradan çekilmektedir ve egzoz edilmektedir. Bu sistem tabii ki istenmeyen egzoz akımları için uygulanan bir durumdur. Isı borulu ısı değiştiricilerde de klima sistemlerindeki kanatlı borulu serpantinlerde kullanılan filtrelemeye, aynı koşullarda çalışma durumunda, gerek duyulmaktadır. Göz önüne alınacak noktalardan bazıları kanat aralığı veya hatvesi, sıra sayısı, hava akımlarında bulunan parçacıkların büyüklüğü ve akışkanların tipleridir. Özellikle kirli akımın olduğu tarafta filtreleme uygulanmaktadır.

7.14 ISI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN TEMİZLENMESİ VE BAKIMI

Hava veya gaz akımlarının kirlenmesi durumunda ısı borularının dış yüzeylerinin temizlenmesi gerekebilir. Bu temizleme ünitelerden temizlenecek olan maddenin yapısına bağlıdır. Bu işlemin yapılabilmesi için sistemde bakım veya servis kapılarının bırakılmış olması gerekmektedir. Örneğin, mutfak egzozlarında oluşan yağ birikimi otomatik su ile yıkama sistemi kullanılarak giderilmektedir.

Uygulanan diğer yöntemler, ünitelerin sprey sıkılarak temizlenmesi, ünitelerin bir temizleme tankına konarak yıkanması veya basınçlı hava ya da buhar püskürtülmesidir. Kullanılacak temizleme yönteminin seçimi sistem henüz tasarım aşamasındayken yapılmalıdır. Isı borulu sistemin diğer tip serpantinli sistemlere göre bir üstünlüğü de boru demetlerinin birbiriyle bağlantısını kesecek hiçbir borulamanın olmamasıdır. Temizleme işleminin sıklığı egzoz hava akımının niteliğine bağlıdır. Klima sistemleri çok sık temizlemeye gerek göstermezken endüstriyel sistemlerin sık sık temizlenmesi gerekmektedir.

Isı borulu ısı değiştiricilerin hareketli parçaları bulunmadığından en az miktarda mekanik bakıma gereksinim duymaktadır. Buna karşın damper ve eğim kontrolü gibi esnek bağlantılar ve otomatik yıkama sistemi gibi yardımcı donanımlar düzenli aralıklarla bakım altına alınması gerekmektedir.

7.15 FİTİLSİZ ISI BORUSUNUN TASARIMI VE ÜRETİMİ

Bu bölümde, fitilsiz ısı borusunun tasarımı ve üretimi tartışılmaktadır. Bir ısı borusunun kesit alanındaki modifikasyonlar termal performansta ve fitilsiz ısı borularının ısı transfer karakteristiklerinde artışla sonuçlanır ve bu bağlamda şimdiki çalışma dairesel ve eliptik geometrili fitilsiz ısı borularının tasarımı ve üretimi amaçlanmaktadır.

Özel bir görevi yerine getirecek fitilsiz ısı borusunun tasarımı aşağıda verildiği gibi dört kapsamlı süreci içermektedir.

7.15.1 Fitilsiz Isı Borusunun Geometrisinin ve Teknik Özelliklerinin Seçimi

Dış çapı 25,4 mm ve iç çapı 22,4 mm olan dairesel kesit geometrili paslanmaz çelik boru kullanılmıştır. Bunun nedeni 10 kW ısı emişli yağ soğutucular için kompakt Isı Borusu Isı Değiştiricinin günümüz uygulaması için genelde bu çapların kullanılmasındır ve bu seçim uygundur. Eliptik kesit geometrisi, özel kalıplar kullanılarak dairesel kesitli boruya baskı uygulayarak elde edilir. Boru yassılaştırmanın ve yassı kesite yaklaşımın diye boru eksantrikliği azaltılması için eliptik kesit 0,75 eksantrikliğe göre tasarlanmıştır. Eliptik kesitin son boyutları ana eksen 30 mm küçük eksen 19 mm ve borunun kalınlığı 1,5 mm olmasına karar verilmiştir.

Deney için 800 mm'lik bir mesafeden 20 °C ila 80 °C arasındaki buhar sıcaklığında 850 W'lık ısı iletebilen bir fitilli bir ısı borusu seçilmiştir. Buharlaşma ve yoğuşma bölümünde kütle akış debileri sabit olarak kabul edilmiştir. Dairesel ve eliptik kesit geometri teknik özellikleri Tablo 7.4'de verilmektedir.

Tablo 7.4 Fitilli ısı borusunun teknik özellikleri

Kabin Malzemesi	Paslanmaz çelik (304)
Dairesel kesit geometrisi	Dış çap = 25.4mm ve iç çap = 22.4 mm
Eliptik Kesit Geometrisi	Dış büyük eksen = 32 mm Dış küçük eksen = 19 mm Kalınlım = 1,5 mm
Borunun toplam uzunluğu (L)	800 mm
Buharlaşma kısmının uzunluğu (L _e)	350 mm
Adyabatik kısmın uzunluğu (L _a)	100 mm
Yoğuşma kısmının uzunluğu (L _c)	350 mm

7.15.2 Çalışma Sıvısının Seçimi

Her ısı borusu uygulaması, ısı borusunun çalışması gereken belirli bir sıcaklık aralığı vardır. Bu nedenle, ısı borusunun tasarımı, uygun çalışma akışkanını belirleyerek tasarlanmış sıcaklık aralığını hesaba katmalıdır. Tablo 7.5, atmosferik basınç ergime ve kaynama noktaları ve onların yararlı oranları gibi özellikleri ile birlikte genel olarak kullanılan çalışma akışkanlarının bazılarını listelemektedir.

Yaklaşık sıcaklık bandı içerisinde birkaç muhtemel çalışma akışkanı mevcut olabilir ve düşünülen uygulama için bu akışkanların en kabul edilebilir olanını belirlemek amacıyla değişik karakteristiklerin ayrıntılı incelenmesi gerekir.

Esas olan gereksinimler:

- Fitil ve duvar malzemeleriyle uyumluluk
- İyi termal iletkenlik
- Fitil ve duvar malzemelerinin ıslanabilir olması
- Buhar basıncı, çalışma sıcaklığı aralığında çok yüksek veya düşük olmamalı
- Yüksek gizli ısı
- Yüksek ısı iletkenlik
- Düşük sıvı ve buhar viskoziteleri
- Yüksek yüzey gerilimi
- Kabul edilebilir donma veya dökülme noktası

Çalışma sıvısının seçimi, ısı borusu içinde meydana gelen ısı akışının değişik sınırlamalarıyla ilgili termodinamik faktörlere dayandırılmalıdır. Isı borusu tasarımında, ısı borusunun yerçekimine karşı çalışmasını ve yüksek kılcal itme kuvveti üretmesini sağlamak için yüksek bir yüzey gerilimi değeri arzu edilmektedir.

Çalışma sıcaklığı aralığındaki bir buhar basıncı, büyük bir sıcaklık gradyanı oluşturma eğiliminde olan yüksek buhar hızlarından kaçınmak için yeterince yüksek olmalıdır, geri akış yoğuşma sıvısını karşı akım akışına sürükler

veya sıkıştırılabilirlik ile ilişkili akış kararsızlığına neden olur. Bununla birlikte, basınç çok yüksek olmamalıdır, çünkü bu kalın duvarlı bir kap gerektirir.

Tablo 7.5 Isı Borusu Çalışma Sıvıları

Madde	Ergime Noktası (°C)	Kaynama noktası (1 atm) (°C)	Çalışma aralığı (°C)
Helyum	-271	-261	-271/-269
Nitrojen	-210	-196	-203/-160
Amonyak	-78	-33	-60/100
Pentan	-130	28	-20/120
Aseton	-95	57	0/120
Metanol	-98	64	10/130
Etanol	-112	78	0/130
Heptan	-90	98	0/150
Su	0	100	30/200
Tolüen	-95	110	50/200
Civa	-39	361	250/650
Sezyum	29	670	450/900
Potasyum	62	774	500/1000
Sodyum	98	892	600/1200
Lityum	179	1340	1000/1800
Gümüş	960	2212	1800/2300

Yüksek miktarda ısıyı minimum akışkan akışı ile aktarmak ve bu nedenle ısı borusu içinde düşük basınç düşüşlerini sürdürmek için yüksek gizli buharlaşma ısıları arzu edilir. Duvar arayüzünde çekirdek kaynama olasılığını azaltmak için radyal sıcaklık derecesini en aza indirmek amacıyla çalışma akışkanının ısı iletkenliği de tercihen yüksek olmalıdır.

Mevcut analizde, çalışma sıcaklığı aralığı, fitilsiz ısı borusunda (fitilsiz çalışması gereken ısı borusunda) 20 °C ile 180 °C arasında seçilmiştir. Bu nedenle Tablo 7.5'den su, metanol, etanol ve asetona, bu sıcaklık aralığında çalışma sıvıları olarak seçilmiştir.

7.15.3 Çalışma Sıvısı Envanteri

Seçilen çalışma sıvıları asetona, etanol, metanol ve su için fitilsiz ısı borusundaki minimum çalışma sıvı dolum hacmi, aktarılabilecek ısı miktarına, buhar sıcaklıklarına, çalışma akışkan özelliklerine ve fitilsiz ısı borusunun boyutlarına bağlıdır.

Fitilsiz ısı borusu, 850 W'lık ısıyı, 20 °C ile 80 °C arasındaki buhar sıcaklıklarında 800 mm'lik bir uzunluğa aktarmak üzere tasarlanmıştır. Minimum sıvı dolum hacmi aşağıdaki [2] eşitlik ile belirlenir.

$$V_m = \left[\frac{4}{5}(L_c + L_e) + L_a \right] \left[\frac{6Q_c \mu_1 (\pi D_i)^2}{\rho_1^2 g h_{fg}} \right]^{1/3} \quad (7.36)$$

Çalışma sıvısı dolum hacminin hesaplanması için çalışma akışkanlarının özellikleri en yüksek çalışma sıcaklığında (80 °C) alınmıştır.

Özelik tablosundan alınan sıvı özellikleri aşağıdaki gibidir:

Tablo 7.6 Fıtılsız ısı borularında kullanılan çalışma sıvı özellikleri

Çalışma Sıvısı	T Sıcak. [°C]	P _v Doyma Basıncı [10 ⁵ Pa]	h _{fg} Gizli ısı [kJ/kg]	ρ _l Sıvı yoğ. [kg/m ³]	ρ _v Buhar yoğ. [kg/m ³]	μ _l Sıvı vis. [10 ⁻³ Ns/m ²]	μ _v Sıvı vis. [10 ⁻³ Ns/m ²]	k _l Sıvı Isı iletimi [W/m-K]	k _v Buhar Isı iletimi [W/m-K]	σ Sıvı yüzey Gerilimi [10 ⁻³ N/m]
Su	80	0.4735	2308.9	971.82	0.2932	0.3510	113.0	0.669	0.0231	62.69
Metanol	80	2.2	1084.4	735.5	2.084	0.2710	115.0	0.200	0.0199	17.5
Etanol	80	1.086	960.0	757.0	1.430	0.4320	103.0	0.169	0.0199	17.3
Aseton	80	2.15	495.0	719.0	4.30	0.192	95.0	0.160	0.0161	16.2

7.15.3.1 Su İçin Çalışma Sıvısı Dolum Hacmi

Çalışma sıvısı dolum hacminin hesaplanması için suyun akışkan özellikleri en yüksek çalışma sıcaklığında (80 °C) alınmıştır.

Tablo 7.6'daki su için akışkan özellikleri aşağıdaki gibidir:

$$h_{fg} = 2308,9 \text{ kJ/kg}, \rho_1 = 971,82 \text{ kg/m}^3, \mu_1 = 0,3515 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2, g = 9,981 \text{ m/s}^2,$$

$$Q_c = 0,850 \text{ kW}, D_i = 0,0224 \text{ m}, L_e = 0,350 \text{ m}, L_a = 0,100 \text{ m}, L_c = 0,350 \text{ m}$$

Dairesel kesit geometrili fıtılsız ısı borusu için minimum çalışma sıvısı hacmi Eşitlik 7.36 kullanılarak hesaplanır.

$$V_m = \left[\frac{4}{5} (0,350 + 0,350) + 0,10 \right] \left[\frac{6 \times 0,850 \times 0,3515 \times 10^{-3} (\pi \times 0,0224)^2}{971,82^2 \times 9,81 \times 2308,9} \right]^{1/3}$$

$$V_m = 5,59 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 5,59 \text{ cc}$$

Sıvı hacminin %80'i faz değişiminde olduğundan ve kurumayı önlemek için sıvının en az %20'sinin buharlaştırıcının içinde tutulması gerekli olduğundan, minimum sıvı miktarının üzerinde ve fazla miktarda çalışma sıvısı bulundurmak yaygın bir uygulamadır.

Yoğuşturucu bölümünden sıvının geri dönüşünün miktarını hesaplamak için geri dönüş sıvısının hacmi hesaplanmıştır.

Dikey yüzeydeki film yoğunlaşması için klasik Nusselt teorisinden, fıtılsız ısı borusu içindeki kalınlık,

$$\delta_{L_c} = \left[\frac{4k_1\mu_1(T_{we}-T_{wc})L_eL_c}{\rho_1^2gh_{fg}(L_c+L_e)} \right]^{1/4} \quad (7.37)$$

$$\delta_{L_c} = \left[\frac{4 \times 0,669 \times 0,3515 \times 10^{-3} \times 10 \times 0,35 \times 0,35}{971,82^2 \times 9,81 \times 2308,9 \times 0,7} \right]^{1/4}$$

$$\delta_{L_c} = 0,5266 \times 10^{-3} \text{ m} = 0,5266 \text{ mm}$$

Yerel yoğuşum sıvısı kütleli debisi aşağıdaki gibidir;

$$\dot{m}_c = \frac{\pi D_i \rho_1^2 g \delta_{L_c}^3}{3\mu_1} \quad (7.38)$$

$$\dot{m}_c = \frac{\pi \times 0,0224 \times 971,82^2 \times 9,81 (0,5266 \times 10^{-3})^3}{3 \times 0,3515 \times 10^{-3}}$$

$$\dot{m}_c = 0,08148 \text{ kg/s}$$

Böylece, yoğuşturucu bölümünden sıvının geri dönüşünün hacmi aşağıdaki hesaplanır; Sıvının hacmi

$$V_{1c} = \frac{\dot{m}_c}{\rho_1}$$

$$V_{1c} = \frac{0,08148}{971,82} = 8,3844 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 0,838 \text{ cc}$$

Böylece toplam sıvı hacminin miktarı, buharlaştırıcıda tutulması gereken minimum sıvı miktarının %20'si ve yoğuşturucu bölümünden sıvı geri dönüşünde %15 olarak hesaplanabilir.

$$V_t = V_m + \%20 V_m + \%15 V_m \quad (7.39)$$

$$V_t = 5,59 + 1,11 + 0,838 = 7,538 \text{ cc} \approx 8 \text{ cc}$$

Dairesel kesitli fitilsiz ısı borusu için toplam çalışma sıvısı hacmi 8 cc olarak alınır. Dairesel geometriye sahip fitilsiz ısı borusu üzerinde eliptik geometri performansını değerlendirmek için dolun hacimleri ve vakum seviyesi (10^{-4} torr) bütün fitilsiz ısı boruları için aynı tutulmuştur.

7.15.3.2 Metanol İçin Çalışma Sıvısı Dolun Hacmi

Çalışma sıvısı dolun hacmini hesaplamak için özellikler tablosundan (Tablo 7.6) en yüksek çalışma sıcaklığında (80 °C) metanol sıvı özellikleri alınmıştır. Dairesel kesit geometriye sahip fitilsiz ısı borusu için en az çalışma sıvısı hacmi Eşitlik 7.36 kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$V_m = \left[\frac{4}{5} (0,350 + 0,350) + 0,10 \right] \left[\frac{6 \times 0,850 \times 0,2710 \times 10^{-3} (\pi \times 0,0224)^2}{735,5^2 \times 9,81 \times 1084,4} \right]^{1/3}$$

$$V_m = 7,7 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 7,7 \text{ cc}$$

Böylece en az sıvı miktarının %20'si buharlaştırıcıda ve yoğuşturucu bölümünden sıvı geri dönüşünde %15'nin kalması gerektiği için sıvı miktarının toplam hacmi Eşitlik 7.39 kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$V_t = 7,7 + 1,54 + 1,15 = 10,39 \text{ cc} \approx 10 \text{ cc}$$

7.15.3.3 Etanol İçin Çalışma Sıvısı Dolun Hacmi

Çalışma sıvısı dolun hacmini hesaplamak için özellikler tablosundan (Tablo 7.6) en yüksek çalışma sıcaklığında (80 °C) metanol sıvı özellikleri alınmıştır. Dairesel kesit geometriye sahip fitilsiz ısı borusu için en az çalışma sıvısı hacmi Eşitlik 7.36 kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$V_m = \left[\frac{4}{5} (0,350 + 0,350) + 0,10 \right] \left[\frac{6 \times 0,850 \times 0,432 \times 10^{-3} (\pi \times 0,0224)^2}{757,0^2 \times 9,81 \times 960} \right]^{1/3}$$

$$V_m = 9,24 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 9,24 \text{ cc}$$

Böylece en az sıvı miktarının %20'si buharlaştırıcıda ve yoğuşturucu bölümünden sıvı geri dönüşünde %15'nin kalması gerektiği için sıvı miktarının toplam hacmi Eşitlik 7.39 kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$V_t = 9,24 + 1,84 + 1,38 = 12,46 \text{ cc} \approx 12 \text{ cc}$$

7.15.3.4 Aseton İçin Çalışma Sıvısı Dolun Hacmi

Çalışma sıvısı dolun hacmini hesaplamak için özellikler tablosundan (Tablo 7.6) en yüksek çalışma sıcaklığında (80 °C) metanol sıvı özellikleri alınmıştır. Dairesel kesit geometriye sahip fitilsiz ısı borusu için en az çalışma sıvısı hacmi Eşitlik 7.36 kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$V_m = \left[\frac{4}{5} (0,350 + 0,350) + 0,10 \right] \left[\frac{6 \times 0,850 \times 0,192 \times 10^{-3} (\pi \times 0,0224)^2}{719,0^2 \times 9,81 \times 495} \right]^{1/3}$$

$$V_m = 9,18 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 9,18 \text{ cc}$$

Böylece en az sıvı miktarının %20'si buharlaştırıcıda ve yoğunlaştırucu bölümünden sıvı geri dönüşünde %15'nin kalması gerektiği için sıvı miktarının toplam hacmi Eşitlik 7.36 kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$V_t = 9,18 + 1,83 + 1,37 = 12,38 \text{ cc} \approx 12 \text{ cc}$$

Hesaplanmış en az çalışma sıvı hacimleri, su için 8 cc, metanol için 10 cc ve etanol aseton için 12 cc şeklindedir. Buharlaştırıcıda fitilsiz ısı borusunun performansı üzerinde daha yüksek ısı girdisini dikkate almak için dolmuş hacmini incelemek amacıyla, su, metanol, etanol ve aseton için 8 cc, 10 cc, 12 cc, 14 cc ve 16 cc dolmuş hacimleri ile şarj edilmiş ısı boruları Tablo 7.7'de verilmektedir.

Tablo 7.7 Çalışma sıvısı dolmuş hacimleri

Çalışma akışkanı	Dolmuş hacmi (cc) cm ³	
	Eliptik geometri	Dairesel geometri
Su	8, 10, 12, 14, 16	8, 10, 12
Metanol	8, 10, 12, 14, 16	8, 10, 12
Etanol	8, 10, 12, 14, 16	8, 10, 12
Aseton	8, 10, 12, 14, 16	8, 10, 12

7.15.4 Kabin Malzeme Seçimi

Kabin işlevi, çalışma akışkanını dış ortamdan izole etmektir. Bu nedenle kabin, sızdırmaz olmalı, kabin çeperi boyunca basınç farkını muhafaza etmeli, çalışma sıvısına ve çalışma sıvısından ısı transferi olmasını sağlamalıdır.

Kabin malzemesinin seçimi birkaç faktöre bağlıdır. Bunlar şöyledir:

- Uyumluluk (hem çalışma sıvısı hem de dış ortam)
- Isıl iletkenlik
- Kaynaklanabilirlik, işlenebilirlik ve süneklik dâhil olmak üzere imalat kolaylığı.
- Gözenekli yapı
- Islanabilirlik

Isı boruları için çalışma sıvılarıyla uyumlu malzemeler Tablo 7.8'de verilmektedir:

Uyumsuzluğun iki ana nedeni korozyon ve yoğunlaşmış gazların oluşmasıdır. Eğer çeper veya fitil çalışma akışkanında çözünürse, yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcı arasında katı madde biriktirmesiyle birlikte madde transferi muhtemelen meydana gelecektir. Bu ya yerel noktalarda ya da fitil gözeneklerinin tıkanmasıyla sonuçlanır. Yoğunlaşmayan gaz üretimi muhtemelen ısı borusu arızasının en yaygın belirtisidir. Yoğunlaşmayan gazların küçük miktarları, yoğunlaşma ısı transferinde büyük bir azalmaya yol açar. Fitilsiz ısı transferinde (iki fazlı kapalı termosifon), yoğunlaşmayan gaz buhar ile birlikte sürüklenir ve gaz kapanı (şapka gibi toplama çanı) oluşturan yoğunlaştırucunun üstünde toplanır. Bu kapan, akan buhara bir difüzyon bariyeri sahneye koyar ve neredeyse yoğunlaştırucunun bu kısmını tamamen kapatır. Bu zararlı etkiye rağmen, yoğunlaşmayan gazlar, sistem sıcaklığını kontrol etmeye yardımcı olmak için pozitif bir şekilde de kullanılabilir.

Tablo 7.8 Kap malzemeleri içim uyumluluk verileri

Çalışma akışkanı	Uyumlu malzeme	Uyumsuz malzeme
Su	Paslanmaz çelik, bakır, silisyum, nikel, titanyum	Alüminyum, inconel
Amonyak	Alüminyum, paslanmaz çelik, çelik, soğuk çekilmiş çelik, dökme demir, nikel	Bakır
Metanol	Paslanmaz çelik, dökme demir, bakır, pirinç, silisyum	Alüminyum
Aseton	Alüminyum, paslanmaz çelik, bakır, pirinç, silisyum	
Freon-21	Alüminyum, dökme demir	
Freon-113	Alüminyum	
Heptan	Alüminyum	
Lityum	Tungsten, tantal, molibdenyum, niyobyum	Paslanmaz çelik, nikel, inconel, titanyum
Sodyum	Paslanmaz çelik, nikel, inkonel, niyobyum	Titanyum
Cıva	Paslanmaz çelik	Molibdenyum, nikel, inkonel, titanyum
Kurşun	Tungsten, tantal	Paslanmaz çelik, nikel, inkonel, titanyum
Gümüş	Tunsten, tantal	Renyum

Çalışma sıvıları aseton, metanol, etanol ve su için seçilen uyumlu malzeme 304 tipi paslanmaz çeliktir. Bu malzeme verilen çalışma sıvılarıyla uyumludur, çünkü kapalı iki fazlı termosifonda oksijen yokluğunda çeliğin aşınması ihmal edilebilir. Yoğuşmayan gazların üretimi 304 tipi paslanmaz çelik malzemesinde daha azdır.

7.15.5 Isı Transfer Limitlerinin Hesaplanması

Bölüm 2'de tartışıldığı gibi, fitilsiz ısı borusunun sürekli ve süreksiz çalışması üzerinde sınırlamalar ve kısıtlamalar getiren çeşitli parametreler vardır. Isı borularında ısı taşınımını sınırlayabilecek fiziksel olgu, sonik, kaynama, sürüklenme veya taşma limiti ve kurulama sınırına bağlıdır. Isı transfer sınırlaması, boru, çalışma sıvısı ve çalışma sıcaklığının boyutuna ve şekline bağlı olarak yukarıdaki sınırlamalardan herhangi biri olabilir. Kısıtlamalar arasındaki en düşük sınır, belirli bir sıcaklıkta fitilsiz ısı borusunun maksimum ısı aktarım sınırlamasını tanımlar. Mevcut fitilsiz ısı borusu için ısı transfer sınırları aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

7.15.5.1 Sonik Limit

Bir ısı borusunun buharlaştırıcı ve yoğuşturucu bölümü, sırasıyla buharlaştırma ve yoğunlaşma nedeniyle kütle eklenmesi ve çıkarması ile bir buhar akış kanalını temsil eder. Buhar hızı buharlaştırıcı boyunca artar ve buharlaştırıcı bölümünün sonunda en yüksek değere ulaşır. Böyle bir akış sisteminin sınırlandırılması, buharlaştırıcı çıkış nozulunun boğazına karşılık gelen yerde, sabit bir kütle akış debisi ile daralan-genişleyen nozul ile benzerdir.

Sonik limit, Dunn ve Reay tarafından bulunan eşitlik ile hesaplanmıştır [35]:

$$Q_{c,90} = \rho_v h_{fg} A_v \sqrt{\frac{\gamma R_v T_v}{2(\gamma+1)}} \quad (7.40)$$

Özellikler Tablosu 7.6'da su özellikleri aşağıdaki gibidir:

$$h_{fg} = 2308.9 \text{ kJ/kg}, \rho_v = 0.2932 \text{ kg/m}^3, R_v = 0.461 \text{ kJ/kgK},$$

$$T_v = 80^\circ\text{C} = 80 + 273 = 353\text{K}, \gamma = 1.3, D_i = 0.0224 \text{ m}.$$

$$A_v = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} 0,0224^2 = 3,94 \times 10^{-4}$$

$$Q_{c,90} = 0,2932 \times 2308,9 \times 3,94 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{1,3 \times 0,461 \times 353}{2(1,3 + 1)}}$$

$$Q_{c,90} = 1,808 \text{ kW} = 1808 \text{ W}$$

7.15.5.2 Kaynama Sınırı

Kaynama sınırlaması, fazla dolmuş şarjına ve buharlaştırıcı bölümünde yüksek radyal ısı akışları nedeniyle. Isı akışı arttıkça, buharlaştırıcı bölümünde çekirdek kaynama daha yoğun hale gelir. Isı akışında daha fazla artış, daha güçlü kaynama ile sonuçlanır. Kritik ısı akışında, buhar kabarcıkları boru duvarının yakınında birleşir. Bu noktada, duvar sıcaklığı hızla artar. Bu noktada, duvar sıcaklığı hızla artar.

Kaynama sınırı Gorbis ve Savchenkov tarafından önerilen bir eşitlik ile hesaplanmıştır [9].

$$Q_{c,90} = Ku[h_{fg}\rho_v^{0,5}[\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{0,25}] \quad (7.41)$$

$$Ku = 0,0093(AR)^{-0,18} \left(\frac{D_i}{L_c}\right)^{-0,88} (FR)^{-0,74} (1 + 0,03Bo)^2 \quad 2 < Bo < 60 \quad (7.42)$$

Tablo 7.6'dan suyun özellikleri aşağıdaki gibidir:

$$h_{fg} = 2308,9 \text{ kJ/kg}, \rho_v = 0,2932 \text{ kg/m}^3, \rho_l = 971,82 \text{ kg/m}^3, g = 9,981 \text{ m/s}^2$$

$$\sigma = 62,69 \times 10^{-3}, D_i = 0,0224 \text{ m}, L_e = 0,350 \text{ m}, L_a = 0,100 \text{ m}, L_c = 0,350 \text{ m}$$

$$\text{Kanat açıklık oranı} : AR = \frac{L_e}{D_i} = \frac{0,350}{0,0224} = 15,6$$

$$\text{Dolum oranı} : FR = \frac{\text{Sıvı Hacmi (dm}^3\text{)}}{\text{Evaporator Hacmi (m}^3\text{)}} = \frac{V_l}{V_e} = \frac{18 \times 10^{-6}}{131 \times 10^{-6}}$$

$$Bo = 0,0224 \left[\frac{9,81(971,82 - 0,2932)}{62,69 \times 10^{-3}} \right]^{0,5}$$

$$Bo = 8,73$$

$$Ku = 0,0093(1,56)^{-0,18} \left(\frac{0,0224}{0,350}\right)^{-0,88} (0,13)^{-0,74} (1 + 0,03 \times 8,73)^2$$

$$Ku = 0,460$$

$$Q_{c,90} = 0,460[2308,9 \times 0,2932^{0,5}[62,69 \times 10^{-3} \times 9,81 \times (971,82 - 0,2932)]^{0,25}]$$

$$Q_{c,90} = 2,843 \text{ kW} = 2843 \text{ W}$$

7.15.5.3 Akma Sınırı veya Taşma Sınırı

Büyük doldurma şarjları, yüksek aksel ısı akışları, ancak küçük radyal buharlaştırıcı ısı akışları için bu sınır meydana gelir. Yüksel aksel ısı akışı, karşı akım buharı ve sıvı akışı arasında yüksek izafi bir hıza ve sonuç olarak sıvı-buhar ara yüzündeki kesme gerilmelerinde bir artışa neden olmaktadır. Böylece, buhar-sıvı ara yüzünde büyük yüzey dalgalarını tetiklemektedir. Böylece sıvı sürüklemesine yol açan sıvı akışı dengesizliği meydana gelmektedir.

Taşma sınırı Faghri [2] tarafından önerilen eşitlik ile hesaplanmaktadır:

$$Q_{c,90} = Kh_{fg}A_{cross} \left[g\sigma(\rho_l - \rho_v)^{1/4} \right] \times \left[\rho_v^{-1/4} + \rho_l^{-1/4} \right]^{-2} \quad (7.43)$$

$$K = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,14} \tanh^2(Bo)^{1/4} \quad (7.44)$$

$$Bo = D_i \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0,5}$$

Tablo 7.6'da suyun özellikleri aşağıdaki gibidir:

$$h_{fg} = 2308,9 \text{ kJ/kg}, \rho_v = 0,2932 \text{ kg/m}^3, \rho_l = 971,82 \text{ kg/m}^3, g = 9,981 \text{ m/s}^2$$

$$\sigma = 62,69 \times 10^{-3}, D_i = 0,0224 \text{ m}, L_e = 0,350 \text{ m}, L_a = 0,100 \text{ m}, L_c = 0,350 \text{ m}$$

$$Bo = 0,0224 \left[\frac{9,81(971,82 - 0,2932)}{62,69 \times 10^{-3}} \right]^{0,5}$$

$$Bo = 8,73$$

$$K = \left(\frac{971,82}{0,2932} \right)^{0,14} \tanh^2 (8,73)^{1/4}$$

$$K = 2,734$$

$$Q_{c,90} = 2,734 \times 2308,9 \times 3,9 \times 10^{-4} \left[9,81 \times 62,69 \times 10^{-3} (971,82 - 0,2932)^{1/4} \right] \\ \times \left[0,2932^{-1/4} + 971,82^{-1/4} \right]^{-2}$$

$$Q_{c,90} = 1,815 \text{ kW} = 1815 \text{ kW}$$

7.15.5.4 Kuruma Limiti

Kurutma limiti, yoğuşma akışının sürtünme kayıpları ve buhar/sıvı ara yüzeyindeki kayma kuvvetleri, yerçekimi kuvvetine karşı pompalama kuvveti aşıldığında belirlenir. Buharlaştırıcıda bulunmayan sıvı, buhar akış kuvveti nedeniyle yoğuşturucu ucunda tutulur. Kurutma işlemi başladığında yoğuşturucu ucunda önemli miktarda sıvı tutulur ve buhar akış hızı, azalan buharlaşma oranına bağlı olarak azalmaktadır. Böylece, yoğuşturucudaki sıvı kütlesi (plug) ağırlığı buhar kuvvetini karşılayabilir ve sıvı buharlaştırıcı yüzeyini yeniden ıslatmak için aşağı doğru akar. Buharlaştırıcı yüzey (çeper) sıcaklığının sürekli yükselmesi, sıcaklık dalgalanmaları üst üste getirilir. Kurutma limiti, sıvı düşen film biçiminde buharlaştırıcının alt kısmında meydana gelir.

Kurutulan limit, Cohen ve Baylay tarafından geliştirilmiş modeline göre hesaplanmıştır [36].

Özellikler Tablosu 7.6'dan suyun özellikleri aşağıdaki gibidir:

$$h_{fg} = 2308,9 \text{ kJ/kg}, \rho_v = 0,2932 \text{ kg/m}^3, \rho_l = 971,82 \text{ kg/m}^3, g = 9,981 \text{ m/s}^2$$

$$\sigma = 62,69 \times 10^{-3}, D_i = 0,0224 \text{ m}, L_e = 0,350 \text{ m}, L_a = 0,100 \text{ m}, L_c = 0,350 \text{ m}$$

$$\left(\frac{Q_{c,90}}{\rho_v h_{fg}} \right) \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{-1/4} = A_{kesit} \left[\frac{g \rho_l^2 \left(\frac{D_c}{D_e} \right)}{3 \mu_l L_e^4 \sqrt{\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)}} \right] \times \left[\frac{\frac{V_t}{\pi D_c}}{\left[\left(\frac{4}{5} L_c \right) + L_a \right] + \left(\frac{D_e}{D_c} \right)^{2/3} \left(L_a + \frac{3}{4} L_e \right)} \right]^3 \times \left[\frac{\left(\frac{V_e}{V_t} \right) \left(\frac{V_l}{V_e} \right) - \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)}{1 - \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)} \right]^3 \quad (7.45)$$

$$\left(\frac{Q_{c,90}}{0,2932 \times 2308,9} \right) \left[\frac{62,69 \times 10^{-3} (971,82 - 0,2932)}{0,2932^2} \right]^{-1/4} = 3,94 \times$$

$$10^{-4} \left[\frac{9,81 \times 971,82^2 \left(\frac{0,0224}{0,0224} \right)}{3 \times 3510 \times 10^{-3} \sqrt{62,69 \times 10^{-3} \times 9,81 \times 0,2932^2 (971,82 - 0,2932)}} \right] \times \left[\frac{\frac{3,15 \times 10^{-4}}{\pi \times 0,0224}}{\left[\left(\frac{4}{5} \times 0,35 \right) + 0,1 \right] + \left(\frac{0,0224}{0,0224} \right)^{2/3} \left(0,1 + \frac{3}{4} \times 0,35 \right)} \right]^3 \times$$

$$\left[\frac{\left(\frac{1,379 \times 10^{-4}}{3,15 \times 10^{-4}} \right) \left(\frac{18 \times 10^{-6}}{1,379 \times 10^{-4}} \right) - \left(\frac{0,2932}{971,82} \right)}{1 - \left(\frac{0,2932}{971,82} \right)} \right]^3$$

$$Q_{c,90} = 1,128 \text{ kW} = 1128 \text{ W}$$

Tablo 7.9 Hesaplanmış ısı transferi hızı limitleri

Limiti tipi	Isı transferi miktarı [W]
Sonik limit	1808
Kaynama limiti	2843
Taşma limiti	1815
Kuruma limiti	1128

Dört kısıtlama arasındaki en düşük sınır, Tablo 7.9'da gösterildiği gibi, fitilsiz ısı borusunun maksimum ısı transferi sınırlamasını tanımlar. En düşük limit 1128 W maksimum ısı transferine sahip kuruma limitidir. Fitilsiz ısı borusu sorunsuz çalışacağından dolayı giriş ısı (850 W) ısı transfer limitinin hepsinden daha düşük olduğu için buharlaştırıcı bölümünde 850 W'lık ısı girişinin uygulanmasına karar verilmiştir.

7.15.6 Fitilsiz Isı Borusunun İmalatı

Bu bölümde fitilsiz ısı borusunun üretim prosedürü ele alınmaktadır. Isı borusu üretimi, mümkün olan en yüksek kaliteyi elde etmek için kesinlikle takip edilmesi önerilen çeşitli prosedürleri içermektedir. Isı borusu montajı sırasında izlenmesi gereken prosedürün listesi aşağıda verilmektedir.

- Kabin malzemesini seç
- Fitol ve uç kapakları vb. imalatını yap
- Kabi ve uç kapakları temizle
- Metal bileşenleri gazını uzaklaştır
- Uç kapakları kaynat
- Kaynakların kaçak kontrolünü yap
- Çalışma akışkanını seç
- Çalışma sıvısını saflaştır (eğer gerekliyse)
- Çalışma sıvısını gazdan arındır
- Isı borusunu boşalt ve doldur
- Isı borusunun sızdırmaz bir şekilde birleştir

7.15.6.1 Kabin Malzemeleri ve Uç Kapakları

Tipik bir fitilsiz ısı borusu bir kap, uç kapakları ve doldurma borusu ve çalışma akışkanından meydana gelmektedir. Kap için birçok malzeme mevcuttur; en çok kullanılanlar bakır, alüminyum ve paslanmaz çeliktir. Çalışma sıvıları aseton, metanol, etanol ve su için günümüz deneyinde seçilen uyumlu kabin malzemesi 304 tipi paslanmaz çeliktir.

Isı borularının montajında, doldurma için önlem alınmalı ve en yaygın prosedür, kendisine bağlı küçük çaplı bir boruyla bir uç kapağın kullanılmasını içermektedir. Uç kapaklar, kabi kapatma gereksinimlerini ve doldurma borusu ve alet gereksinimlerini sağlamak için tasarlanmıştır. Isı borusunun diğer ucu boş (sade) bir kapağı içermektedir. Uç kapağı ve doldurma borusu malzemeleri genellikle ısı borusu kabi ile aynıdır; rahatlık için olsa da soğuk kaynak (birleştirme) için paslanmaz çelik doldurma borusuna bakır uzantı eklenebilmektedir. Bir uç kapak tasarımında, kopmaya karşı dayanıklı kap sağlayan kaynak ve basınç koruması için bileşim yerinde uygun kalınlık oranına dikkat edilmektedir.

7.15.6.2 Kabin ve Uç Kapakların Temizlenmesi

Fitilsiz ısı borusunda kullanılan malzemelerin hepsi temizlenmelidir. Temizlik, çalışma sıvısının malzemeyi ıslatmasını ve uyumsuzluk yaratabilecek herhangi bir yabancı madde bulunmamasını sağladığından iki hedefe ulaşır. Temizleme prosedürü kullanılan malzemeye, üretimde geçirilen işleme ve diğerlerinden daha hızlı ıslatan çalışma sıvısının koşullarına bağlıdır.

Isı borusu kabinin işlenmesi tamamlandıktan sonra yağları, gresleri, mumlaşmış maddeleri ve çekme bileşenlerini uzaklaştırmak için yağdan arındırma prosedürü uygulanır. Isı borusu üreticileri tarafından kullanılan yağ giderme

İçin iki yöntem vardır. Gres veya kalıntılarını çözmek için uygulanan buharlı yağ giderme işlemi, sonradan soğuk iş parçasında yoğuşan bir buharı üretmek için klorlu bir çözücünün (trikloroetan) ısıtılmasıdır. Buharlı yağ giderme yerine, küçük çatlaklardaki gizli kirleri uzaklaştırmak için parçaların yumuşak kıllı fırça ile temizlendiği trikloroetan ile daldırma veya çoklu durulama yöntemi kullanılabilir.

Yağ giderme işleminden sonra, katı parçacıklar ısı borusu kabının iç çeperinden çıkarılır. Bir trikloroetan gibi bir klorlu çözücü içinde mekanik temizleme veya klorlu çözücüde çözünmeyen yağlı maddenin uzaklaştırılması için yağ giderme işlemi gerçekleştirilir. Klorlu bir çözücü ile temizleme prosedürü aşağıdaki gibidir:

- Trikloroetan ile ıslatılmış tek kullanımlık laboratuvar mendili ile borunun iç yüzeyi sıvanarak temizlenir. Çıkış borusunu temizleyene kadar tekrarlayın.
- Deiyonize su ile 2 dakika durulayın.
- Su damlacıklarını uzaklaştırmak için metanol ile durulayınız.

Yağ giderme işleminden sonra paslanmaz çeliğin korozyon direncini arttırmak için çelik dinginleştirme (pasifleştirme) yapıldı. Bu işlem, bir %50 nitrik asit ve %5 hidroflorik asit çözeltisinde bileşenlerin daldırılmasını içermektedir. Bunu minerallerden arındırılmış su içinde bir durulama izler [3].

7.15.6.3 Fitilsiz Isı Borusu Montajı

Isı borusunun montajı uç kapaklarının ısı borusuna sert lehim veya kaynaklama ile birleştirilmesini içermektedir. Uç kapakları sert lehimlenmesi sırasında ısı borusunun iç kısmı, sürekli hidrojen gazı akışıyla oksitlenmeden korunmaktadır. Uç kapakları bir oksijen-hidrojen lehim kullanarak lehimlenmiştir. Oksi-hidrojen lehimleme bir temizleyiciye gereksinim duymadığı için oksi-asetilen lehimlemeye bu metot tercih edilmektedir.

Isı borusu montajı prosedürü aşağıdaki gibidir:

- Doldurma borusunu yoğuşturucu uç kapağına pirinç ile lehimleyiniz.
- Buharlaştırıcı uç kapağını ısı borusu kabına pirinç kaynağı ile lehimleyiniz.
- Yoğuşturucu uç kapağını ısı borusu kabına pirinç kaynağı ile lehimleyiniz.
- Mekanik bağlantılarını sıkıştırınız.

7.15.6.4 Sızıntı Tespiti

Isı borusunu şarj etmeden önce bütün kaynakları sızıntı bakımından kontrol edilmesi gerekir. Eğer kalite kontrolü sürdürülecek olursa, başlangıçta ısı borusunu etkilemeyecek küçük bir sızıntı, aylarca kendini hissettirmeyeceğinden, titiz sızıntı kontrolü gereklidir. Bir ısı borusunun sızıntıya karşı test etmenin en iyi yolu, bir difüzyon pompası kullanarak, 10^{-5} torr'dan daha yüksek bir vakumda ısı borusunu boşaltmak için kullanılacak bir kütle spektrometresi kullanmaktır. Kaynak alanı daha sonradan üzerine küçük bir helyum gazı jeti yönlendirilerek test edilir. Sızıntı durumunda, kütle spektrometresindeki gösterge kafası, ısı borusuna girdiğinde helyumun varlığını algılar. Kaynak bölgeleri ve genel sızıntı alan (lar)ı incelendikten sonra, eğer sızıntı varsa, helyum hattına deri altı iğne (enjeksiyon iğnesi) sonradan takılabilir ve şüpheli bölgenin dikkatli yan döndürülmesiyle kaçak yerinin çok doğru tanımlanmasına yol gösterebilir, muhtemelen sızıntıyı kapatmak için sadece yerel yeniden kaynaklama işlemi gerekecektir.

Daha büyük sızıntı durumunda, kütle spektrometresindeki pompa, 10^{-2} veya 10^{-3} torr'dan daha iyi bir vakum elde etmeyi bile başaramayabilir. Kaynak bölgelerindeki gözeneklilik, bu duruma yol açan koşullar oluşabilir ve saf olmayan argon ya da uygun olmayan kaynak dolgu çubuğuna işaret edebilir. Eğer sızıntı çok küçükse, esintiyle gelen su buharının yoğuşması ve geçici olarak da olsa sızıntıyı tıkaması mümkündür. Bu nedenle, kaçak tespiti sırasında ısı borusunu kuru tutmak önemlidir [3].

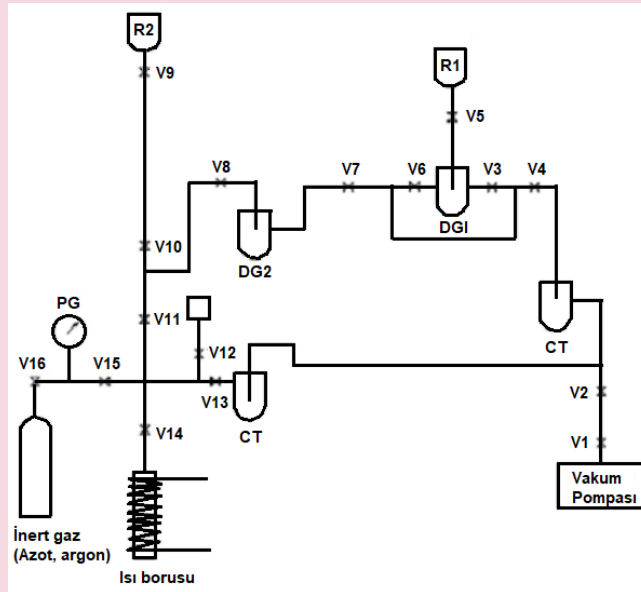
7.15.6.5 Çalışma Sıvısının Hazırlanması

Bir ısı borusunda kullanılan çalışma akışkanının fitil ve kabı ile aynı özenle işleme alınması gereklidir. Çalışma sıvısı en yüksek saflıkta olmalı ve satın aldıktan sonra daha fazla arıtma gerekebilir. Bu damıtma ile gerçekleştirilebilir. Aseton, metanol ve amonyak gibi düşük sıcaklıktaki çalışma sıvılarının kullanılması durumunda, suyun mevcudiyeti uyumsuzluklara yol açabilir ve mümkün olan en az su içeriği elde edilmesi gerekir.

200 °C'ye kadar kullanılan tüm ısı borusu çalışma sıvıları için gerçekleştirilen bir prosedür, donma-gaz giderme işlemidir. Bu işlem, çalışma sıvısından tüm çözünmüş gazları uzaklaştırır ve eğer gazlar uzaklaştırılmazsa, ısı borusu işletimi sırasında gazlar serbest kalabilir ve yoğuşturucu kısmında toplanabilir. Isı borusu doldurma teçhizatında (deney setinde) yapılan dondurma-gaz giderme işlemi basit bir işlemdir. Akışkan, doğrudan vakum sistemine bağlı olan teçhizat içinde bir kaba koyulmuştur ve sıvı azot içeren cam kap ile ısı pompası kabını çevrelemeyle dondurulmaktadır. Çalışma sıvısı tamamen donduğunda, ısı borusu kabı boşaltılmış ve yeniden kapatılmış ve sıvı azot cam kabı çıkarılmıştır. Daha sonra, çalışma akışkanının erimesine müsaade edilmiş ve çözünmüş gazların sıvıdan dışarı kabarcıklar verdiği görülmüştür. Çalışma sıvısı daha sonradan tekrar dondurulmuş ve işlem tekrar edilmiştir. Üç veya dört dondurma işleminden sonra bütün gazlar uzaklaştırılır. Bu işlem, çalışma sıvısının ısı borusuna yerleştirilmesi için saf sıvı fazını temin eder.

7.15.6.6 Teçhizatın Açıklanması

Şekil-7.17'de gösterilen ısı borusu doldurma teçhizatı, boru(lama) işinin çoğu için cam kullanarak yapılmıştır. Sağ taraftan başlayarak, vakum pompası, vakum istendiğinde, sıvı azotun bir polistiren konteyneri ile çevrelenmiş 10^{-4} torr kadar düşük vakum üreten soğurma (sorpisyon) tipindedir. Vakum teçhizatında kullanılan vanalar "O" tipinde halka contalarına sahip olması gerekmektedir. Pompanın üstüne iki vana takılıdır, alt kısım ise doymuş hale geldiğinde pompanın bağlantısını kesmek için kullanılır. V2 vanasının üzerinde, cam metal arası conta yer almıştır ve borunun geri kalanı camdandır. Bu noktadan, serbest sıvıyı ve teçhizatın diğer parçalarını etkileyebilecek veya pompaya bulaşacak kirleticileri yakalayan küçük cam şişe formunda her iki soğuk tuzaklarla yarıda kesilen iki kola ayrılmaktadır. Soğuk tuzaklar, her bir şişeyi bir sıvı azot kabı ile çevrelemek suretiyle oluşturulur. Üst kol, çalışma akışkanının teçhizata ilave edilmesi önlemini içermektedir ve sıvıyı gazdan arındırmak için iki şişe (DG1 ve DG2) dâhil edilmektedir. Sıvının eklenmesi için kullanılan teçhizatın bölümü, yeterli miktarda akışkan GD2 tankına ve V9 ve V10 vanaları arasındaki cam tüpe (ölçü tüpü-burette) geçtiğinde kapatılıp ayrılabilir. Alt kol, teçhizatın vakum derecesini ölçmek için kullanılan Pirani başlığı bünyesinde bulundurmaktadır. Doldurulacak olan ısı borusu, ölçü tüpünün altına döşenmiştir ve ayrıca, teçhizatın üzerinde gerçekleştirilecek olan ünitenin gazını boşaltmasını sağlamak için borunun elektrikle ısıtılma önlemi alınmıştır.



Şekil-7.17 Isı borusu doldurma teçhizatı şeması

7.15.6.7 Bir Fitilsiz Isı Borusunun Doldurulma Prosedürü

Sıvı akışkan doldurmak için aşağıdaki prosedür, Şekil-1'de gösterildiği gibi bu teçhizat kullanılarak takip edilmiştir. Burada açıklanan prosedür paslanmaz çelik/etanol fitilsiz ısı borusu için kabul edilmiştir.

- Teçhizatı atmosfere bağlayan bütün vanaları kapatın (V5, V9, V14 ve V15)
- Her ikisi de kapalı olması gereken V1 ve V2 vanaları vasıtasıyla soğurma pompasını teçhizata takınız.
- Pompayı sıvı nitrojen ile çevreleyin ve ayrıca soğuk tuzakların etrafındaki sıvı azot haplarını doldurun.
- V1 ve V2 vanalarını açtıktan yaklaşık 30 dakika sonra, yaklaşık 0.010 mmHg değerine kadar teçhizatı boşaltma işlemi başlayacaktır.
- V4 ve V6 vanalarını kapatın ve R1 haznesini etanol ile doldurun.
- Etanolün DG1 şişesine gitmesi için yavaşça V5 vanasını zorlayın. V5 vanasını tekrar kapatın ve DG1'in etrafındaki bir sıvı N2 şişesini kullanarak etanolü dondurun.
- Bütün etanol donduğu zaman V4 vanasını açın ve taliye edin. V4 vanasını kapatın ve etanolün ergimesine izin verin. Bütün gaz ergirken etanol kabarcıkları şeklindedir ve bu nedenle etanol sonra yeniden dondurulur.
- Gazı uzaklaştırmak için V4 vanasını açınız.
- V4, V3 ve V8 vanasını kapatınız; V6 ve V7 vanasını açınız. DG2 şişesinin etrafındaki kaba sıvı N2 koyunuz.
- DG1'deki etanolü ergitiniz ve DG2 içine sürünüz.
- Gazdan arındırma işlemi hiçbir balon çıkmayana kadar DG2'de tekrar edilebilir. Şimdi V4 ve V6 vanalarını kapatarak DG1'i izole ediniz.
- V7 ve V11 vanalarını kapatınız; V8 ve V10 vanalarını açınız ve (x) içindeyken etanolü ölçü tüpüne (büret) sürünüz. V10 ve V8 vanalarını kapatınız ve V1 vanasını açınız. V8 vanasına geri giden alt ve üst kol şimdi yüksek vakuma getirilir (0,005 mm/Hg).

Doldurulacak ısı borusu, kalın cidarlı kauçuk boru tesisatı kullanılarak V14'ün altındaki teçhizata bağlı doldurma tüpü kullanılarak teçhizata bağlanmıştır. Isı borusu, V14 vanası açılarak tahliye edilmiştir. V10 vanası sonra zorlanmakta (crack) ve doğru akışkan envanterinin ısı borusuna akmasına müsaade edilmiştir. Isı borusu, özel bir alet kullanılarak doldurma borusu kıvrılarak (katlanarak) ve soğuk kaynak yapılarak kapatılmıştır.

7.BÖLÜM KISALTMALARI

Değişken	Tanımlama
A	Isı giriş alanı [m^2]
A_{av}	Isı borusu kesiti [m^2]
c_p	Özgül ısı [$J/kg-K$]
D_h	Hidrolik çap [m]
D_i	Fitil iç çapı [m]
δ_{L_c}	Fitilsiz boru içindeki kalınlık [m]
f	Sürtünme faktörü
Δp_c	Sıvı yüzey boyunca basınç kaybı [Pa]
Δp_l	Fitil kılcal kuvveti [Pa]
dp_f	Sürtünme basınç kaybı [Pa]
Δp_v	Sürtünme ve momentumdan dolayı basınç düşümü
h_{fg}	Gazın gizli buharlaşma entalpisi [kJ/kg]
k	Isı iletkenlik değeri [$W/m-K$]
k_w	Fitil malzemesinin geçirgenliği
L	Borunun toplam uzunluğu [m]
L_a	Adyabatik kısmın uzunluğu [m]
L_c	Karakteristik uzunluk, yoğuşma kısmının uzunluğu [m]
L_e	Buharlaşma kısmının uzunluğu [m]
L_{eff}	Etkin ısı borusu uzunluğu [m]
\dot{m}_c	Yerel yoğuşum debisi [kg/s]
\dot{m}_v	Akışkanın kütledebisi [kg/s]
\dot{m}_l	Sıvının kütledebisi [kg/s]
Ω	Momentum oranı
\dot{Q}	Isı transfer kapasitesi [W]
p_v	Kabarcığın içindeki buhar basıncı [Pa]
p_l	Kabarcığın içindeki sıvı basıncı [Pa]
r	En geniş çekirdek yerin yarı çapı [m]
Re	Reynolds sayısı [-]
ρ_v	Akışkan yoğunluğu [kg/m^3]
ρ_l	Sıvının yoğunluğu [kg/m^3]
μ_l	Sıvının viskozitesi [$Pa.s$]
t	Fitilin ilk katmanındaki kalınlık [m]
T_v	Sıvı-buhar ara yüzey sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_w	Cidar sıcaklığı [$^{\circ}C$]
σ	Sıvı yüzey gerilimi [N/m]
σ_l	Gazın serbest yüzey alanı [m^2]
τ_s	Sıvı kesme kuvveti
V	Buhar hacmi [m^3]
V_m	Minimum dolum hacmi [m^3]
V_t	Toplam sıvı hacmi [m^3]
Wb	Weber sayısı [-]

7.BÖLÜM KAYNAKLARI

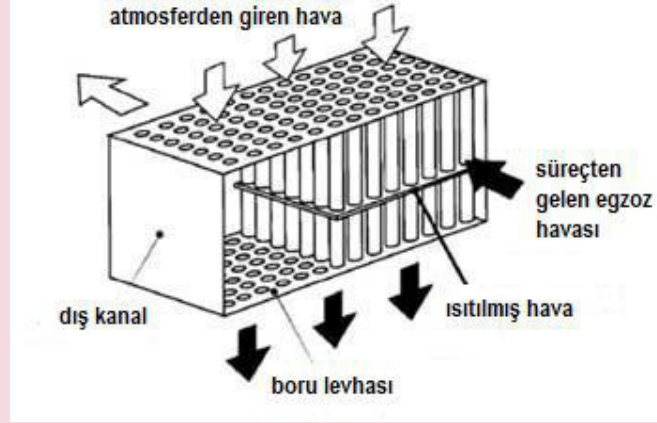
1. *Dunn, P.D., Reay, DA., "Heat Pipes". Third Edition, Pergamon Press, 1982.*
2. *Chi, S.W., "Heat Pipe Theory and Practice", A Sourcebook, Hemisphere Publishing Corp. 1976.*
3. *Güngör, A., "Heat Pipe Design for Solar Collector Applications", Part I and Part II, Brace Research Institute, Canada, 1987.*
4. *http://www.iitg.ac.in/scifac/qip/public_html/cd_cell/chapters/p_mahanta_waste_heat_recov/chap6f.pdf (14.12.2018 tarihinde erişildi)*
5. *Bulgurcu, H. Klima Tesisatı, 840 Sayfa, Makine Mühendisleri Odası Yayını No:663, İstanbul 2016.*
6. *D.A. Reay and P. A. Kew, Heat Pipes, 5th ed. Butterworth-Heinemann, (Elsevier), 2006.*
7. *Y.F. Maydanik, Loop Heat Pipes. Applied Thermal Engineering, 25, (2005): 635–657.*

BÖLÜM-8

REKÜPERATÖRLER VE REJENERATÖRLER

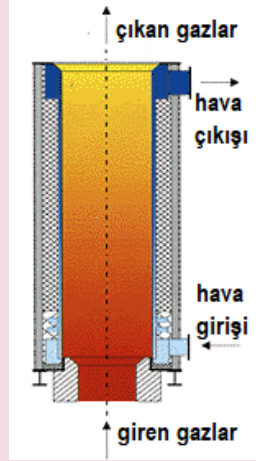
8.1 REKÜPERATÖRLER

Bir reküperatörde, baca gazları ile metal veya seramik duvarlar arasındaki hava arasında ısı transferi gerçekleşir. Kanal veya borular, önceden ısıtılacak yanma havasını taşır, diğer taraf atık ısı akışını içerir. Baca gazlarından atık ısının geri kazanımı için bir iyileştirici Şekil-8.1'de gösterilmiştir.



Şekil-8.1 Reküperatör kullanarak atık ısı geri kazanımı.

Reküperatörün en basit konfigürasyonu, Şekil-8.2'de gösterildiği gibi, iç içe geçmiş iki uzun borudan oluşan metalik ışınlam (radyasyon) reküperatörüdür.

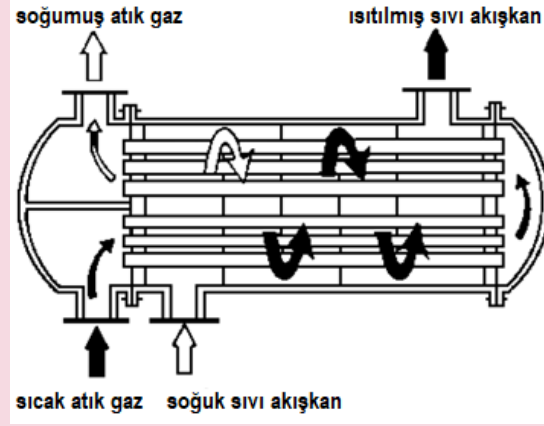


Şekil-8.2 Metalik ışınlam reküperatörü

İç boru sıcak egzoz gazlarını taşır, dış halka ise yanma havasını atmosferden fırın brülörlerinin hava girişlerine taşır. Sıcak gazlar, şimdi yanma odasına ek enerji taşıyan gelen yanma havası tarafından soğutulur. Bu, yakıt tarafından tedarik edilmek zorunda olmayan enerjidir. Sonuç olarak, belirli bir fırın yüklemesi için daha az yakıt yakılır. Yakıttaki tasarruf aynı zamanda yanma havasında da bir azalma anlamına gelir ve bu nedenle yığın kayıpları yalnızca yığın gazı sıcaklıklarının düşürülmesiyle değil, aynı zamanda daha az miktardaki egzoz gazının boşaltılmasıyla da azaltılır. Işınlam reküperatörü ismini, sıcak gazlardan iç borunun yüzeyine ısı transferinin önemli bir kısmının, ışınlam ile ısı transferi ile gerçekleştiği gerçeğinden alır. Bununla birlikte, yıllıklardaki soğuk hava kızılötesi ışınlamaya neredeyse şeffaftır, böylece gelen havaya sadece taşınım ısı transferi gerçekleşir. Şemada gösterildiği gibi, iki gaz akışı genellikle paraleldir, ancak yapılandırma daha kolay olacak ve akışlar ters yönde ise,

ısı transferi daha verimli olacaktır. Paralel akımın kullanılmasının nedeni, geri kazanımların sık sık egzoz gazlarını uzaklaştıran kanalın soğutma işlevini yerine getirmesine ve sonuç olarak hizmet ömrünü uzatmasına hizmet etmesidir.

İyileştiriciler için ikinci bir ortak yapılandırma gövde-boru tipi veya taşınım reküperatör olarak adlandırılır. Şekil-8.3'de görüldüğü gibi, sıcak gazlar bir dizi paralel küçük çaplı borudan geçirilirken, ısıtılacak olan hava, boruları çevreleyen bir gövde içine girer ve sıcak boruların eksenleri üzerinden bir ya da daha fazla kez normal bir yöne doğru geçer.

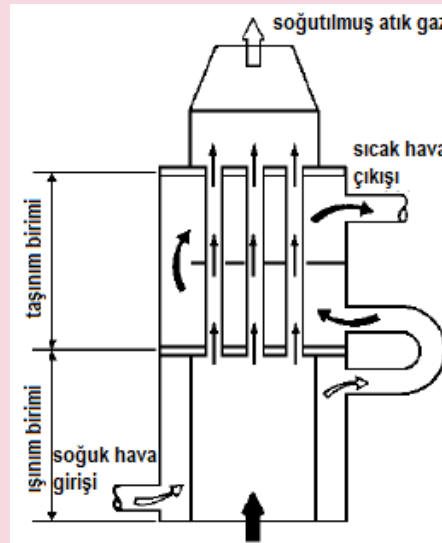


Şekil-8.3 Taşınım reküperatörü

Borular gazın bunlardan iki kez geçmesine izin vermek için yönlendirilmiş ise, ısı değiştiricisi iki geçişli bir geri kazanım ünitesi olarak adlandırılır. Eğer iki bölme kullanılırsa, üç geçişli bir geri kazanımı oluşur. Her ne kadar çoklu bölme yapımı hem ısı değiştiricinin maliyetini hem de yanma havası yolundaki basınç düşümü nü arttırsa da ısı alışverişinin etkenliğini artırır. Gövde-boru tipi reküperatörler genellikle daha kompakttır ve ısıtım reküperatörlerine göre daha yüksek bir etkinliğe sahiptirler, çünkü çoklu boruların kullanımı ve gazların çoklu geçişleri sayesinde mümkün olan daha büyük ısı transfer alanı sağlanır.

8.1.1 Işınlım/Taşınım Hibrit Reküperatör

Isı transferinin maksimum etkenliği için, ısıtım ve taşınım tasarımlarının bileşimi kullanılır, ilk olarak yüksek sıcaklıklı ısıtım reküperatörü kısmı, sonra da taşınım kısmı devreye girer.



Şekil-8.4 Işınlım/taşınım reküperatörü

Bunlar basit metalik ışınlam reküperatörlerinden daha pahalıdır, ancak daha az hacimlidir. Işınlam/taşınım hibrit bir reküperatör, Şekil-8.4'te gösterilmiştir.

8.1.2 Seramik Reküperatörü

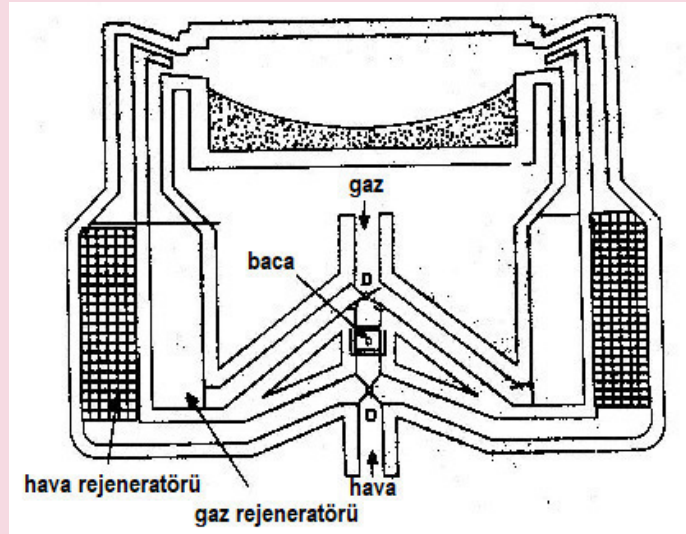
Metal geri kazanım maddelerinin ısı geri kazanımı ile ilgili temel sınırlama, 1100 °C'yi aşan giriş sıcaklıklarında malzeme ömrünün azalmasıdır. Metal geri kazanımların sıcaklık sınırlamaları problemini çözmek için, malzemeleri gaz tarafı üzerinde 1550 °C'ye ve önceden sıcak hava tarafında 815° C'ye kadar pratik bir şekilde izin veren seramik boru geri kazanımları geliştirilmiştir. İlk seramik reküperatörler karodan yapılmış ve fırın çimentosu ile birleştirilmiştir ve ısı döngü ek yerlerinin çatlamasına ve boruların hızlı bozulmasına neden olmuştur. Daha sonraki gelişmeler, hava başlıklarında bulunan esnek contalarla birleştirilebilen çeşitli boylarda silikon karbür boruları devreye sokmuştur.

Daha önceki tasarımlar, %8 ile %60 arasında kaçak oranlarına sahipti. Yeni tasarımların, hava ön ısıtma sıcaklıklarının 700 °C'ye kadar çıktığı ve daha düşük sızıntı oranlarına sahip olduğu bilinmektedir.

8.2 REJENERATÖRLER

Büyük kapasiteler için tercih edilen rejeneratörler, cam ve çelik eritme fırınlarında çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Rejeneratörün büyüklüğü, tersine dönme süresi, tuğla kalınlığı, tuğla iletkenliği ve tuğla ısı dağılımı oranı arasında önemli ilişkiler vardır.

Bir rejeneratörde, tersine çevirmeler arasındaki zaman önemli bir özelliktir. Uzun periyotlar daha yüksek ısı depolama ve dolayısıyla daha yüksek maliyet anlamına gelir. Ayrıca uzun süren tersine dönmeler, daha düşük ortalama ön ısıtma sıcaklığına neden olur ve sonuç olarak yakıt tasarrufunu azaltır. (Bkz. Şekil-8.5).



Şekil-8.5 Rejeneratör

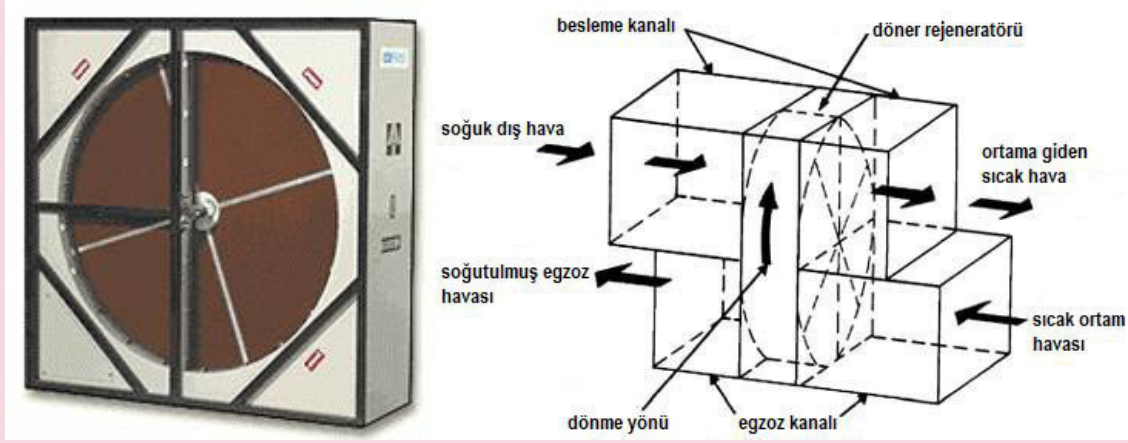
Toz birikmesi ve yüzeyler üzerinde birikmesi, fırın eski hale geldikçe ısı transferinin verimliliğini azaltır. Rejeneratörün duvarlarından gelen ısı kayıpları ve gaz periyodu sırasında hava kaçağı da ısı transferini azaltır.

8.2.1 Isı Tekerleri

Bir ısı çarkı, düşük ve orta sıcaklıkta atık ısı geri kazanım sistemlerinde artan uygulamaları bulmaktadır. Şekil-8.6, bir ısı tekeri uygulamasını gösteren bir çizimdir.

Isı tekeri, iki yan yana kanal arasında dönen, oldukça yüksek bir ısı kapasitesine sahip malzeme ile imal edilmiş, büyük bir gözenekli disklerdir: biri soğuk gaz kanalı, diğeri sıcak gaz kanalı. Diskin eksenini, iki kanal arasındaki bölüme paralel olarak yerleştirilmiştir. Disk yavaşça döndükçe, diske sıcak ve nemli hava tarafından duyulur ısı ve gizli ısı aktarılır ve disk döndükçe diskten soğuk havaya döner. Bu tür bir rejeneratör için hassas ısı transferinin toplam verimliliği %85 gibi yüksek bir orana sahip olabilir. Isı tekerleri, 1130 m³/dk'ya kadar hava kapasiteleri ile 21 metreye kadar genişlikte inşa edilmiştir.

Isı tekerinin bir farklı tipi, matrisin atık gaz ve hava akımları boyunca dönen bir silindirde olduğu döner rejeneratördür. Isı veya enerji geri kazanım tekerleği, ısıyı egzozdan gelen gazlara aktaran bir döner gazlı ısı rejeneratördür.



Şekil-8.6 Isı tekeri

Ana uygulama alanı, küçük sıcaklık farklılıklarına sahip büyük hava kütleleri arasındaki ısı alışverişinin gerekli olduğu yerdir. Isıtma ve havalandırma sistemleri ve kurutucu egzoz havasından ısı geri kazanımı tipik uygulamalardır.

8.3 HAVALANDIRMA VE KLİMA SANTRALLERİNDE ISI GERİ KAZANIM UYGULAMALARI

Klima sistemlerinde kullanılan ısı geri kazanım cihazları, dış şartlarda alınan taze havanın egzoz havası yardımı ile ön ısıtılmasını (veya soğutulmasını) sağlayarak, taze havanın entalpi ve sıcaklığını, iç hacim şartlarına yaklaştırmaktadır. Ancak bu tip sistemlerde enerji başka bir sistemden alınırsa, ısı geri kazanımı olmaz. VDI 2071'e göre kütleli transferi, ısı geri kazanımı değildir. Yani hava karıştırılarak ısı geri kazanımı yapılamaz.

AB direktiflerinde tanımlanan eko (çevreci)-tasarım gereklilikleri tariflerine göre 1 Ocak 2016 tarihinden itibaren verim değeri $\eta_{t2} = \%63$ 'ün altındaki ürünlerin AB piyasasına arz edilmesi ve kullanılması sınırlandırılmıştır. Aynı direktife göre, 1 Ocak 2018 'den itibaren de aynı ürünlerin verimlilik değeri $\eta_{t2} = \%68$ 'in altında olanların piyasaya arzı ve kullanılması sınırlandırılmıştır.

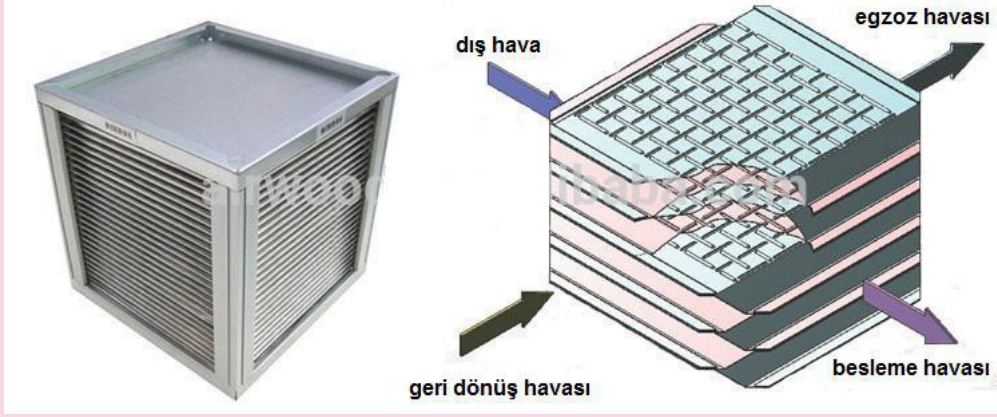
Isı Geri Kazanımının Temel Prensipleri: Isı geri kazanım ünitelerinde asıl olarak duyulur ısı transferi gerçekleşir. Gizli ısı, geri kazanım ünitesinin yapısına bağlı olarak transfer edilebilir. Isı geri kazanım ünitelerini genel olarak iki kategoriye ayırabiliriz:

- Reküperatif Sistemler
- Rejeneratif Sistemler

a) Reküperatif Sistemler

Isı ileten hava, belirli bir bölgede iletimi gerçekleştirir. Dış hava ve atılan hava, bu bölgede ısı ileten bir tabaka ile ayrılır. Hava akışı, paralel veya ters akışlı olabilir. Nemli hava sıcaklığı çiy noktasının altında kalırsa yoğunlaşma

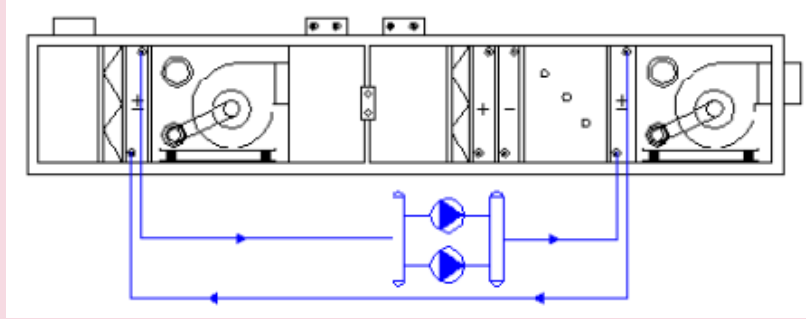
meydana gelecek ve gizli ısı transferi oluşacaktır. Kaçak olmadığı sürece madde transferi meydana gelmeyecektir. Bu sistemlerde buzlanma riski vardır ve ısı bir taşıyıcı vasıtası ile iletilmez. Bölgenin en az bir noktasında hava akımları bir araya gelmelidir. Isı transferini kapatmak mümkün değildir. Isı transferinin kontrolü için dış havanın veya atılan havanın baypas edilmesi gerekmektedir.



Şekil-8.7 Plakalı ısı değiştirici

b) Rejeneratif Sistemler

Isı, birbirine bağlantılı iki serpantin üzerinde geçen havalar sayesinde transfer olur. Serpantinlerden biri dış hava tarafında, diğeri atılan hava tarafındadır ve bunlar birbirlerine bir borulama ile bağlanır. Isı transferini sağlayan akışkan bu boruların içinde dolaşır. Akışkan olarak genellikle kimyasal olarak işlenmiş su kullanılır. Gerekirse antifriz de ilave edilir. Isı transferini sağlayan akışkan, bir pompa sayesinde sistemde dolaştırılır. Bu sistemde akış, vanalar ile kontrol edilir. Eğer sistemden atılan hava çığ noktasının altında kalırsa yoğunlaşma gerçekleşir. Bu sebeple ek bir gizli ısı transferi meydana gelir. Buzlanma riski vardır.



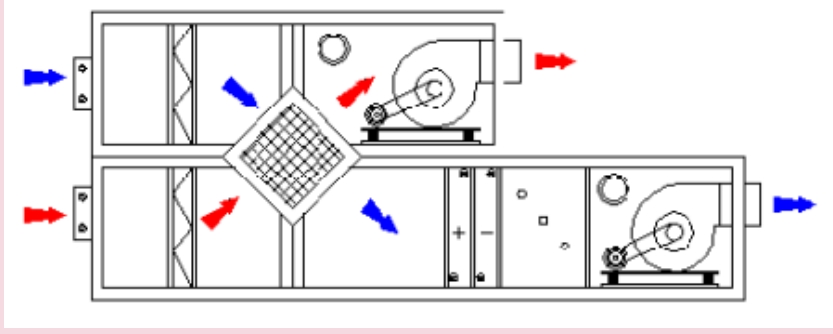
Şekil-8.8 Rejeneratif ısı geri kazanımı (sudan havaya)

Kapalı çevrim sistemi, dış hava ile atılan havanın birbirine uzak mesafelerde olması durumunda bile sürecin gerçekleşmesine olanak verir. Hava akımlarının bir araya gelmesine gerek yoktur; ancak çevrimi gerçekleştirecek bir ek enerjiye ihtiyaç vardır. Bu da çevrimi gerçekleştirecek pompayı çalıştırmak için gereken elektrikli enerjisidir. Geri kazanılan ısı miktarı, su debisi kontrol edilerek kolaylıkla kontrol edilebilir. Sistem kapatılabilir.

8.3.1 Plakalı Isı Değiştirici

Rekuperatif tarzda çalışır, alüminyum veya çelik plakalı ısı geri kazanım sistemleridir. Sistem, çapraz akış mantığı ile çalışır. Taze hava ve egzoz havası iki ayrı tabakadan geçer. Plakalar, maksimum ısı transferini sağlamak üzere tasarlanmıştır ve ekonomik olma koşulunu sağlaması için minimum %60 oranında ısı geri kazanımı sağlamalıdır. Hava atış tarafında damla tutucu bulunur. Hava akışını kontrol edebilmek ve donmayı önlemek amacıyla ısı geri kazanım hücresinde baypas damperi mevcuttur. Egzoz tarafında paslanmaz çelikten imal edilmiş yoğunlaşma suyu tavası bulunur ve bu tavanın drenaj borusu (paslanmaz çelik), hava sızdırmaz bir biçimde gövde dışına çıkarılır.

Besleme tarafındaki filtre dışına, egzoz tarafında da ısı geri kazanım serpantini öncesinde filtre yerleştirilmesi hijyen açısından önemlidir.



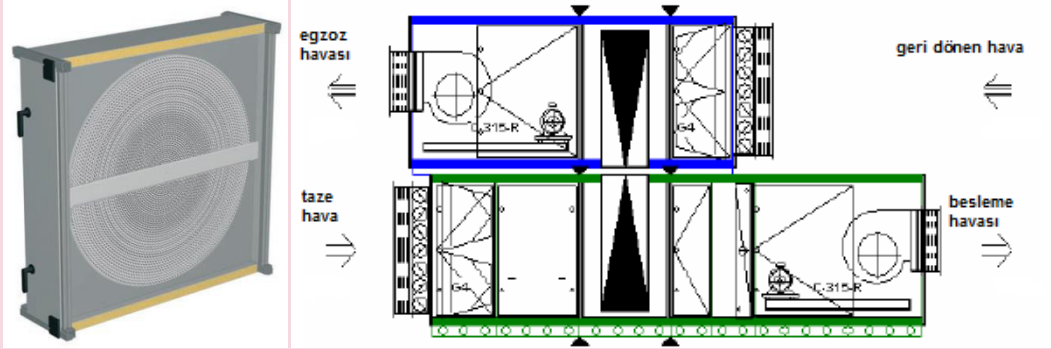
Şekil-8.9 Reküperatif ısı geri kazanımı (plakalı ısı değiştirici)

8.3.2 Rotorlu (Isı Tekerli/Tamburlu) Tip ısı Geri Kazanım Ünitesi

Rejeneratif tarzda çalışır. Rotor havanın geçebilmesi için gözeneklere sahip dairesel bir alüminyum kütlede oluşur. Isı geri kazanımı rotorun dönüşü ile sağlanır. Isı değiştirici rotorun dönüş hareketi ile egzoz havasının duyulur ısı ve gizli ısı (nemi) rotorun kanatlarına aktarılır. Aktarılan bu toplam ısı enerjisi dönme hareketinin devamı sayesinde taze havaya aktarılır. Aynı cihaz ile kışın yapılan ısı transferi dışında, yaz aylarında da enerji tasarrufu sağlamak ve nem alma işlemi gerçekleştirmek mümkündür. Isı tekerleği genellikle hız kontrollü olarak kumanda edilmektedir. Rotorlu ısı geri kazanım sistemlerde ısı geri kazanım oranı genellikle %60-80 arasında değişmektedir. Bu değer altına gerçekleşen ısı geri kazanımları rotorda oluşan basınç kayıpları nedeniyle ekonomik olmamaktadır.

Isı geri kazanım cihazlarının kullanılmasıyla;

- Yıllık ısı (soğuk) tüketimi azalmaktadır.
- Pik yük ısıtma (soğutma) gücü azalmaktadır.



Şekil-8.10 Isı tekeri tip ısı geri kazanımı (rejeneratif sistem)

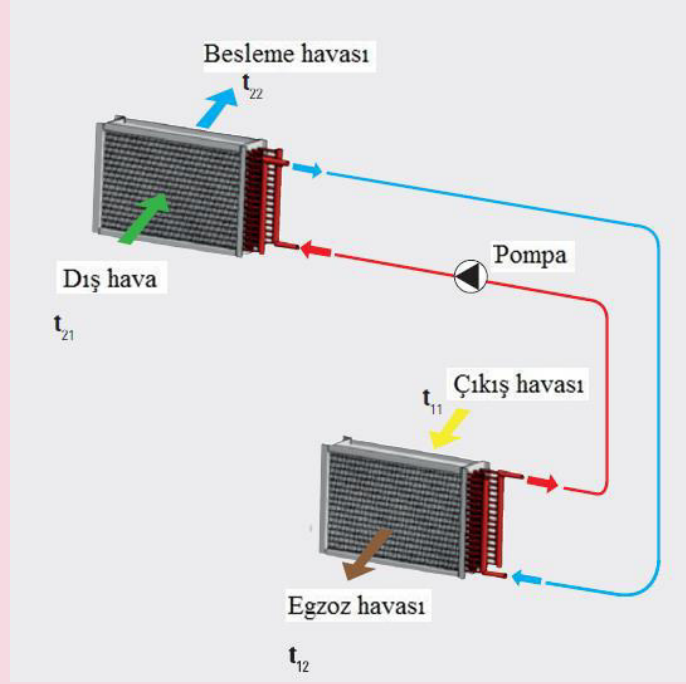
8.3.3 Çift Serpantinli-Sulu (Run-Around) Isı Geri Kazanım Sistemleri

Isı geri kazanım sistemleri, dış ortamdan alınan taze (temiz) havanın, egzoz havası ısı ile ön ısıtılmasında/soğutulmasında kullanılır.

Egzoz serpantininden geçen sıcak hava serpantin boruları içindeki akışkanı ısıtmakta ve dolaşım pompası da bu akışkanı taze hava serpantinine taşıyarak ısıyı taze havaya aktarmaktadır. Akışkan olarak genellikle su kullanılır. Gerekli olduğu durumlarda, donmayı engellemek için etilen glikol/su veya propilen glikol/su gibi karışımlar da kullanılabilir (Şekil-8.11).

Isı transferini sağlayan akışkan bir pompa sayesinde sistemde dolaştırılır. Çevrimi gerçekleştirecek bu pompayı çalıştırmak için gereken elektrik enerjisi sistem için gerekli olan ek enerjidir. Bu sistemde akış, vanalar ile kontrol edilir. Eğer sistemden atılan hava, çığ noktasının altında kalırsa yoğuşma gerçekleşir. Bu sebeple ek bir gizli ısı transferi meydana gelir. Sistemde buzlanma riski vardır.

Tipik bir serpantin devreli ısı geri kazanım sistemi Şekil-8.11'de gösterilmektedir. Serpantin devrelerinin taze hava ve egzoz havası kısımları kanatlı boru olarak gerçekleştirilmiştir. Serpantin devresinde bir ara ısı taşıyıcı akışkan (tipik olarak su veya donması geciktirilmiş çözelti) pompalanarak devreder.



Şekil-8.11 Çift Serpantinli-Sulu ısı geri kazanım sistemi

Bu sistem yalnızca duyulu ısı kazanımı için kullanılır. Konfor-konfor uygulamalarında enerji transferleri mevsimsel olarak değişken olup dış hava egzoz havasından soğuk ise ön ısıtılır, dış hava egzoz havasından sıcak ise ön soğutulur.

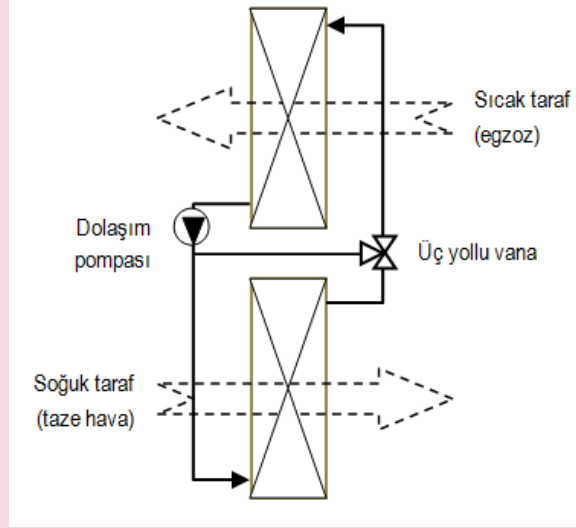
Nem egzoz hava geçiş kanallarında donmamalıdır. Çift amaçlı üç yollu sıcaklık kontrol vanası egzoz serpantininin donmasına engel olur. Bu vana egzoz serpantininden giren çözelti sıcaklığını -1°C 'den daha az olmayacak düzeyde tutar. Bu koşul taze hava serpantininin biraz daha sıcak çözeltinin baypas'ı yoluyla sağlanır. Bu vana ayrıca taze hava serpantininden hava çıkış sıcaklığının belli istenen bir değeri aşmamasını da sağlar.

Serpantin devreli enerji geri kazanım sistemleri esnek yapıda olup yeni ve endüstriyel uygulamalar için uyumludur. Sistem birbirinden uzak taze ve egzoz kanallarına yerleştirilir ve aynı anda birçok kaynak ve kullanım yeri arasında enerji transferi sağlanır. Çalışma akışkanının genişlemesini sağlamak için sisteme bir genişleme tankı ilave edilmelidir.

Kapalı bir genişleme tankı etilen glikol kullanılıyorsa oksidasyonu en aza indirger. Sistemi oluşturmak için standart kanatlı borulu su serpantinleri kullanılmış olabilir. Bu durumda serpantin, alın yüzeyi hızı ve basınç düşümü seçiminde imalatçı tasarım eğrileri ve verim değerleri kullanılacaktır.

Serpantin devreli ısı geri kazanımı çevrimi bir akımdan nem transferi yapamaz. En ekonomik verimli çalışma için, eşit hava akım hızları ve yoğuşmasız durumda, tipik verim değerleri %60- %65 arasında değişir. En çok net ekonomik kazanım için en yüksek verim gerekli değildir.

Tipik olarak serpantin devreli ısı geri kazanım devresinin duyulur ısı verimliliği dış hava sıcaklığından bağımsızdır. Bununla birlikte kapasite kontrolü yapılan bir sistemde ise duyulur ısı verimi dış hava sıcaklığı arttıkça azalır.



Şekil-8.12 Çift Serpantinli-Sulu ısı değiştirici ile ısı geri kazanımı

Çalışma koşullarında ilgili serpantin kısımları uygun malzemelerden imal edilmelidir. Konfor-konfor uygulamalarında standart serpantin yeterlidir. İşlem-işlem ve işlem-konfor uygulamalarında yüksek sıcaklığın etkisi, yoğun maddeler, korozyif maddeler ve serpantin üzerinde birikebilen maddeler serpantin konstrüksiyonunda dikkate alınmalıdır.

Avantajları

- Kapalı çevrim sistemi, dış hava ile atılan havanın birbirine uzak mesafelerde olması durumunda bile sürecin gerçekleşmesine olanak verir.
- Hava akımlarının bir araya gelmesine veya egzoz ve taze hava akım yönlerinin paralel olmasına gerek yoktur
- Nem transferi yok
- Koku geçme riski yok
- Bakteri, kirletici taşınımı yok
- Kolay montaj

Geri kazanılan ısı miktarı, su debisi kontrol edilerek kolaylıkla kontrol edilebilir. Gerekli olduğu durumlarda klima santralinden bağımsız olarak kapatılabilir. Hijyen standartlarının gerekli olduğu sistemlerde rahatlıkla kullanılabilir.

8.3.4 Termosifon Isı Değiştiriciler

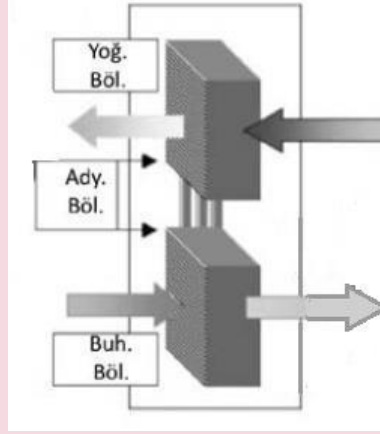
İki fazlı termosifon ısı değiştiriciler sızdırmaz sistemler olup bir buharlaştırıcı, bir yoğuşturucu, bağlantı borusu ve arada çalışma akışkanından (sıvı ve buhar fazında mevcut) oluşur. İki ayrı tipte termosifon kullanılmaktadır:

- Sızdırmaz boru devresi,
- Serpantin devresi.

Birinci tipte buharlaştırıcı ve yoğuşturucu genellikle düz, aynı termosifon borularının iki karşı ucundadır ve egzoz ve taze hava kanalları birbirine yakındır (ısı borulu sistemdeki düzenleme ve yerleştirilişe benzer).

İkinci tipte buharlaştırıcı ve yoğuşturucu serpantinleri ayrı ayrı kanallara yerleştirilmiş ve çalışma akışkanı boruları ile bağlantılıdır (düzenleme serpantinli enerji geri kazanımı devresi ile hemen hemen aynıdır).

Termosifon sistemlerde, sıcaklık farklılığı ve yer çekimi kuvveti çalışma akışkanının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasında dolaşımını sağlar. Buharlaştırıcıda buharlaşan çalışma akışkanı, yoğuşturucuda yoğuşup tekrar buharlaştırıcıya geri döner ve çevrim tekrarlanır (Şekil-8.13).



Şekil-8.13 Termosifon tipi ısı değiştiriciler ile ısı geri kazanımı

Sonuç olarak termosifonun yerleştiriliş biçimine göre ısı tek yönlü veya çok yönlü olarak transfer edilebilir. Isı borularının çalışma ve biçimine benzer olmakla birlikte termosifon boruları iki farklı duruma sahiptir:

1. İç yüzeylerinde fitile sahip değildir ve yoğuşan sıvının buharlaştırıcıya dönüşünde yalnızca yer çekimi etkisi kullanılır, oysa ısı borularında kılcal kuvvet etkisinden yararlanılır.
2. Termosifon boruları, en azından başlangıçta çekirdekli buharlaşmaya bağımlıdır, oysa ısı boruları sıvı buhar ara fazında geniş bir yüzeyden sıvıyı buharlaştırır.

Termosifon devreleri diğer serpantinli enerji kazanımlı sistemlerden pompa gerektirmemesi, dış güç gereksinimi olmaması ve serpantinlerin buharlaştırma ve yoğuşmaya uygun olmasıyla ayrılır.

Bir termosifon sızdırmaz bir sistem olup iki fazlı çalışma akışkanı bulundurur. Termosifon içindeki basınç sistemin buhar ve sıvı içeren parçaları nedeniyle sıvı-buhar ara fazındaki sıvı sıcaklığına bağlıdır.

Termosifonun bulunduğu ortamlar iki bölgesi arasında sıcaklık farklılığına neden olduğunda, sıvı- buhar ara fazında, buhar-basınç farklılığı sıcak bölgeden soğuk bölgeye buhar akışını sağlar. Akış soğuk bölgede yoğuşma ve sıcak bölgede buharlaşma ile beslenir.

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcının yerleşim durumuna göre yoğuşan akışkan buharlaştırıcı bölgesine yerçekimi etkisiyle geri döner ve bu işlemler yer çekimi ve ısı verilmesi süresince çevrimsel olarak tekrarlanır.

8.3.5 Verim Hesaplamaları

Isı geri kazanım amaçlı kullanılan ısı değiştiricilerde ısı/enerji performansının belirlenmesinde üç tanım kullanılmaktadır: Sıcaklık (ısı) verimi, etkenlik değeri ve enerji verimi.

Isıl Verimi:

Isıl verim anlık olarak ne kadar ısı geri kazanılabileceğinin bir ölçüsüdür. Isıl verim alınan sıcaklık farkının toplam sıcaklık farkına bölümü olarak tanımlanır. İki ayrı hava akımının geçtiği ısı değiştiricide iki ayrı ısı verim hesaplanabilir:

$$\eta_t = \frac{t_{th2} - t_{th1}}{t_{eh1} - t_{th1}} \quad (8.1)$$

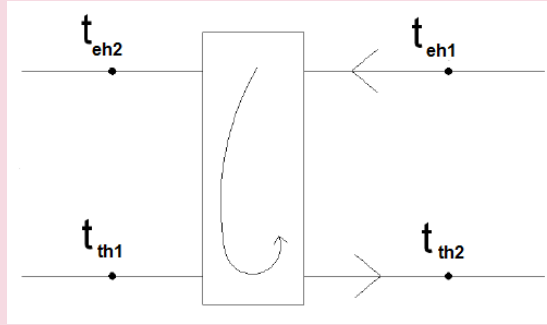
t_{th1} : Isı geri kazanım ünitesine giren taze hava sıcaklığı [°C]

t_{th2} : Isı geri kazanım ünitesinden çıkan taze hava sıcaklığı [°C]

t_{eh1} : Isı geri kazanım ünitesine giren egzoz havası sıcaklığı [°C]

t_{eh2} : Isı geri kazanım ünitesinden çıkan egzoz havası sıcaklığı [°C]

Isıl etkenliği belirlemek için kullanılan sıcaklıklar Şekil-8.14'e göre ısı değiştiricisine bağlı olarak ölçülür.



Şekil-8.14 Isı geri kazanımlı havalandırma cihazında taze ve egzoz havası giriş-çıkış sıcaklıkları

Isıl verim, ısı değiştirici üzerinden geçen hava debileri ile ilişkilidir. Örnek olarak egzoz tarafındaki hava besleme havasından fazla miktarda olursa besleme tarafındaki verim artarken egzoz tarafındaki azalır. Egzoz tarafındaki daha fazla hava debisi besleme tarafına daha fazla enerji transferine neden olur, böylece besleme tarafındaki sıcaklık farkı da artar.

(1) eşitliği yoğunlaşma görülmeyen durumlar için cihaz verimi açısından geçerli bir sonuç vermektedir. Ancak ısı geri kazanım ünitesinin taze hava tarafında yoğunlaşma gerçekleşmesi ya da ünite üzerinde nem transferi olması durumunda, cihaz verimini ifade etmek için sıcaklık verimi ifadesi yetersiz kalmaktadır. Bu durumlarda, giren ve çıkan taze hava entalpileri ile ısı geri kazanım ünitesine giren egzoz havasının entalpilerine bağlı olarak hesaplanan, entalpik verim ifadesi ortaya çıkmaktadır.

Entalpik verim, ısı verime benzer olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\eta_t = \frac{h_{th2} - h_{th1}}{h_{eh1} - h_{th1}} \quad (8.2)$$

h_{th1} : Isı geri kazanım ünitesine giren taze hava entalpisi [kJ/kg]

h_{th2} : Isı geri kazanım ünitesinden çıkan taze hava entalpisi [kJ/kg]

h_{eh1} : Isı geri kazanım ünitesine giren egzoz havası entalpisi [kJ/kg]

h_{eh2} : Isı geri kazanım ünitesinden çıkan egzoz havası entalpisi [kJ/kg]

Etkenlik Değeri

Bir ısı değiştiricisinden ne kadar enerji kazanıldığını tanımlamanın bir diğer yöntemi etkenlik değeridir. Bu kavram özellikle NTU yöntemi ile bağlantılı olarak kullanılır. Hava akımındaki gerçek enerji değişiminin, olabilecek maksimum enerji değişimine bölünmesiyle belirlenir. Şu şekilde tanımlanır:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} \quad (8.3)$$

Besleme havasından birim zamanda kazanılan veya kaybedilen ısı aşağıdaki bağıntı ile tanımlanır:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{th} C_{p,th} (t_{th2} - t_{th1}) \quad (8.4)$$

veya bu ısı egzoz tarafındaki ısıya eşittir:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{eh} C_{p,eh} (t_{eh1} - t_{eh2}) \quad (8.5)$$

(3) bağıntısındaki maksimum ısı transferi hızı aşağıdaki bağıntı ile tanımlanır:

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m} C_p)_{min} (t_{eh1} - t_{th1}) \quad (8.6)$$

$\dot{m}_{th} C_{p,h} = \dot{m}_{eh} C_{p,h}$ olması durumunda (1) bağıntısı elde edilmiş olur. Böylelikle kütledebiler ve ısı kapasite debilerinin çarpımları eşit olduğundan sıcaklık verimi ile etkenlik değeri birbirine eşitlenmiş olur.

\dot{Q} : Isı geri kazanım cihazından alınan ısı güç [W]

\dot{Q}_{max} : Isı geri kazanım cihazından elde edilebilecek maksimum ısı güç [W]

\dot{m}_{th} : Isı geri kazanım cihazına giren taze hava debisi [kg/s]

\dot{m}_{eh} : Isı geri kazanım cihazına giren egzoz hava debisi [kg/s]

$C_{p,th}$: Taze hava özgül ısı [kJ/kg-K]

$C_{p,eh}$: Egzoz hava özgül ısı [kJ/kg-K]

Enerji Verimi

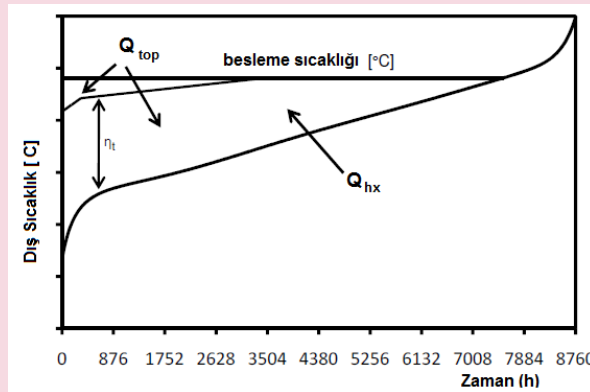
Enerji verimi klima santralının yıllık toplam ısı ihtiyacına kıyasla ısı değiştiriciden ne kadar ısı geri kazanımı yapıldığı ile ilgili bir tanımdır.

$$\eta_e = \frac{Q_{hx}}{Q_{top}} \quad (8.7)$$

Q_{hx} : Isı değiştiriciden bir ısıtma/soğutma sezonunda geri kazanılan ısı [kJ]

Q_{top} : Klima santralının bir ısıtma/soğutma sezonunda kullanmış olduğu toplam enerji [kJ]

Isı değiştirici tarafından geri kazanılan enerji sıcaklık verimiyle ilgilidir. Daha yüksek verimli bir sıcaklık verimi daha yüksek bir enerji kazanımı sağlayacaktır. Bununla birlikte sıcaklık verimi en fazla %100 olacağından enerji verimi üst sınırı da %100 olacaktır. Enerji verimliliğini etkileyen bir diğer değişken santrale giren hava sıcaklığıdır. Düşük bir egzoz giriş sıcaklığı, toplam ısı yükü azalacağından, sabit bir sıcaklık verimi kabulü ile daha yüksek enerji verimi sağlar. Sıcaklık verimi; döner rotorlu bir ısı değiştirici olması durumunda, dönme hızının azaltılmasıyla veya bir plakalı tip ısı değiştirici olması halinde hava baypas yapması durumunda, sıcaklık verimleri düşmektedir. Daha düşük bir taze hava giriş sıcaklığı ile ısı değiştiricinin ısı verimi önemli ölçüde azalırken toplam zaman artar. Sonuç olarak daha uzun bir süre boyunca sıcaklık verimi düşse bile, enerji verimliliği artar. Enerji verimliliği ve bağlı parametreleri süre diyagramında grafiksel olarak açıklanmaktadır.



Şekil-8.15 Toplam enerji talebi (Q_{top}) ve geri kazanılan enerjiye (Q_{hx}) bağlı süre diyagramı.

Basınç Düşümü

Isı geri kazanım cihazındaki basınç düşümünü karşılamak için gerekli fan gücü;

$$P_f = \frac{2 V_{debi} \Delta p}{\eta_f} \quad [W] \quad (8.8)$$

ifadesi ile hesaplanmaktadır.

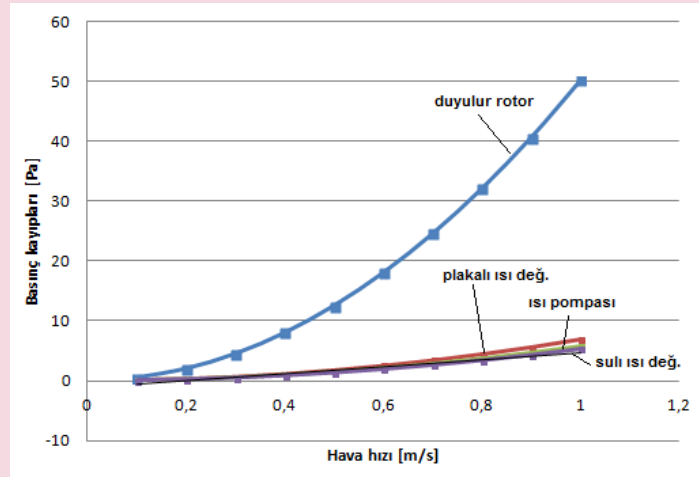
Burada;

V_{debi} : cihazın debisini [m^3/s]

Δp : Isı geri kazanım cihazındaki basınç düşümü [Pa]

η_f : fan verimi [%]

Şekil-8.16'da örnek bir deneysel çalışmada farklı tip ısı geri kazanım cihazlarına ait hava hızı-basınç kayıpları görülmektedir.



Şekil-8.16 Farklı ısı değiştiricilerde örnek bir çalışma için hava hızına bağlı basınç kayıpları [12]

Net Etkenlik Değeri

Farklı ısı değiştiricilere ait toplam enerji kayıpları aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanmış olup daha sonra her bir cihazın ger kazandığı ısıl güçten düşülerek net etkenlik hesaplamasında kullanılmıştır:

$$\sum P_{cihaz,k} = P_{\Delta p} + P_{motor,k} \quad (8.9)$$

Burada;

$\sum P_{cihaz,k}$: Isı değiştirici cihazlardan kaynaklanan toplam güç kayıpları [W]

$P_{\Delta p}$: Isı geri kazanım cihazlarındaki basınç kayıplarından kaynaklanan güç kaybı [W]

$P_{motor,k}$: Isı geri kazanım cihazlarındaki fan, pompa ve kompresör motorlarının harcadığı güç [W]

Her bir ısı geri kazanım cihazı için "net cihaz verimi" aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\varepsilon_n = \frac{\dot{Q}_{cihaz,n}}{\dot{Q}_{top}} = \frac{\dot{m}_{th}(t_{th2} - t_{th1}) - \sum P_{cihaz,k}}{\dot{m}_{eh}(t_{eh1} - t_{th1})} \quad (8.10)$$

$\dot{Q}_{cihaz,n}$: Isı geri kazanım cihazından net olarak elde edilen ısıl güç [W]

8.3.6 Isı Geri Kazanım Donanımlarının İlk Yatırım ve İşletme Ekonomisine Etkileri

- Daha küçük soğutma sistemleri, pompalar, ısı değiştiricileri kullanımının düşüreceği ilk yatırım maliyetleri
- Cihazların amortisman süreleri ve daha az ana para kullanımının getireceği finansal avantajlar

- Geri kazanılan enerjinin getireceği avantajlar
- Isı geri kazanım cihazları kullanımının getireceği ilave bakım masrafların hesaba katılması
- Kurulan karmaşık yapının getireceği kalifiye personel masrafları

8.3.7 Isı Geri Kazanım Donanımlarında Kirlilik ve Filtreleme

- Isı değiştiricilerinin yüzeyinde oluşan kirlilik;
- Hava akışının önünde direnç oluşturarak ısı transfer katsayısını düşürür
- Isı geri kazanım sisteminin performansını olumsuz etkiler
- Artan direnç fanların çekeceği gücü artırır
- Hava debilerinin azalmasına sebep olur
- Hem taze hava tarafına hem de egzoz havası tarafına filtre konulmalıdır
- Filtreler verimin sürekli yüksek olmasını sağlayacağı gibi bakım masraflarını da azaltır

Tablo-8.1 Isı geri kazanım sistemlerinin özelliklerinin karşılaştırılması

	Plakalı ısı geri kazanım	Rotorlu ısı geri kazanım	Sirkülayonlu tip ısı geri kazanım	Isı borulu ısı geri kazanım
Hava Akış Biçimleri	Aynı yönlü paralel, ters yönlü dik akım	Aynı yönlü paralel, ters yönlü paralel akım	Aynı yönlü paralel, ters yönlü paralel akım	Aynı yönlü paralel, ters yönlü paralel akım
Cihaz Boyutu Kapasitesi	90 m ³ /h ve yukarısı	90 m ³ /h - 125.000 m ³ /h arası	180 m ³ /h ve yukarısı	180 m ³ /h ve yukarısı
Verimlilik	Duyulur (%45-60)	Duyulur (%50-80) Gizli (%45-55)	Duyulur (%30-50)	Duyulur (%40-50)
Ön Yüz Hızı	0,5-5,0	2,5-5,0	2,0-4,0	-
Basınç Düşümü (Pa)	5-450	100-300	100-500	100-500
Sıcaklık Bölgesi	-	(-60°C) - (800°C)	(-40°C) - (35°C)	-
Üstünlükleri	Hareketli parça yoktur	Gizli ısı transferi	Hareketli parça yoktur	Egzoz hava akımı
	Sızıntı yoktur	Kompakt büyük boyutlar	Sızıntı yoktur	Taze hava akımından uzakta (aynı) akıtılabilir
	Değişik boyutlarda	Düşük basınç düşümü	Değişik boyutlarda	
	Değişik malzemelerde	Yüksek verimlilik	İzin verilen basınç farkı 60 inch ss	
	Düşük basınç düşümü		Fan yeri tehlikeli değil	
	Yüksek verimlilik			
Kolay temizlik				
Sınırlandırmalar	Gizli ısılı olanlar	Soğuk iklimlerde servis hizmeti fazladır	Verimlilik basınç düşümü ve fiyatla sınırlıdır	Verimlilik basınç düşümü ve fiyatla sınırlanmış olabilir
	Yalnızca özel üniteler	Karşı hava kirleticiliği olasıdır	Üretici sınırlıdır	Üretici sınırlıdır
Karşı Akıma Sızıntı	%0 - %5	%1 - %10	0%	0%

8.3.8 Isı Geri Kazanım Donanımlarında Yoğuşma ve Donma

- Yoğuşma ve donma ısı geri kazanım cihazlarında gerçekleşmesi olası olan durumlardır.
- Kış uygulamalarında, dönüş havası, çığ nokta sıcaklığının altında bir sıcaklığa soğutulursa yoğuşma gerçekleşir.
- Bu durumun gerçekleşmesi için dönüş havasının çığ nokta sıcaklığının daha altında sıcaklıkta bir yüzey ile temas etmesi yeterlidir.
- Yoğuşmanın sonucunda ısı transfer yüzeylerinde ıslaklık oluşur.
- Isı transfer yüzeyinin sıcaklığı donma sıcaklığının altına inerse yoğuşan su donmaya başlar.
- Dönüş havası sıcaklığının sıfır derecenin altına inmesi durumunda da donma başlar.

8.3.9 Isı Geri Kazanım Donanımlarında Isı Transfer Yüzeylerindeki Hava Hızları

- Hava hızı artarken; ısı geri kazanım performansı azalır, basınç kaybı artar.
- Düşük hava hızlarında;
 - Basınç kayıpları daha az olur
 - Verimler daha yüksek olur
 - İşletme maliyetleri daha düşük olur
 - İlk yatırım maliyetleri artar, cihazlar daha büyük olur

8.3.10 Isı Geri Kazanım Donanımlarında Otomatik Kontrol

- Isı geri kazanım cihazlarında otomatik kontrol iki amaçla yapılır:
 - Donmaya karşı önlem almak için
 - Isı transfer hızlarını aşırı ısıtma veya soğutmaya karşı kontrol etmek için
- Otomatik kontrol:
 - Bataryalı sistemlerde üç yollu vana kontrolü ile
 - Plakalı sistemlerde taze hava bypass'ı ile
 - Tamburlu sistemlerde tamburun dönüş hızının kontrolü ile yapılır

8.4 REKÜPERATÖRLER İÇİN TASARIM YÖNTEMLERİ

Isı değiştiricilerin ısı transferi problemini basitleştirmek ve analiz edebilmek için temel kabuller yapılır. Bu kabuller;

- Isı değişiminin sürekli rejimde olduğu,
- Isı değiştirici boyunca U toplam ısı geçiş katsayısının sabit olduğu,
- Isı değiştiricisinin ortama karşı yalıtılmış olduğu, ısının sadece iki akışkan arasında geçtiği,
- Isı değiştirici içinde bir ısı üretimi olmadığı,
- Akışkanların özgül ısıları ve fiziksel özelliklerinin sabit olduğu,
- Isı değiştirici içinde belirli bir kesit boyunca akışkan sıcaklığının aynı olduğu,
- Isı değiştirici yüzey malzemesinde akışkanların hareketi doğrultusunda iletimle bir ısı geçişi olmadığıdır [14].

Rekuperatörler, iki akışkanın ayırıcı bir duvar yardımıyla ısı alışverişini yaptıkları cihazlardır. Akışkanlar karışmaz ve ısı değiştiricide hareketli parça bulunmamaktadır. Rekuperatörlerin ısı tasarımı temel olarak üç yöntemle yapılmaktadır. Bunlar, $\varepsilon - NTU$, $P - NTU$ ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemleridir. Bunlara ek olarak grafiksel çözümlerin yapıldığı yöntemler bulunmaktadır.

8.4.1 $\varepsilon - NTU$ Yöntemi

Bu yöntemde, sıcak akışkandan soğuk olana gerçekleşen ısı transfer miktarı Bağıntı-8.11'e göre hesaplanır.

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) = \varepsilon C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (8.11)$$

Bağıntı-8.2'de, ε boyutsuz ısı değiştirici etkenliğidir ve geçiş birimi sayısına (NTU), ısı kapasite debilerine (C^*), akış düzenine bağlıdır. ε ısı değiştiricilerin ısı performansının ölçütüdür ve sıcak akışkandan soğuk olana gerçekleşen ısı transferi miktarının, termodinamiğe göre olası maksimum ısı transferi miktarına oranıdır (Bağıntı-8.12).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (8.12)$$

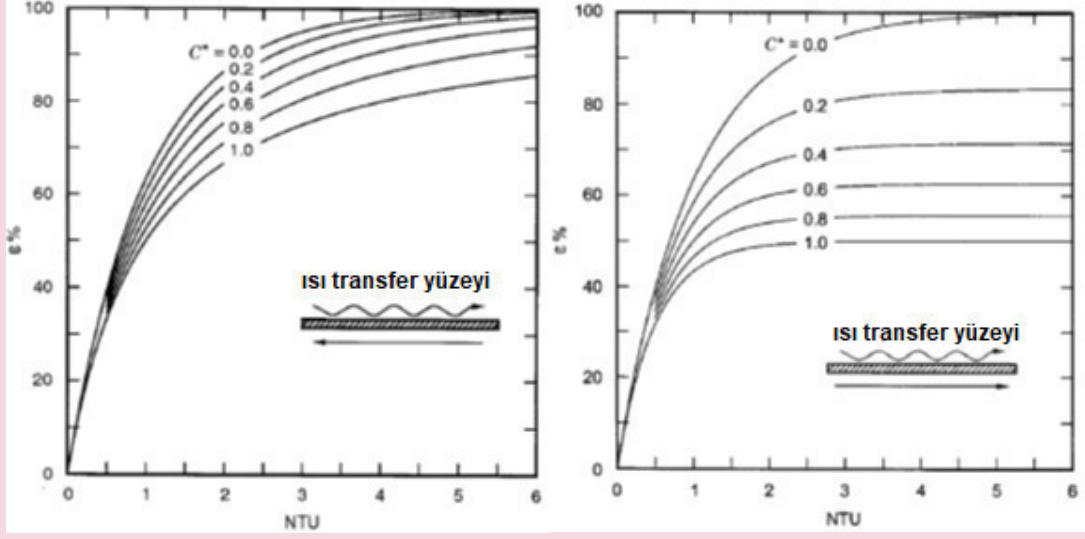
Isıl kapasite debileri (C^*); iki akışkandan küçük ısı kapasiteye sahip olanının kapasitesinin, büyük olana oranıdır (Bağıntı-8.13) ve daima 1 veya 1'den küçüktür. Bu değer 1'e eşit olduğunda ısı değiştirici dengeli kabul edilir.

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (8.13)$$

Isı transferi/geçiş birim sayısı (NTU) ise, toplam ısı iletkenliğinin küçük olan ısı kapasite debisine oranıdır (Bağıntı-8.14).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (8.14)$$

Farklı ısı değıştirci modelleri için $\epsilon - NTU$ formülleri ve sınır şartları Tablo-8.2'de verilmektedir. Şekil-8.7'de bu parametrelerin, paralel ve ters akış için ilişkileri gösterilmiştir.



Şekil-8.7 Paralel ve karşı akış için ϵ , C^* , NTU değışimi [1]

Isı değıştircinin temel parametrelerinin (sıcak ve soğuk akışkanın debi, giriş sıcaklığı ve entalpisi) ısı değıştirci değışkenlerine etkisi Tablo 8.3'te görülebilir.

Tablo 8.2 $\epsilon - NTU$ formülleri [4]

Akış Düzeni	$\epsilon - NTU$ Formülleri	$C^*=1$ için $\epsilon - NTU$ formülleri	$NTU \rightarrow \infty$ için ϵ 'nin asimtot değeri
Zıt akış	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]}$	$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	Tüm C^* 'ler için $\epsilon=1$
Paralel akış	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C^*)]}{1 + C^*}$	$\epsilon = \frac{1}{2} [1 - \exp(-NTU)]$	$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*}$
Karşı akış, ikisi de karışmıyor	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) - \exp[-(1 + C^*)NTU] \sum_{n=1}^{\infty} C^{*n} P_n(NTU)$ $P_n(y) = \frac{1}{(n+1)!} \sum_{j=1}^n \frac{(n+1-j)}{j!} y^{n+j}$	$C^*=1$ olduğundaki genel formülle aynı Same as general formula with $C^*=1$	Tüm C^* 'ler için $\epsilon=1$
Karşı akış, biri karışıyor, diğeri karışmıyor	C_{max} karışmış, C_{max} karışmamış $\epsilon = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp(-NTU \cdot C^*)\right]/C^*\right\}$	$\epsilon = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp(-NTU)\right]\right\}$	C_{min} karışmış $\epsilon = 1 - \exp(-1/C^*)$
	C_{max} karışmamış, C_{min} karışmış $\epsilon = \frac{1}{C^*} \left(1 - \exp\left\{-C^* \left[1 - \exp(-NTU)\right]\right\}\right)$	$\epsilon = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp(-NTU)\right]\right\}$	C_{max} karışmış $\epsilon = \left[1 - \exp(-C^*)\right]/C^*$
Karşı akış, ikisi de karışıyor	$\epsilon = \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{C^*}{1 - \exp(-NTU \cdot C^*)} - NTU}$	$\epsilon = \frac{1}{2 \left[1 - \exp(-NTU)\right] - 1/NTU}$	$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*}$
1-2 gövde-boru ısı değıştirci Gövde tarafı karışıyor.	$\epsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^{*2})^{1/2} \coth(\Gamma/2)}$ where $\Gamma = NTU(1 + C^{*2})^{1/2}$, $\coth(\Gamma/2) = (1 + e^{-\Gamma})/(1 - e^{-\Gamma})$	$\epsilon = \frac{2}{2 + \sqrt{2} \coth(\Gamma/2)}$ where $\Gamma = \sqrt{2} NTU$	$\epsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^{*2})^{1/2}}$

8.4.2 P – NTU Yöntemi

P – NTU yönteminde, sıcak akışkandan soğuk olana yapılan ısı transferi Bağıntı-8.15'e göre hesaplanır.

$$q = P_1 C_1 \Delta T_{max} = P_2 C_2 \Delta T_{max} \quad (8.15)$$

Tablo 8.3 P – NTU Formülleri [4]

Akış Düzeni	P-NTU formülleri	R ₁ =1 için değerler	NTU ₁ → ∞ için değer
Zıt akış, simetrik	$P_1 = \frac{1 - \exp[-NTU_1(1 - R_1)]}{1 - R_1 \exp[-NTU_1(1 - R_1)]}$ $NTU_1 = \frac{1}{1 - R_1} \ln \frac{1 - R_1 P_1}{1 - P_1}, \quad F=1$	$P_1 = \frac{NTU_1}{1 + NTU_1}$ $NTU_1 = \frac{P_1}{1 - P_1}, \quad F=1$	$P_1 \rightarrow 1 \text{ for } R_1 \leq 1$ $P_1 \rightarrow 1/R_1 \text{ for } R_1 \geq 1$ $NTU_1 \rightarrow \infty, \quad F=1$
Paralel akış, simetrik	$P_1 = \frac{1 - \exp[-NTU_1(1 + R_1)]}{1 + R_1}$ $NTU_1 = \frac{1}{1 + R_1} \ln \frac{1}{1 - P_1(1 + R_1)}$ $F = \frac{(R_1 + 1) \ln[(1 - R_1 P_1)/(1 - P_1)]}{(R_1 - 1) \ln[1 - P_1(1 + R_1)]}$	$P_1 = \frac{1}{2} [1 - \exp(-2NTU_1)]$ $NTU_1 = \frac{1}{2} \ln \frac{1}{1 - 2P_1}$ $F = \frac{2P_1}{(P_1 - 1) \ln(1 - 2P_1)}$	$P_1 \rightarrow \frac{1}{1 + R_1}$ $NTU_1 \rightarrow \infty$ $F \rightarrow 0$

Tablo 8.4 Isı değiştirici parametrelerinin değişimlerinin etkisi [4]

Değeri Artan Değişkenler	Etkilenen değişkenler					
	ε	NTU	C*	q	T _{h,o}	T _{c,o}
\dot{m}_h or C_h	↑	↑	↓	↑	↑	↑
\dot{m}_c or C_c	↓	↓	↑	↑	↓	↓
T _{h,i}	-	-	-	↑	↑	↑
T _{c,i}	-	-	-	↓	↑	↑
h_c or A_c	↑	↑	-	↑	↓	↑
h_h or A_h	↑	↑	-	↑	↓	↑

Bağıntı-6'da P, akışkan 1 ya da 2 için sıcaklık verimi olarak tanımlanır. ε ile benzer olarak boyutsuzdur ve geçiş birimi sayısına, ısı kapasite debilerine, akış düzenine bağlıdır. Bu yöntem ε – NTU yönteminden daha önce kullanılmaya başlanmıştır ve daha sonra P-NTU yönteminin bir varyantı olarak ε – NTU yöntemi ortaya çıkmıştır. P sıcaklık farklarının oranı alınarak hesaplanır (Bağıntı-8.6).

$$P_1 = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{2,o}} \quad \text{ve} \quad P_2 = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{2,i} - T_{1,i}} \quad (8.16)$$

Geçiş birimi sayısı da ε – NTU yöntemindeki gibi tanımlanır, iki akışkan için Bağıntı-8.7'deki gibidir.

$$NTU_1 = \frac{UA}{C_1} \quad \text{ve} \quad NTU_2 = \frac{UA}{C_2} \quad (8.17)$$

$$\text{Isıl kapasite debileri oranları (R) ise } R_1 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{1,o} - T_{1,i}} \quad \text{ve} \quad R_2 = \frac{C_2}{C_1} = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{2,o}} \quad (8.18)$$

$$\text{Buna göre } R_1 = \frac{1}{R_2} \quad NTU_1 = NTU_2 R_2 \quad \text{ve} \quad P_1 = P_2 R_2 \quad (8.19)$$

yazılabilir.

Farklı ısı değiştirici modelleri için $P - NTU$ formülleri Tablo- 8.2'de verilmektedir.

8.4.3 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı Yöntemi

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemi genellikle gövde-boru tip ısı değiştiricilerin tasarımında kullanılır. Bu yöntemde ortalama sıcaklık farkları (Bağıntı-8.10) ve logaritmik ortalama sıcaklık farkları (Bağıntı-8.11) değerleri yoluyla hesaplanır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkları, düzeltme faktörü kullanılarak ortalama sıcaklık farklarına dönüştürülür.

$$\Delta T_{lm} = T_{h,i} - T_{c,i} = F \Delta T_{lm} \quad (8.20)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (8.21)$$

T_1 ve T_2 sıcaklık farkları ise, ısı değiştiricinin akış şekline göre değişir. Karşı akışlı model için Bağıntı 8.22'de, paralel akışlı model için Bağıntı 8.13'te gösterilmektedir

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \text{ ve } \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (8.22)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,i} - T_{c,i} \text{ ve } \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (8.23)$$

Sıcaklık farkları bulunduğundan sonra, transfer edilen ısı miktarı bulunur (Bağıntı-8.14).

$$q = UA \Delta T_m \quad (8.24)$$

Ortalama sıcaklık farkı, Bağıntı-1 ve 5 ile ilişkilendirilebilir (Bağıntı-8.15).

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} \varepsilon}{NTU} = \frac{\Delta T_{max} P_1}{NTU_1} \quad (8.25)$$

Bir ısı değiştiricinin ısı hesabı için bu üç temel yöntem de kullanılabilir. Genel olarak yöntemlerin hesap hassasiyetlerinden kaynaklı %3 civarı fark gözlenmektedir. Akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyorsa logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemi, aksi durumlarda $\varepsilon - NTU$ ya da $P - NTU$ yöntemlerinden biri kullanılabilir [14].

8.4.4 $\psi - P$ ve $P_1 - P_2$ Yöntemleri

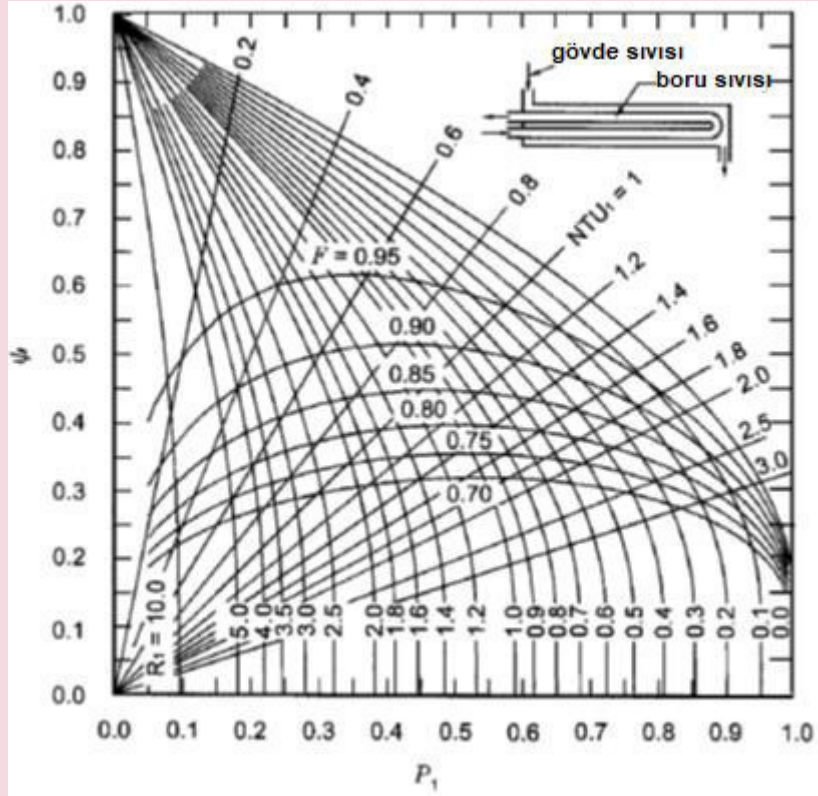
1967'de Mueller tarafından farklı bir yöntem tanımlanmış ve ısı değiştiricideki ısı geçişi miktarı buna göre hesaplanmıştır (Bağıntı-8.16).

$$q = UA \psi (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (8.26)$$

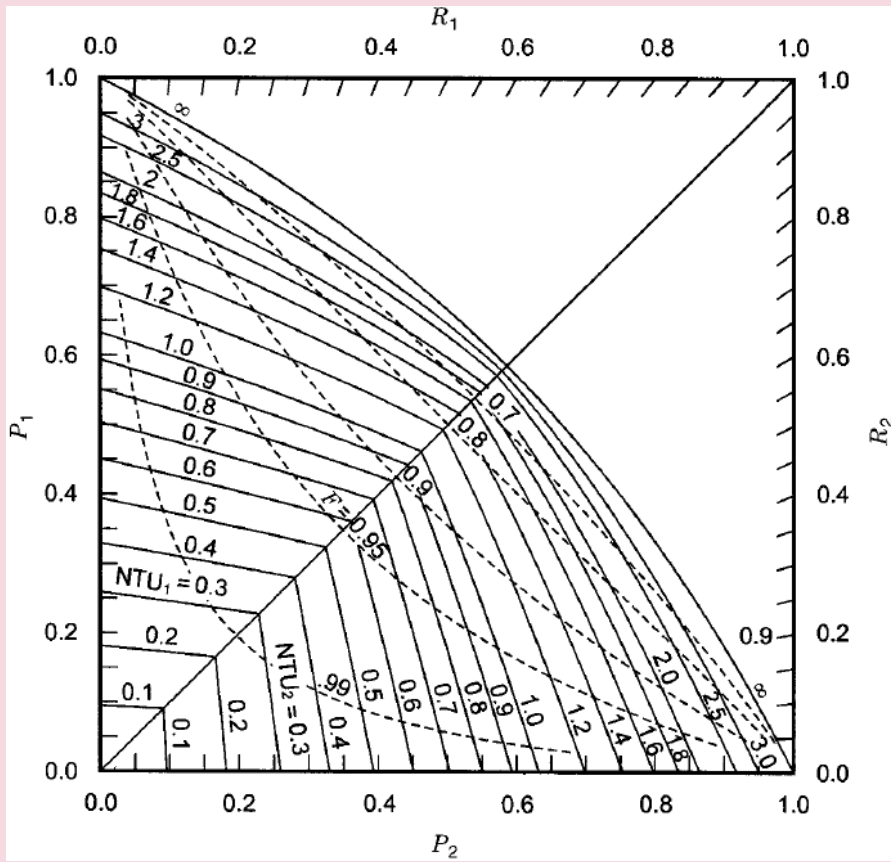
Bağıntı-8.26'daki ψ , ortalama sıcaklık farkının giriş sıcaklık farkına oranıdır.

$$\psi = \frac{\Delta T_m}{(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{max}} \text{ ve } \psi = \frac{\varepsilon}{NTU} = \frac{P_1}{NTU_1} = \frac{P_2}{NTU_2} \quad (8.27)$$

ψ 'nin; P_1 , R_1 , NTU_1 ve F 'nin değişimine göre değerleri grafiksel olarak verilmiştir (Şekil-8.8).



Şekil-8.8 ψ 'nin 1-2 TEMA E tipi gövde-boru ısı değıştiricideki değışimi [4]



Şekil-8.9 1-2 TEMA E tipi gövde-boru ısı değıştiricinin P_1 - P_2 değışimi [4]

1990 yılında Roetzel ve Spang, ısı değiştiricilerin birçok temel boyutsuz değişkenini içeren bir grafik hazırlamışlardır (Şekil-8.9). Bu grafiği kullanarak herhangi bir iterasyon yapmadan kapasite ve boyut belirlemesi yapılabilmektedir.

8.5 REJENERATÖRLER İÇİN TASARIM YÖNTEMLERİ

Rejeneratörlerin tasarımında da reküperatörlerde olduğu gibi benzer kabuller yapılır. Bunlar kısaca, sistemin dışarıdan izole olması, faz değişiminin olmaması, ışınlım etkisinin ihmal edilebilir olması, dışarıya herhangi bir sızıntı olmaması, kütle ve matris yüzeyinin homojen dağılmış olmasıdır. Rejeneratörler dönen ve sabit matrisli modeller olarak yoğunlaşmıştır ve bu modellerin ısıl tasarımında ϵ - NTU_0 ve Λ - Π olmak üzere iki yöntem kullanılır.

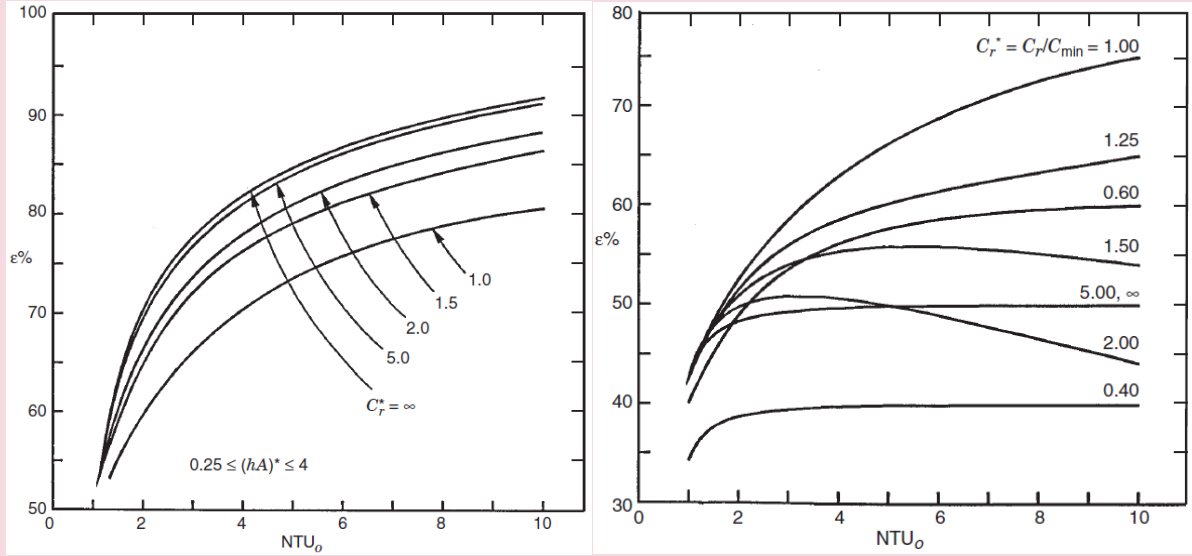
8.5.1 $\epsilon - NTU_0$ Yöntemi

ϵ , reküperatörlerin tasarımında da kullanıldığı gibi ısıl verimi temsil eder ve transfer edilen ısı miktarının, mümkün olan maksimum ısı transferi miktarına oranıdır. Isıl verim, NTU_0 (Bağıntı-8.18), C^* (Bağıntı-8.19), C_r^* (Bağıntı-8.20), ve $(hA)^*$ (Bağıntı-8.21) parametrelerinin fonksiyonu olarak bulunabilir.

$$NTU_0 = \frac{1}{C_{min}} \left[\frac{1}{1/(hA)_h + 1/(hA)_c} \right] \quad (8.28)$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} \quad (8.29)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (8.30)$$



Şekil-8.10 Isıl verimin değişimi, a-karşı akış, b-parallel akış [1].

$$(hA)^* = \frac{C_{min} \text{ tarafındaki } (hA)}{C_{max} \text{ tarafındaki } (hA)} \quad (8.31)$$

Ters ve paralel akışlı rejeneratörlerde, ısıl verimin bu parametrelere göre değişimi Şekil-8.11'de verilmiştir.

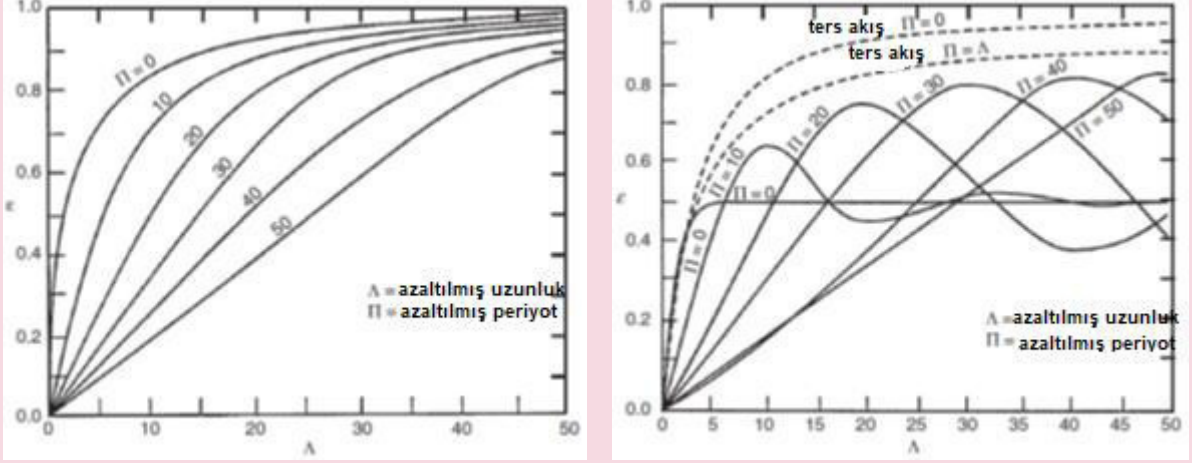
8.5.2 Λ - Π Yöntemi

Genellikle sabit matrisli rejeneratörler için bu yöntem kullanılır. Zamandan bağımsız, uzaklıkla ilgili boyutsuz değişkenler kullanılarak çözüme ulaşılır. Bu yöntemde rejeneratör verimi, Λ_h , Λ_c , Π_h , Π_c 'nin fonksiyonudur (Bağıntı-8.22, 8.23).

$$A = bL \quad (8.32)$$

$$\Pi = cP_h \text{ veya } cP_c \quad (8.33)$$

Bağın-23 ve 24'te b ve c sabit sayılardır ve A boyutsuz uzunluk, Π boyutsuz periyot olarak tanımlanmıştır. Ters akış ve paralel akışlı rejeneratörlerin verimine, boyutsuz uzunluk ve periyot değişkenlerinin etkisi Şekil-8.11'de verilmiştir.



Şekil-8.11 A - Π Yönteminde ısı veriminin değişimi, a-karşı akış, b-paralel akış [1]

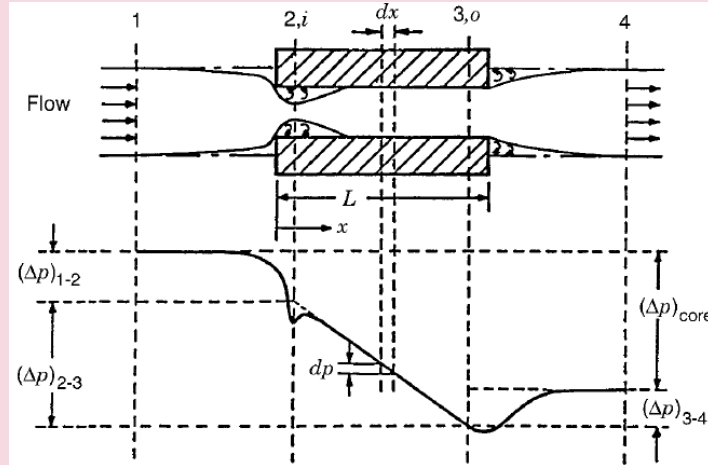
8.6 ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE BASINÇ DÜŞÜMÜ

Isı değiştiricilerde basınç düşümü gövdedeki basınç düşümü ve akış yönlendirme cihazlarındaki (yardımcı elemanlar) olarak iki başlıkta incelenir [1]. Isı değiştiricilerde akış modeli karmaşık olduğundan, basınç düşümünün belirlenmesinde teorik analizlerin yanı sıra yaklaşık çözümlerden ve deneysel bulgulardan da yararlanır [14].

8.6.1 Gövdeki Basınç Düşümü

Isı değişim yüzeylerinin bir biriminde, akışın geçtiği her bölüm için gerçekleşen basınç düşümleri toplanarak toplam basınç kaybı elde edilir (Şekil-8.12). Buna göre;

$$\Delta p = \Delta p_{1-2} + \Delta p_{2-3} - \Delta p_{3-4} \quad (8.34)$$



Şekil-8.12 Isı değiştirici gövdesinde bir geçiş basınç düşümü [1]

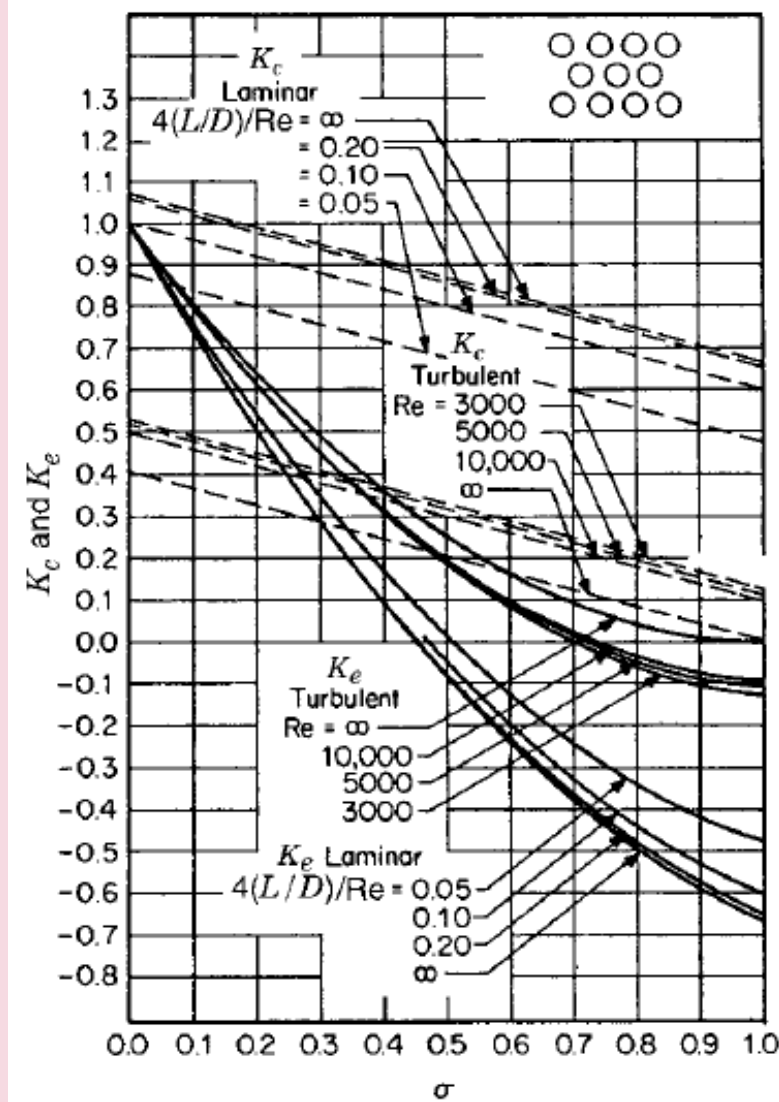
Şekil-8.12'de 2 ve 3 istasyonları sırasıyla, birim giriş ve çıkışını belirtir. 1-2 arasındaki basınç düşümü girişteki ani daralmadan, 2-3 arasındaki basınç düşümü ise düz boru içindeki sürtünme kayıplarından kaynaklanır. 3-4 arasında ise ani genişlemeden dolayı basınç artışı yaşanmaktadır. Toplam basınç kaybı Bağıntı-8.25'den hesaplanır.

$$\Delta p = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \left[(1 - \sigma^2 + K_c) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_0} - 1 \right) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m - (1 - \sigma^2 - K_c) \frac{\rho_i}{\rho_0} \right] \quad (8.35)$$

Bağıntı-26'da parantezi içindeki birinci terim girişten, ikinci terim akışın hızlanmasından (momentum etkisi), üçüncü terim gövde içindeki sürtünmeden, dördüncü terim ise çıkıştan kaynaklanan basınç düşümünü gösterir. Esas basınç kaybını oluşturan, toplam basınç kaybının %90'ına tekabül eden kısım gövde içindeki sürtünmeden kaynaklanan üçüncü kısımdır. σ ve G sırasıyla, minimum akış alanının ön bakış alanına oranı ve gövde kütle akısıdır. Bağıntı-8.36'ya göre hesaplanırlar.

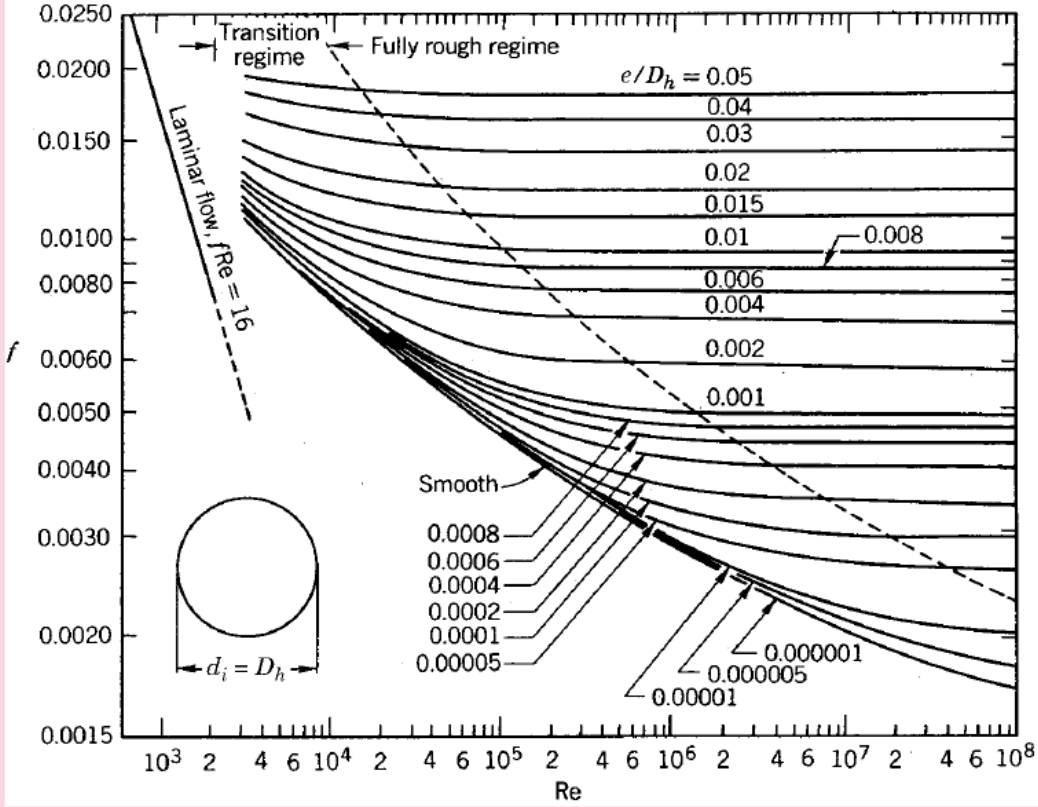
$$\sigma = \frac{A_{0,2}}{A_{0,1}} = \frac{A_{0,3}}{A_{0,4}} \quad \text{ve} \quad G = \frac{\dot{m}}{A_{0,2}} \quad (8.36)$$

K_c ve K_e kayıp katsayıları ise, farklı ısı değiştirici tipleri için hazırlanmış grafiklerden bulunabilir. Yuvarlak borulu çekirdek için olan Şekil-8.13'de verilmiştir.



Şekil-8.13 Giriş ve çıkış kayıp katsayıları [1]

Son olarak Fanning sürtünme katsayısı f , nümerik olarak hesaplanabilse de değişik boru şekilleri için hazırlanmış grafiklerden de bulunabilir (Şekil-8.14).



Şekil-8.14 Dairesel borular için sürtünme katsayısı [1]

8.6.2 Yardımcı Elemanlarda Basınç Düşümü

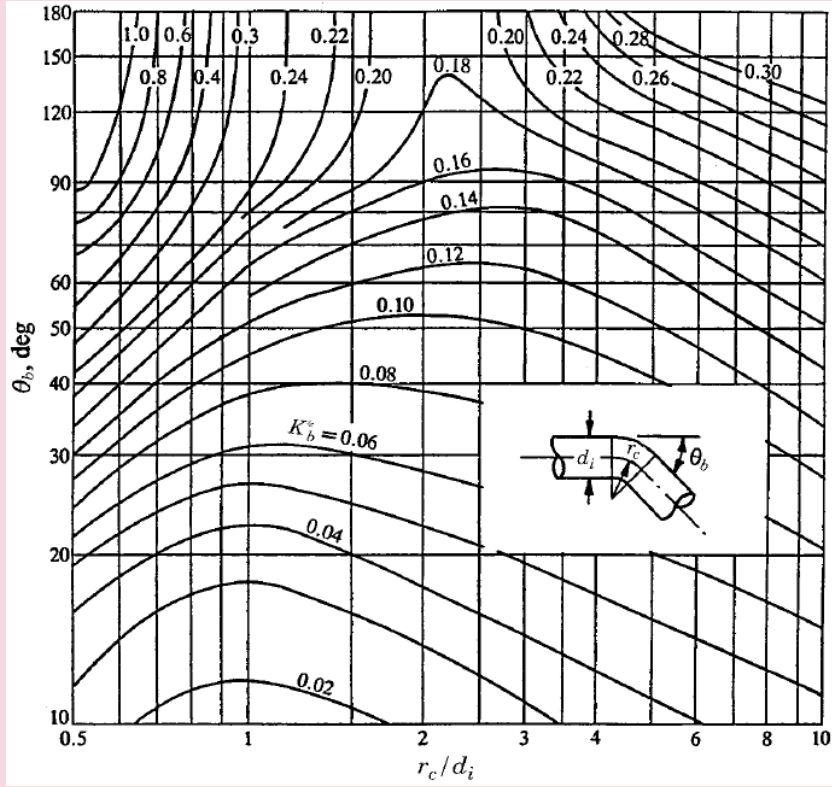
Bu bölümde temel olarak akışın yön değiştirmesi için kullanılan elemanlar yani dirsekler incelenecektir. Borunun eğrilik açısına göre basınç düşümü Bağın-8.27'ye göre hesaplanır. Bağın-8.27'de u_m eksenel hızı, $K_{b,t}$ (Bağın-8.37) ise basınç düşüm katsayısını belirtir.

$$\Delta p = K_{b,t} \frac{\rho u_m^2}{2g_c} \quad (8.37)$$

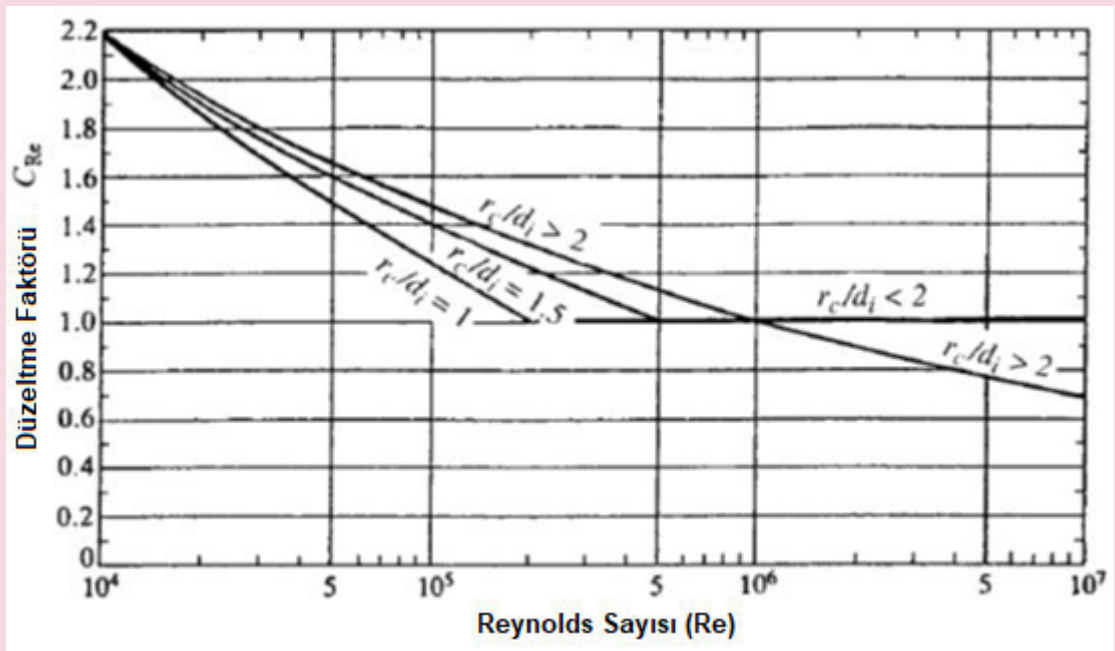
$$K_{b,t} = K_b + K_f = K_b + f \frac{4L}{D_h} \quad (8.38)$$

$$K_b = K_b^* C_{Re} C_{dev} C_{rough} \quad (8.39)$$

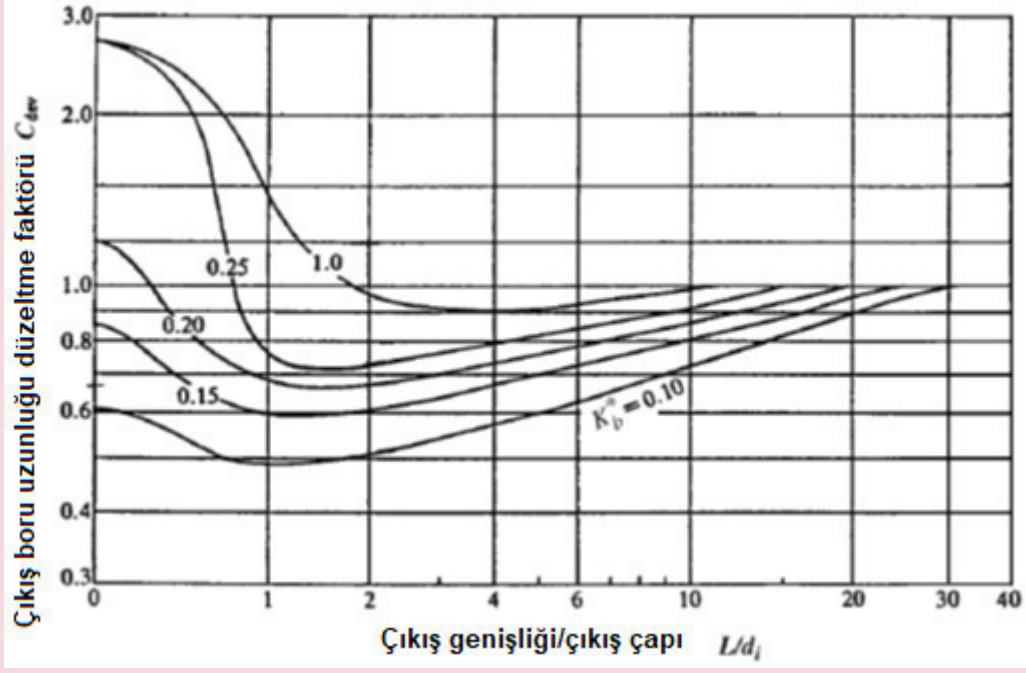
Bağın-8.39'daki katsayılar sırasıyla; dirsek basınç kaybı katsayısı, Reynolds sayısına göre düzeltme faktörü, akış gelişimine göre düzeltme faktörü ve yüzey pürüzlülüğüne göre düzeltme faktörüdür. Yüzey pürüzlülüğüne göre düzeltme faktörü; Şekil-8.15'teki pürüzlü yüzey için bulunan sürtünme katsayısının, pürüzsüz yüzey için bulunan sürtünme katsayısına oranıyla bulunur. Diğerleri ise sırasıyla Şekil-8.15, 8.16 ve 8.17'den elde edilir. Benzer şekilde kare ya da prizmatik kesitli borular için de grafikler hazırlanmıştır. Bu grafikler kullanılarak basınç kaybı hesaplanabilir.



Şekil-8.15 Dirsek basınç kaybı katsayısı ($Re=10^6$ için) [1]



Şekil-8.16 Reynolds sayısına göre düzeltme faktörü [1]



Şekil-8.17 Akış gelişimine göre düzeltme faktörü [1]

8.7 ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KİRLİLİK VE KOROZYON

Kirlilik ısı değişim yüzeyinde istenmeyen maddelerin (kalıntıların) birikmesidir. Bu kalıntılar kristaller, polimerler, inorganik tuzlar olabileceği gibi korozyon sonucu ortaya çıkan malzeme artıkları da olabilir. Korozyon ise akışkanların aşındırıcı hareketleri sonucu ya da dış ortam ile temas sonucu gerçekleşen, ısı transfer yüzeylerindeki mekanik bozunumdur.

8.7.1 Kirlilik

Isı değiştiricilerde kirlilik; ısı performansı düşürür, basınç kaybını artırır, korozyonu destekler ve sonuç olarak ısı değiştiricinin kullanım dışı kalmasını sağlar. Bu sebeple etkin kontrolü ve mücadelesi yapılmalıdır. Altı çeşit kirlilik tipi bulunmaktadır. Bunlar; çökeltme ya da kristalleşme, katı parçacıklar (çözünmezler), kimyasal reaksiyon, korozyon, biyolojik ve donma (katılaşma) sonucu kirliliktir. Biyolojik kirlenme hariç tüm çeşitler hem sıvı hem de gaz tarafı için geçerlidir. Biyolojik kirlenme sadece sıvı tarafında gerçekleşir.

Çökeltme ya da kristalleşme durumu, çözülmüş tuzların, ısı transfer yüzeyi üzerinde çözünürlük limitini geçmesi sonucu oluşur. Parçacıklarla (çözünmezler) kirlenme, akışkanın içindeki parçacıkların ısı transfer yüzeyinde asılı kalması sonucu oluşmaktadır. Kimyasal reaksiyon kirlenmesi, ısı transfer yüzeyinin katalizör görevi görerek, akışkan bileşenlerinin kimyasal tepkimeye girmesi ve tortu oluşturması ile gerçekleşir. Bu tip kirlenme genellikle ısı değiştiricinin yerel sıcak noktalarında görülür. Korozyon kirlenmesinde ise, ısı transfer yüzeyinin kendisi akışkan ile reaksiyona girer, bu da bir çeşit kimyasal reaksiyon kirlenmesidir. Biyolojik kirlenme, makro ya da mikro organizmaların ısı transfer yüzeyinde birikmesi, o yüzeye yapışması sonucu gerçekleşir. Genellikle akışkanı su olan sistemlerde görülür. Donma ya da katılaşma kirlenmesi, aşırı soğutulmuş ısı transfer yüzeyinin etkisiyle, diğer taraftaki sıvı ya da gazın katılaşmasıyla oluşur. Nemli havanın soğutulması sürecinde görülebilir. Bu çeşitlerin birden fazlası aynı anda görüldüğünde de birleşik kirlenme adını alır. Kirlenme sürecini etkileyen bir sebepten bahsedilemez; akışkanın hızı, sıcaklığı, kimyasal özelliği bu parametrelerdendir. Isı değiştiricinin sıvı tarafında kirlenmeyi etkileyen başlıca parametreler Tablo 8.5'te görülmektedir. Benzer şekilde ısı değiştiricinin gaz tarafında da bazı parametrelerin değişimiyle, belirli kirlilik şekilleri görülür (Tablo- 8.6).

Isı değiştiricilerinde farklı ortam çeşitleri için kirlilik faktörleri daha önce yapılan deneysel çalışmalar sonucu elde edilmiştir. Sıvı ve gaz tarafı için örnek kirlilik faktörleri Tablo- 8.7'de görülebilir.

Tablo 8.5 Sıvı Tarafındaki kirlenmeyi etkileyen parametreler [1]

Operasyon Değişkeni	Çökeltme	Donma	Katı Parçacıklar	Kimyasal	Korozyon	Biyolojik
Sıcaklık	↑↓	↓	↑↓↔	↑↓	↑↓	↑↓↔
Hız	↓↔	↑↓	↓	↓	↑↓↔	↑↓
Aşırı doyma	↑	↑	-	-	-	-
pH	↑	-	↑↓	-	↑↓	↑↓
Kirlilik	-	↓	-	-	-	-
Konsantrasyon	↑	↑	↑	-	-	-
Yüzey Pürüzü	↑	↑	↑↔	-	↑↔	↑
Basınç	↔	↔	-	↑	↑	↑↓
Oksijen	↔	↔	-	↑	↑	↑↓

Tablo 8.6 Gaz tarafındaki kirlenmeyi etkileyen parametreler [1]

Operasyon Değişkeni	Katı Parçacıklar	Donma	Kimyasal	Korozyon
Sıcaklık	↑↓	↓	↑	↑↓↔
Hız	↑↓↔	↓	↑↓↔	↑↔
Kirlilik	-	↓	-	-
Konsantrasyon	↑	↑	-	↑
Yakıt-hava oranı	↑	-	↑	-
Yüzey Pürüzü	↑↔	-	-	↑↔
Oksijen	↔	↔	↑	-
Kükürt	-	-	↑	↑

Kirlilik sürecini kontrol edebilmek için farklı yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemler, çevrim-içi ve çevrim-dışı olarak ayrılmaktadır. Çevrim-içi yöntemlerde sistem çalıştığı sırada temizleme ya da önleme yapılabilirken, çevrim-dışı yöntemleri uygulayabilmek için sistemin durdurulması gerekmektedir [2]. Kirlilikten kurtulmak ya da kirliliği engellemek için yüzey temizleme yöntemleri uygulanır veya sisteme cihaz ve kimyasal eklenir. Örneğin; sudaki kristalleşmeyi önlemek için yumuşatarak mineraller tutulur, ya da akışkandaki katı parçacıklar filtreleme ile ayrıştırılır. Bunlara ek olarak; biyolojik kirlenmeyi engellemek için sisteme sürekli ya da periyodik olarak klor enjekte edilir, ayrıca korozyonu engellemek için metal koruyucu tabaka ile kaplanır.

Tablo 8.7 Sıvı ve gaz tarafında kirlilik faktörü değerleri [1]

		(m ² .K/kW)		
Operasyon sıvısı		PHEs	R _f – TEMA	
Yumuşak su		0.018	0.18-0.35	
Soğutma Kulesi Suyu		0.044	0.18-0.35	
Deniz suyu		0.026	0.18-0.35	
Nehir suyu		0.044	0.35-0.53	
Yağlayıcı		0.053	0.36	
Organik çözücüler		0.018-0.053	0.36	
Buhar		0.009	0.18	

		Weierman	Zink	TEMA
Operasyon gazı		(1982)	(1981)	(1978)
Temiz gaz	Doğal gaz	0.0881-0.528	0.176	-
	Propan	0.176-0.528	-	-
	Bütan	0.176-0.528	-	-
	Gaz türbin	0.176	-	-
Ortalama gaz	No.2 yağ	0.352-0.704	0.528	-
		0.264	-	-
		0.528	-	1.76
Kirli gaz	No.6 yağ	0.528-1.23	0.881	-
	Ham petrol	0.704-2.64	-	-
	Artık yağ	0.881-3.52	1.76	-
	Kömür	0.881-8.81	-	-

8.7.2 Korozyon

Korozyon, ısı transfer yüzeyinin deforme olması, malzeme kaybetmesi yani bozulmasıdır. Başlıca tipleri; tek tip saldırı, galvanik, çukurlaşma, stres ve erozyon korozyonlarıdır. Tek tip korozyon, metalin akışkanla temas eden tüm yüzeyi boyunca kimyasal ya da elektro-kimyasal reaksiyonu sonucu gerçekleşir. Genelde metal ve akışkan homojen dağılımlı ise görülür. Bu tip dışındaki diğer korozyon tipleri bölgesel (lokal) korozyon çeşitleridir. Galvanik korozyonda; ısı değiştirici bünyesinde bulunan elektrik potansiyeli farklı metallerin, akışkanı elektrolit olarak kullanmasıyla gerçekleşir. Çukurlaşma korozyonunda, metalin belirli bölgelerinde küçük çukurlarla başlayan delikler oluşur. Stres korozyonunda, ani çekme gerilmeleri sonucu çatlaklar oluşur. Erozyon korozyonunda ise, yüksek hızlı akışkan hareketi sonucu yüzeyden bölgesel olarak malzeme kalkar.

İleri korozyon kontrolüne aşağıdaki hususlarla ulaşılabilir;

- Korozyona dayanıklı, kaplanmış metal kullanılmalı,
- Korozyon engelleyici akışkan kullanılmalı,
- İyi tasarım yapılmalı; yarıklardan, ölü akışkan bölgelerinden kaçınılmalı, akışkan hızları optimum seviyede ve eş dağılımlı olmalı, çekme ve kalıntı gerilmeleri minimum seviyeye indirilmeli,
- Temiz akışkan ve metal yüzeyi sağlanmalı,
- Malzeme olarak galvanik metaller ya da yakın metaller kullanılmalı ve alüminyum alaşımlardan kaçınılmalıdır.

8.BÖLÜM KISALTMALARI

Değişken	Tanımlama
A	Alan [m^2]
C_{Re}	Reynolds sayısına göre düzeltme faktörü
$C_{p,th}$	Taze havanın özgül ısı [$J/kg-^{\circ}C$]
$C_{p,eh}$	Egzoz havası özgül ısı [$J/kg-^{\circ}C$]
C_{dev}	Akış gelişimine göre düzeltme faktörü
C_{rough}	Yüzey pürüzlülüğüne göre düzeltme faktörü
C^*	Kapasite seviye oranları [-]
Cr	Rejeneratörün ısı kapasitesi
F	Fanning sürtünme katsayısı
G	Gövde kütle akısı [$kg/s.m^2$]
q	Sıcak akışkandan soğuk akışkana ısı transferi [W]
K_b	Bükülme basınç kaybı katsayısı
K_c	Ani daralma basınç düşüm katsayısı
K_e	Ani genişleme basınç düşüm katsayısı
K_f	Sürtünme kayıp katsayısı
\dot{m}_{th}	Taze hava debisi [kg/s]
\dot{m}_{eh}	Egzoz hava debisi [kg/s]
NTU	Isı transferi/geçiş birim sayısı [-]
P_f	Fan gücü [W]
\dot{Q}	Isı transfer seviyesi [W]
Q_{hx}	Isı değiştiriciden bir ısıtma/soğutma sezonunda geri kazanılan ısı [kJ]
Q_{top}	Klima santralinin bir ısıtma/soğutma sezonunda kullanmış olduğu toplam enerji [kJ]
$\dot{Q}_{cihaz,n}$	Isı geri kazanım cihazından net olarak elde edilen ısı güç [W]
\dot{Q}_{top}	Egzoz havasından alınabilecek maksimum güç [W]
V	Hacim [m^3]
t_{th}	Taze hava sıcaklığı [$^{\circ}C$]
t_{eh}	Egzoz hava sıcaklığı [$^{\circ}C$]
ΔT_{lm}	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı [K]
ΔT_m	Ortalama sıcaklık [K]
Δp	Isı geri kazanım cihazındaki basınç düşümü [Pa]
$P_{\Delta p}$	Isı geri kazanım cihazlarındaki basınç kayıplarından kaynaklanan güç kaybı [W]
$P_{motor,k}$	Isı geri kazanım cihazlarındaki fan, pompa ve kompresör motorlarının harcadığı güç [W]
Λ	Boyutsuz uzunluk
Π	Boyutsuz periyod
U	Toplam ısı geçiş katsayısı [W/m^2-K]
u_m	Ortalama akışkan hızı [m/s]
η_t	Isıl verim [-]
η_f	Fan verimi [-]
η_e	Enerji verimi [-]
ε	Etkenlik katsayısı [-]
ε_n	Net cihaz verimi [-]
σ	Minimum akış alanının ön bakış alanına oranı
ψ	Ortalama sıcaklık farkının giriş sıcaklık farkına oranı
Θ_b	Bükülme açısı

İndisler

i: giriş

o: Çıkış

h: Sıcak

c: Soğuk

8.BÖLÜM KAYNAKLARI

1. Shah, R. K. and Sekulic, D. P. 2003. *Fundamentals of heat exchanger design*, John Wiley & Sons Inc., USA.
2. On 27th May 2013, retrieved from http://www.gec.jp/waste/data/waste_C-4.html
3. On 12th May 2013, retrieved from http://en.wikipedia.org/wiki/Cooling_tower
4. On 29th May 2013, retrieved from <http://www.secshellandtube.com/>
5. On 12th May 2013, retrieved from <http://www.peerlessmfg.com/heat-exchangers.html>
6. *Best Practice Programme, 2000. Compact Heat Exchangers a Training Package for Engineers*, WS Atkins Consultants Ltd., USA.
7. On 29th May 2013, retrieved from <http://www.alfalaval.com/products-and-solutions/Pages/products-and-solutions.aspx>
8. On 29th May 2013, retrieved from <http://www.tapiro.fi/tuotteet/lammonsiirtimet.html>
9. On 29th May 2013, retrieved from <http://www.beca-engineering.com/LowFin.html>
10. On 29th May 2013, retrieved from http://en.wikipedia.org/wiki/Thermal_wheel
11. Kays, W. M. and London, A. L. 1984. *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill Book Co., USA.
12. On 29th May 2013, retrieved from <http://thisisecs.com/blog/>
13. On 29th May 2013, retrieved from <http://www.real-worldphysics-problems.com/heat-exchanger.html>
14. Genceli, O. F. 2005. *Isı Değişiricileri*, Birsen Yayınevi, İstanbul, Turkey.
15. Kakaç, S. and Liu, H. 2002. *Heat exchangers selection, rating and thermal design*, CRC pres, USA.
16. Bulgurcu, H. *Klima Tesisatı*, 840 Sayfa, Makine Mühendisleri Odası Yayını No:663, İstanbul 2016.

BÖLÜM-9 EKONOMİZÖRLER

9.1 GİRİŞ

Ekonomizör, baca gazından düşük seviyeli enerjiyi atmosfere boşaltılmadan önce geri kazanarak yüksek genel kazan ısı verimi sağlamada kilit bir işlevi yerine getirir. Ekonomizör, kazan besleme suyunu ısıtarak enerji tasarrufu sağlar. Ekonomizör, kazan besleme suyunu buhar tamburuna veya fırın yüzeylerine girmeden önce ön ısıtmak için kullanılan borulu ısı transfer yüzeyleridir. Ekonomizör baca gazından ekstra enerji geri kazanarak işletme maliyetlerini düşürür veya yakıttan tasarruf sağlar. Ekonomizörler ayrıca besleme suyu tambura veya şelaleye girerken termal şok ve potansiyel su sıcaklık dalgalanmalarını azaltır. Azot oksitleri ve kükürt dioksit salınımını sınırlayan giderek daha katı olan çevresel düzenlemeler de Ekonomizör tasarımını etkileyebilir. Gaz tarafı ısı transfer katsayısı, su tarafı ısı transfer katsayısından çok daha azdır. Bunu telafi etmek için, boruların dış yüzeyi, ısı transferinin yüzey alanını arttırmak için kanatlı olabilir. Ekonomizör tasarımının nihai amacı, gerekli ısı transferini minimum maliyetle elde etmektir. Ekonomizör için temel bir tasarım kriteri izin verilen maksimum baca gazı hızıdır. Daha yüksek hız daha iyi ısı transferi sağlar ve ilk yatırım maliyetini düşürür [1].

Ekonomizör boruları, fosil yakıt enerji santrallerinde, kazan besleme suyunu kazan tamburuna girmeden önce ön ısıtmak ve kazandan çıkan baca gazından gelen ısının bir kısmını geri kazanmak için kullanılır. Ekonomizör, arka yatay kızdırıcının altındaki kazan arka gaz geçişinde bulunur. Her bölüm birkaç paralel boru devresinden oluşur. Besleme suyu, ekonomizör girişine besleme durdurması ve dış basıktaki çek valfler üzerinden sağlanır. Besleme suyu, tambur üzerine ekonomik bağlantılar kullanılarak pompalanır. Ekonomizörde buharlanma, ekonomizör çıkış suyu sıcaklığının kontrol edilmesiyle önlenir. Ekonomizör borularının çalışma sıcaklığı 399 °C'nin altındadır, bu da genellikle yumuşak çelik olan boru malzemesinin sünme oluşumunun beklenmediğini gösterir. Bu nedenle, çalışma sıcaklığı aralığındaki kırılma özelliklerinden ziyade gerilme özellikleri, bu boruların geri kalan ömrünün tahmin edilmesinde çok önemlidir. Genel olarak ekonomizör borularının erken arızaları, esas olarak baca gazı erozyonu, düşük sıcaklıkta su korozyonu, yorgunluk, oksijen birikmesi gibi sebeplerden dolayı meydana gelir.

9.2 EKONOMİZÖR TİPLERİ [2]

9.2.1 Üretim Yöntemine Göre Sınıflandırma

1. Çıplak Düz Boru Tipi Ekonomizörler

Bu tip ekonomizörler baca gazlarına dayanıklı olacak şekilde dökme demir borulardan yapılırlar. Baca gazları boru etrafından geçerken kazan besleme suyuna ısı transferi oluşur.

1. Kurum birikmesi önlediği sürece yüksek verimlidirler.



Şekil-9.1 Çıplak düz boru ekonomizörler

2. Yivli Borulu Tip Ekonomizörler

Soğutulmuş boru ekonomizörleri, kademeli dökme demir kanatçıkları kullanılarak üretilen dökme demirden yapılmıştır, aşağıdaki özelliklere sahiptir,

1. Kanatçıkları borularla doğrudan teması sayesinde yüksek optimum verimlilik.
2. Yakılan yakıtın kalitesinden dolayı zehirli baca gazının üretildiği tesislerde yaygın olarak kullanılır.

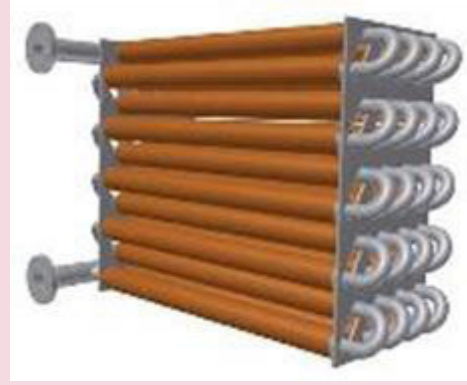
3. Yuvarlak Kanatlı Borulu Ekonomizör

Karbon çelik dikişsiz borulara kaynak yapılmış kare ve yuvarlak kanatlı yumuşak çelikten imal edilmiştir.

1. Optimum verim için borular ve kanatçıklar arasında doğru temas sağlanır.



Şekil-9.2 Kanatlı borulu ekonomizör



Şekil-9.3 Yuvarlak kanatlı borulu ekonomizör

4. Sarmal Borulu Tip Ekonomizör

Bunlar çoğunlukla termik santrallerde ve büyük işlem ünitelerinde kullanılır. Bu sarmal boru tipi ekonomizörler, kesintisiz karbon çelikten imal edilmiştir, aşağıdaki özelliklere sahiptir,

1. Bunlar, ısının gazlardan geri kazanılmasında çok etkilidir.
2. Çok az yer kaplar.

5. Yatay Kanatlı Boru Ekonomizör

Bu ısı yalıtımı için ekonomizör komple montajı yapmak için yatay kanatlı kaynaklı karbon çelik dikişsiz boru, aşağıdaki özelliklere sahiptir,

1. Mükemmel ısı transferi için kanatçıkları borularla teması için uygun özen gösterilmektedir.
2. Bunlar daha çok Termik Santraller tarafından kullanılmaktadır.



Şekil-9.4 Sarmal borulu ekonomizör



Şekil-9.5 Yatay kanatlı ekonomizör

9.2.2 Kazan Verimliliğine Dayalı Ekonomizör Çeşitleri

Maksimum kazan verimliliğini algılamak için farklı tür ekonomizörlerin kazanla birlikte uygun olarak nasıl monte edilebileceğini görelim. Aşağıda tarif edildiği gibi geniş çapta iki türe ayrılırlar.

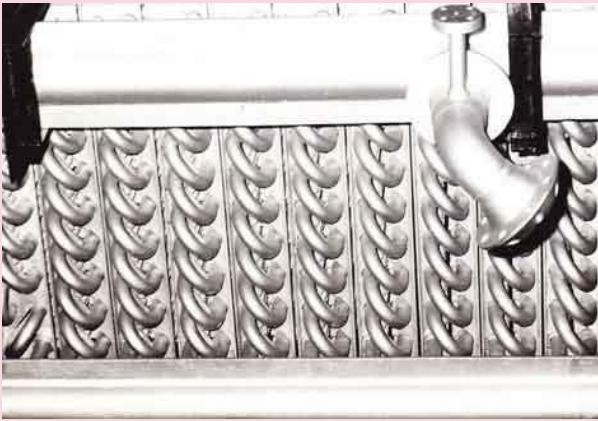
1. Yoğuşmasız Ekonomizör

Termik santrallerde en yaygın kullanılanı yoğuşmasız ekonomizördür. Bunlar, temelde spiral şeklinde kanatlanmış ve kazanın çıkış bölgesinin yakınında bulunan baca gazı kanalı içine yerleştirilmiş olan ısı değiştirici bobinlerdir. Çıkış baca gazından buhar kazanı besleme suyuna ısı aktararak kazanın yakıt gereksinimlerini azaltma yeteneğine sahiptirler. Baca gazı soğutulabilecek en düşük sıcaklığın yaklaşık 120 °C olduğu, kömürle çalışan kazanlarda kullanılır.

Baca gazının 120 °C'ın altına soğutulması ve ilave ısının kazan besleme suyuna aktarılması daha yüksek verimlilikle sonuçlanabileceğini, ancak kömürle çalışan bir elektrik santralinde bunun kömürle yapılmasından dolayı yapılmaması gerektiği konusundaki tartışmayı iyi anlayabilirsiniz. Bir yakıt olarak yabancı madde olarak çok büyük ölçüde kükürt içerir. Bu kömürü yakmak suretiyle oluşan baca gazı, ürün olarak olduğu gibi kükürtlü bileşiklerin oluşumu ile sonuçlanır. Eğer bu baca gazı 120 °C'nin altına soğumaya bırakılırsa, gaz halindeki bileşiklerin yoğunlaşması metal yüzeye karşı aşırı korozif olarak kabul edilen sülfürik asit oluşumuna neden olur. Bir santralin kurulum ve bakım maliyeti çok büyük olduğu için, baca gazının soğutma kapasitesini yaklaşık 120 °C'a, yani yoğuşma sıcaklığının üstüne çıkarmak ve toplam kazanı artırmak için yoğuşmasız bir ekonomizörün monte edilmesine dikkat edilmelidir. Verim yaklaşık %3 ila %6 arasındadır.

2. Yoğuşmalı Ekonomizör

Yoğuşmalı ekonomizörler, esas olarak doğal gazla çalışan termik santrallerde kullanılır, çünkü baca gazı, yaklaşık 25 °C olan yoğuşma sıcaklığının altında soğutulurken atık ısı geri kazanımını iyileştirme kabiliyetine sahiptirler. Bu belirli ekonomizör varyantı, baca gazında mevcut olan hem suyla gazdan hissedilen ısıyı hem de baca gazında bulunan su buharını yoğunlaştırmak suretiyle gizli ısıyı geri kazandığından, %10 ila %15 daha yüksek verimlilik ve daha ekonomik çalışma ile sonuçlanır. Bu, yoğuşmasız ekonomizörlere verimi sadece %5'e çıkardıkları için çelişkilidir. Ancak daha yüksek verim değerine sahip yoğuşma değişkeni, sadece baca gazı herhangi bir kükürt, nitrat veya diğer aşındırıcı bileşik içermediğinde kullanılabilir.



Şekil-9.6 Yoğuşmasız ekonomizör serpantini



Şekil-9.7 Yoğuşmalı ekonomizör serpantini

9.3 EKONOMİZÖR UYGULAMALARI

Tüm modern santrallarda kullanılır. Ekonomizör kullanımı yakıt tüketiminde tasarruf sağlar, buharlama oranını ve kazan verimliliğini artırır.

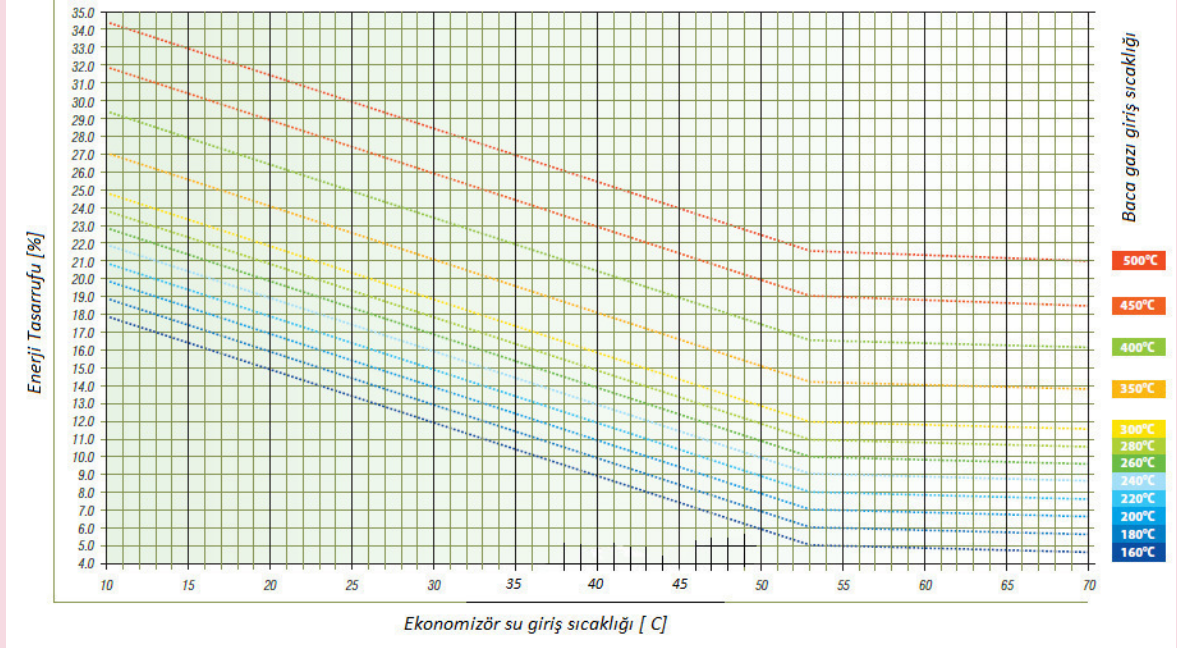
Ekonomizörün genel uygulamalarından bazıları aşağıda verilmiştir:

- Buhar santrallerinde, atık ısıyı kazan baca gazlarından alır ve kazan besleme suyuna aktarır.
- Hava tarafı ekonomizörleri HVAC (Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme) bina içlerinde serinletme aracı olarak soğuk dış hava kullanarak binalarda enerji tasarrufu sağlayabilir.

Soğutma: Bu, genellikle buhar sıkıştırma soğutmanın gerekli olduğu endüstriyel soğutmada kullanılır. Ekonomizörlü sistemler, gaz kompresörlerinin normalde daha verimli olmaları koşuluyla, soğutma işleminin bir bölümünü yüksek basınçlarda üretmeyi amaçlar.

9.4 EKONOMİZÖRÜN AVANTAJLARI VE YARARLARI

1. Normal hava ön ısıtıcısının yapamayacağı baca gazı ısını geri kazanır.
2. Yakıt fiyatlarındaki artış nedeniyle, tüm santraller kazan verimliliğini artırmak için baskı altındadır. Böylece ekonomizör kullanılarak bu baskı minimize edilebilir.
3. Ekonomizör kullanılmayan enerji santrallerinde, baca gazının kükürt gidermeden önce soğutulması için büyük miktarda su gerekir.
4. Buharlı hava ön ısıtıcısında buhar gerektiğinde enerji santralinin verimi düşmektedir.



Şekil-9.8 Ekonomizör baca gazı giriş sıcaklıklarına bağlı olarak bir ısı-güç sisteminde enerji tasarruf oranları

9.5 GELENEKSEL EKONOMİZÖR TASARIMLARI

Ekonomizör Yüzey Tipleri

Çıplak Boru:

En yaygın ve güvenilir ekonomizör tasarımı, çıplak boru, hat içi, çapraz akış tipidir. Kömür ateşlendiğinde uçucu kül, yüksek kirlenme ve aşındırıcı bir ortam yaratır. Çıplak boru, sıralı düzenleme, kademeli bir düzenlemeye kıyasla erozyon ve kül tutma olasılığını en aza indirir ve ayrıca kurum üfleyiciler tarafından temiz tutulması en

kolay geometridir. Bununla birlikte, bu faydalar bu düzenlemenin olası daha büyük ağırlık, hacim ve maliyetine göre değerlendirilmelidir.

Genişletilmiş Yüzeyler:

Sermaye maliyetlerini azaltmak için, çoğu kazan üreticisi, gaz tarafındaki ısı transfer hızını kontrol altına almak için çeşitli kanatçık tiplerine sahip ekonomizörler kurmuştur. Kanatçıklar, bir ekonomizörün genel boyutunu ve maliyetini azaltabilen ucuz parçalardır. Ancak başarılı uygulama baca gazı ortamına karşı çok hassastır. Yüzey temizliği önemli bir husustur. Kömürle çalışan üniteler gibi seçilmiş kazanlarda, tuhaf uçucu kül özellikleri nedeniyle genişletilmiş yüzey ekonomizörleri önerilmemektedir [2].

Kısa Kanatçıklar:

Kısa kanatçıkları gazla çalışan kazanlarda oldukça iyi çalışmaktadır. Bununla birlikte, saplama kanatlı ekonomizörler, sarmal kanatlı borulara sahip karşılaştırılabilir bir birime göre daha fazla gaz tarafı basınç düşümüne sahip olabilir. Çivili kanatçıklar, yüksek erozyon, ısı transferi kaybı, artan basınç kaybı ve uçucu tortular nedeniyle tıkanma nedeniyle kömür yakıtlı kazanlarda düşük performans göstermiştir.

Boyuna Kanatçıklar:

Uzunlamasına kanatlı borular, kademeli çapraz akış düzenlerinde uzun çalışma sürelerinde iyi performans göstermedi. Kömür yakıtlı kazanlarda aşırı tıkanma ve erozyon, bu ekonomizörlerin çoğunun değiştirilmesiyle sonuçlandı. Petrol ve gazla çalışan kazanlarda, kanatçıkların sonlandığı noktalarda çatlaklar meydana geldi. Bu çatlaklar boru duvarına yayılmıştır ve bazı uygulamalarda boru arızalarına neden olmuştur. Uçucu tıkanma da sorun olabilir (dar alanlar).

Dikdörtgen Kanatçıklar:

Borularda boru eksenine dik olarak düzenlenmiş kare veya dikdörtgen kanatçıklar zaman zaman iyileştirmelerde kullanılmıştır. Kanat aralığı tipik olarak 13 ila 25 mm arasında değişir ve kanatçıklar genellikle 3,18 mm kalınlığındadır. Ortada dikey bir yarık var, çünkü kanadın iki yarısı borunun iki tarafına da kaynaklanmış. Çoğu tasarım 15,2 m/s altındaki gaz hızları içindir. Bununla birlikte, dar, derin alanlar nedeniyle uçucu kül ile tıkamak, bu tür tasarımlarda bir tehlikedir.

Hız Sınırları:

Ekonomizör tasarımının nihai amacı, gerekli ısı transferini minimum maliyetle elde etmektir. Ekonomizörler için temel bir tasarım kriteri izin verilen maksimum baca gazı hızıdır (boru demetindeki minimum kesitteki serbest akış alanında tanımlanmıştır). Daha yüksek hızlar daha iyi ısı transferi sağlar ve sermaye maliyetini düşürür. Gaz ve düşük kül yağı gibi temiz yanan yakıtlar için, hızlar tipik olarak maksimum ekonomik basınç kaybı ile belirlenir. Yüksek kül yağı ve kömür için, gaz tarafı hızları uçucu külün erozyon potansiyeli ile sınırlıdır. Bu erozyon potansiyeli öncelikle kül içindeki A12O3 ve SiO2, yakıttaki toplam kül ve maksimum gaz hızı ile belirlenir.

9.6 BACA GAZLARI HESAPLARI [3]

Olası buhar üretimini ve ekonomizör seçimini tahmin etmek için motordan çıkan egzoz gazı debisi hesaplanmalıdır. Egzoz gazlarının kütleli akış debisi, silindirlere enjekte edilen yakıtın kütleli akış debisinin, birim kg yakıt miktarı başına kg gerçek egzoz gazı miktarı ile çarpılmasıyla hesaplanmaktadır.

Asıl egzoz gazı miktarını bilmek için, asıl hava ihtiyacını elde etmek ve fazla havayı almak için teorik hava gereksinimi belirlenir. Fazla hava bilgisi ile birlikte teorik olarak egzoz gazı miktarı belirlenir, buna karşılık gerçek miktar da belirlenir. Bu, aşağıdaki formüllerle yapılır:

Teorik hava gereksinimi

$$a_t = kg \frac{\text{hava}}{\text{kg yakıt}} = \frac{32+3.76x28}{100} \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) \quad (9.1)$$

a_t : Teorik hava ihtiyacı

c : Yakıttaki karbon miktarı (molekül ağırlık yüzdesi)

s : Yakıttaki kükürt miktarı (molekül ağırlık yüzdesi)

h : Yakıttaki hidrojen miktarı (molekül ağırlık yüzdesi)

o : Yakıttaki oksijen miktarı (molekül ağırlık yüzdesi)

f : Yakıttaki nem miktarı (molekül ağırlık yüzdesi)

Çoğu yanma hesaplamalarında, tam sayılı moleküler ağırlıkların kullanılması yeterince doğrudur. Ortaya çıkan hata, verilen bir reaksiyon için kolaylıkla değerlendirilebilir ve genellikle endişelenmemelidir.

Gerçek hava ihtiyacı:

$$a_a = a_t \lambda \quad (9.2)$$

Burada, a_a : gerçek hava ihtiyacı (kg hava/kg yakıt)

λ : Hava fazlalık katsayısı

Fazla Hava:

$$a_e = a_a - a_t \quad (9.3)$$

a_e : Fazla hava miktarı (kg hava/kg yakıt)

Egzoz gazlarının teorik miktarı:

$$g_t = a_t + \left(1 - \frac{a}{100} \right) \quad (9.4)$$

g_t : Egzoz gazlarının teorik miktarı (kg egzoz gazı /kg yakıt)

a : Baca gazındaki yakıt miktarı (molekül yüzdesi)

Gerçek egzoz gazı miktarı:

$$g_a = g_t + a_e \quad (9.5)$$

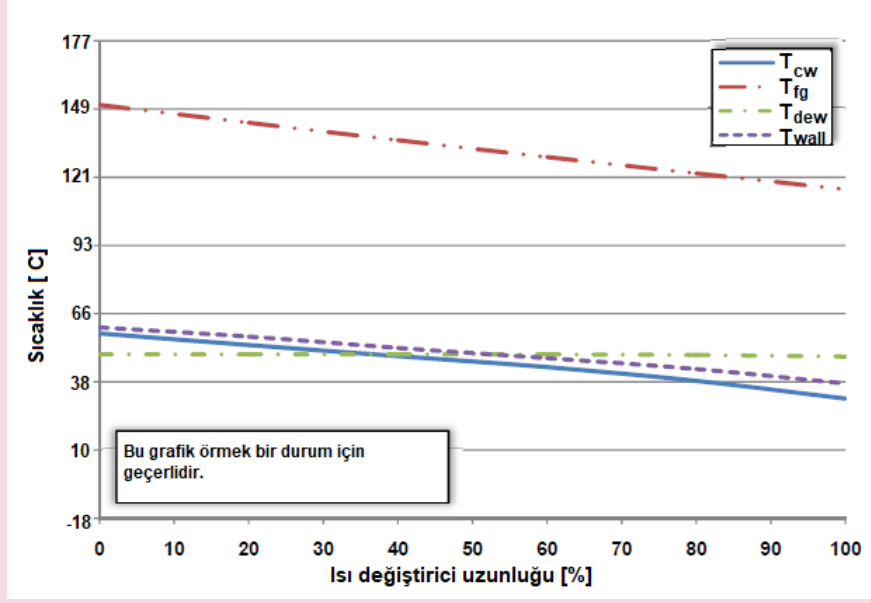
Egzoz gazlarının kütleli debisi:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_f g_a \quad (9.6)$$

\dot{m}_f : Yakıtın kütleli debisi [kg/s]

9.6 YOĞUŞMALI BACA GAZI ISI DEĞİŞTİRİCİSİ İÇİN KURAMSAL HESAPLAMALAR

Baca gazı, su buharı ve yoğuşmayan gazların bir karışımı olarak tanımlanabilir. Tipik olarak bir ters akışlı ısı değiştirici için, baca gazının ve ısı değiştiricinin uzunluğu boyunca soğutma suyunun sıcaklık profili, Şekil-9.9'da belirtildiği gibi olacaktır. Ayrıca, baca gazıyla temasta olan boru çeperinin sıcaklığı da belirtilen uzunluk boyunca azalacaktır. Boru duvar sıcaklığı, herhangi bir yerde baca gazı içindeki su buharının çığ noktası sıcaklığının altına düştüğünde (Örneğin Şekil-9.9 'da duvar sıcaklığı, ısı değiştiricinin uzunluğunun yaklaşık %50'sinde çığ noktası sıcaklığının altına iner), baca gazı akışındaki su buharı yoğuşmaya başlayacaktır.



Şekil-9.9 Tipik bir ısı değiştirici içinde sıcaklık dağılımı

Sonuç olarak buhar yoğuşma olgusunda sistemde hem duyulur hem de gizli ısı transferi görülmektedir. 1934'de Colburn ve Hogen yoğuşmayan gazlar için temel yoğuşma için transport bağıntılarını geliştirdiler [5]:

$$h_{fg}(T_{fg} - T_i) + k_m h_l (y_{H_2O} - y_i) = U_0 (T_i - T_{cw}) \quad (9.7)$$

Yukarıdaki eşitliğin sol tarafında ilk terim baca gazlarından boruya duyulur ısı geçişini ve ikinci terim buharın yoğuşması nedeniyle oluşan gizli ısıyı temsil etmektedir. h_{fg} baca gazları tarafındaki ısı taşınım katsayısı; T_{fg} ve T_i sırasıyla baca gazlarının yığın sıcaklığı ve yoğuşum tarafının yüzey sıcaklığıdır. k_m ve h_l parametreleri kütle transfer katsayısı ve gizli su buharlaşma katsayısıdır. y_{H_2O} ve y_i sırasıyla baca gazlarının yığındaki ve yoğuşum içindeki suyun mol ağırlığı oranı ve T_{cw} ise soğutma suyu sıcaklığıdır. U_0 ise aşağıda açıklanacak olan toplam ısı transfer katsayısıdır.

$$\frac{1}{U_0 A_{eff}} = \left[\frac{1}{h_{cw}} + R_{fl} \right] \frac{1}{A_i} + R_{wall} + \frac{1}{h_f A_o} \quad (9.8)$$

Burada, A_{eff} etkili alandır ve boru dış yüzey alanı A_o ile aynı olduğu varsayılır ve A_i borunun iç yüzey alanıdır. R_{fl} borunun iç kısmındaki kirlenme nedeniyle oluşan ısı direncidir. h_{cw} ve h_f soğutma suyu ve borunun dış yüzeyinde oluşan yoğuşma filmi için taşınım ısı transfer katsayısıdır. R_{wall} boru çeperinin ısı direncidir ve iç ve dış çapların yanı sıra boru malzemesine de bağlıdır.

$$R_{wall} = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_w L} \quad (9.9)$$

Burada, d_o ve d_i borunun dış ve iç çaplarıdır, k_w boru malzemesinin ısı iletkenliğidir ve L ise borunun toplam uzunluğudur.

Çoğu durumda, temiz bir soğutma suyu kaynağı kullanıldığında, boruların içinde çok az miktarda kirlenme olur veya hiç kirlenme olmaz ve bu nedenle borunun kirlenmesine bağlı ısı direnci ihmal edilebilir. Ayrıca, yoğuşan su filminin boru dış yüzeyi üzerindeki kalınlığı göz ardı edilebilir ve dolayısıyla yoğuşan su filmine bağlı ısı direnci de ihmal edilebilir. Yüzey alanını çevrenin ürünü olarak ve borunun toplam uzunluğu L yerine ve U_0 için çözerek, bağıntı aşağıdakilere indirgenir:

$$U_0 = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_{cw}} + \frac{r_o}{k_w} \ln \frac{r_o}{r_i}} \quad (9.10)$$

U_o değerini Colburn-Hougen bağıntısında yukarıdan değiştirmek ve yeniden düzenlemek yerine, T_i ifadesi şu şekilde çıkarılabilir:

$$T_i = \frac{h_{fg}T_{fg} + \left(\frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_{cw}} + \frac{r_o}{k_w} \ln \frac{r_o}{r_i}} \right) T_{cw} + k_m h_l (y_{H_2O} - y_i)}{\left(\frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_{cw}} + \frac{r_o}{k_w} \ln \frac{r_o}{r_i}} \right) + h_{fg}} \quad (9.11)$$

Yoğuşma olmadığında, ara yüzey sıcaklığı (T_i) dış boru duvar sıcaklığı (T_{ow}) ile değiştirilir ve kütle transfer terimi, Colburn-Hougen bağıntısından düşebilir. Isı transfer kapasitesi basit bir bağıntıda azalır:

$$q = \frac{T_{fg} - T_{cw}}{R_{top}} \quad (9.12)$$

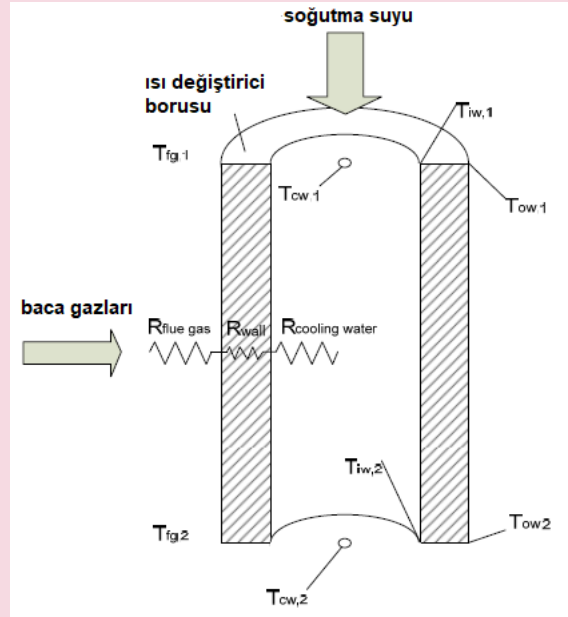
Burada R_{total} , kontrol hacminin toplam ısıl direncidir ve baca gazı, boru cidarı ve soğutma suyunun bireysel ısıl dirençlerinin toplamıdır.

$$R_{top} = R_{flue\ gas} + R_{wall} + R_{cooling\ water} \quad (9.13)$$

ve

$$R_{flue\ gas} = \frac{1}{h_{fg}A_o} = \frac{1}{2\pi r_o L h_{fg}} \quad (9.14)$$

$$R_{cooling\ water} = \frac{1}{h_{cw}A_i} = \frac{1}{2\pi r_i L h_{cw}} \quad (9.15)$$



Şekil-9.10 Baca gazı ve soğutma suyu arasında yoğuşma olmaksızın ısıl dirençler

Isı önce baca gazından boru duvarına, sonra duvardan soğutma suyuna aktarılır. Baca gazı ve soğutma suyu sıcaklıkları, Şekil-9.9'da gösterildiği gibi, ısı değiştiricinin uzunluğu boyunca değiştiği için, her bir ayrı hücre için ısı değiştiricinin ayrıklaştırılması ve borunun iç ve dış duvar sıcaklığının hesaplanması gereklidir. Şekil-9.10'da gösterilen boru bölümünün birinci yineleme için ayrı bir hücreyi temsil ettiğini, toplam ısıl direnç ve baca gazı ve soğutma suyu için giriş koşullarının bilindiğini düşününüz. Isı değiştiricinin başlangıcında (ilk hücre) yoğuşma olmadığı varsayılırsa, boru cidarına baca gazından aktarılan ısı şu şekilde verilir:

$$q = h_{fg}A_{oc}(T_{fg} - T_{ow}) \quad (9.16)$$

A_{oc} hücre için boru dış duvar yüzey alanıdır ve T_{ow} boru dış duvarının sıcaklığıdır. Bağıntı, ilk boru dış cidar sıcaklığı için bir ifade elde etmek üzere şu şekilde yeniden düzenlenebilir:

$$T_{ow} = T_{fg} - \frac{q}{h_{fg}A_{oc}} \quad (9.17)$$

Böylece birinci hücre ve baca gazı ve soğutma suyu sıcaklıkları için hesaplanan duvar sıcaklıkları, bir sonraki ardışık hücreye giriş koşulları olarak kullanılabilir. Borunun uzunluğu boyunca bulunan herhangi bir hücrede, baca gazı entalpisindeki değişim ile boru duvarına aktarılan ısı arasındaki enerjinin korunumu yasası, yeni hücrenin çıkışındaki baca gazı sıcaklığının hesaplanması için uygulanabilir. $T_{fg,2}$, $T_{cw,2}$, $T_{ow,2}$, $T_{iw,2}$ (i-1) inci hücreden i'inci hücre sine giriş koşulları olarak kullanılır.

$$\dot{m}_{fg} c_{p,fg} (T_{fg,2} - T_{fg,1}) = h_{fg} (T_{fg} - T_{ow,1}) A_{oc} \quad (9.18)$$

Burada, T_{fg} , baca gazı girişi ve hücre için çıkış sıcaklığının ortalamasıdır. Yeniden düzenlenerek,

$$T_{fg,2} = \frac{(\dot{m}_{fg} c_{p,fg} - 0.5 h_{fg} A_{oc}) T_{fg,1} + h_{fg} A_{oc} T_{ow,1}}{\dot{m}_{fg} c_{p,fg} + 0.5 h_{fg} A_{oc}} \quad (9.19)$$

Benzer şekilde, enerji dengesinden, soğutma suyunun entalpisindeki toplam değişim baca gazından duvara aktarılan toplam ısıya eşit olmalıdır. Böylece aynı hücre için:

$$h_{fg} (T_{fg} - T_{ow,1}) A_{oc} = \dot{m}_{cw} c_{p,cw} (T_{cw,2} - T_{cw,1}) \quad (9.20)$$

Yeniden düzenlenerek;

$$T_{cw,2} = T_{cw,1} - h_{fg} (T_{fg} - T_{ow,1}) A_{oc} / \dot{m}_{cw} c_{p,cw} \quad (9.21)$$

Yoğuşma varlığında, yukarıdaki bağıntı Colburn-Hougen ilişkisi ve duvar sıcaklığı $T_{ow,1}$ kullanarak değiştirmek gereklidir, bunun yerine gaz yoğuşan su arayüzü, $T_{i,1}$ 'in sıcaklığı verilir. $T_{fg,2}$ ve $T_{cw,2}$ sıcaklıkları şu şekilde yazılabilir:

$$T_{fg,2} = \frac{(\dot{m}_{fg} c_{p,fg} - 0.5 h_{fg} A_{oc}) T_{fg,1} + h_{fg} A_{oc} T_{i,1}}{\dot{m}_{fg} c_{p,fg} + 0.5 h_{fg} A_{oc}} \quad (9.22)$$

$$T_{cw,2} = T_{cw,1} - \frac{[h_{fg} (T_{fg} - T_{i,1}) + k_m h_i (v_{H_2O} - v_i)] A_{oc}}{\dot{m}_{cw} c_{p,cw}} \quad (9.23)$$

Soğutma suyunda entalpi değişimi boru iç duvarının sıcaklığını hesaplamak için kullanılabilir. Enerjinin korunumu yasasından, duvardan soğutma suyuna taşınım ısı transferi, aşağıda belirtildiği gibi soğutma suyunun entalpisindeki değişime eşit olmalıdır:

$$h_{cw} A_{ic} (T_{iw,2} - T_{cw,2}) = \dot{m}_{cw} c_{p,cw} (T_{cw,1} - T_{cw,2}) \quad (9.24)$$

Yeniden düzenlenerek

$$T_{iw,2} = T_{cw,2} + \frac{\dot{m}_{cw} c_{p,cw} (T_{cw,1} - T_{cw,2})}{h_{cw} A_{ic}} \quad (9.25)$$

Son olarak, hücrenin çıkışındaki dış duvar sıcaklığı, soğutma suyunun entalpi değişimi ile boru dış ve iç duvarı arasındaki ısı transfer hızı arasındaki enerji dengesinden elde edilebilir.

$$q = \frac{(T_{ow,2} - T_{iw,2})}{R_{wall}} = \dot{m}_{cw} c_{p,cw} (T_{cw,2} - T_{cw,1}) \quad (9.26)$$

Yukarıdaki ifadede R_{wall} için ifadenin değiştirilmesi ve yeniden düzenlenmesi,

$$T_{ow,2} = T_{iw,2} + \frac{\dot{m}_{cw} c_{p,cw} (T_{cw,1} - T_{cw,2}) \ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi k_w L} \quad (9.27)$$

Burada hem iç hem de dış çeper sıcaklığının sadece soğutma suyu sıcaklığındaki değişime bağlı olduğu belirtilmelidir. Dolayısıyla, bu bağıntılar borunun dışındaki su yoğuşmasından bağımsız olarak uygulanır. Yukarıdaki bağıntılarda açıklanan tüm sıcaklıkların hesaplanması için ara yüzdeki su buharı mol oranının yanı sıra baca gazı ve soğutma suyu için taşınım ısı transfer katsayılarının hesaplanması gerekir. Aşağıda tarif edilen tüm termodinamik özellikler her bir ayrı hücrede hesaplanır ve daha sonra tüm boru uzunluğu boyunca ortalaması alınır. Sıralı düzende bankları çıplak borularla değiştirmek için Zukauskas [6], Nusselt sayısını hesaplamak için ampirik bir ilişki önerdi.

$$Nu_{fg} = C Re_{fg,max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \quad (9.28)$$

Pr , Prandtl sayısı ve Pr_s , Yüzey Prandtl sayısıdır. Pr 'ler dışındaki tüm değişkenler baca gazı kütleinde hesaplanır. C ve m değişkenleri Reynold'un sayısına bağlıdır. $10^3 \leq Re_{fg,max} \leq 2 \times 10^5$ kademe aralığı için, C tipik olarak 0.27'dir ve m , Zukauskas (5)'in deneysel verilerine dayanarak grafiksel olarak değerlendirilir. Baca gazı için ısı taşınım katsayısı şöyle hesaplanabilir:

$$h_{fg} = \frac{Nu_{fg} k_{fg}}{d_o} \quad (9.29)$$

Soğutma suyu tarafında Nusselt sayısı Gnielinski'nin [7] ifadesinden elde edilmiştir.

$$Nu_{cw} = \frac{(f/8)(Re_{cw}-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{2/3}(Pr^{2/3}-1)} \quad (9.30)$$

f sürtünme faktörü, (7) bağıntısı kullanarak Moody Diyagramından $3 \times 10^3 \leq Re_{cw} \leq 5 \times 10^6$ aralığı için hesaplanmıştır;

$$f = (0.79 \ln Re_{cw} - 1.64)^{-2} \quad (9.31)$$

Soğutma suyu için taşınım ısı transfer katsayısı, Nusselt soğutma suyu sayısı kullanılarak şu şekilde hesaplanır:

$$h_{cw} = \frac{Nu_{cw} k_{cw}}{d_i} \quad (9.32)$$

Ara yüzdeki su buharı mol yüzdesi y_i hesaplanır ve her bir hücrenin başında Antoine bağıntı kullanılarak;

$$y_i = \frac{e^{\left(\frac{a-b}{T_i+c}\right)}}{P_{tot}} \quad (9.33)$$

Burada $a = 16.262$, $b = 3799.89$ ve $c = 226.35$ ve P_{tot} baca gazının toplam basıncıdır.

İki akışkan, baca gazı ve soğutma suyu, ısı değiştiricisinden geçerken, basınç düşmeleri yaşarlar. Baca gazı tarafındaki ve soğutma suyu tarafındaki basınç düşümü, ID fan ve soğutma suyu dolaşım pompası için gerekli olan ilave gücü belirler. Boruların içinde ve dışında akışın tamamen geliştiği ve ısı değiştiricisinin uzunluğu boyunca türbülanslı olduğu varsayılmaktadır.

Zukauskas, Boyuna ve Enine aralığın, boru sıralarının sayısı ve maksimum Reynolds'un baca gazı akışının [6] sayısının bir fonksiyonu olarak sıralı düzende borulu bir değiştirici için baca gazı tarafında basınç düşümü nü belirlemek için bir ilişki geliştirdi:

$$\Delta p_{fg} = N_L \chi \left(\frac{\rho_{fg} V_{max}^2}{2} \right) \quad (9.34)$$

N_L toplam satır sayısı, χ düzeltme faktörü, ρ_{fg} baca gazı yoğunluğu, V_{max} borular arasındaki maksimum hızdır ve f sürtünme faktörüdür. Düzeltme faktörü, borunun boyuna ve enine perdesine bağlıdır; yoğunluk hücre hızı ve sürtünme faktörü her bir hücre için hesaplanır ve daha sonra tüm ısı değiştirici için ortalaması alınır. Fanın izentropik bir kompresör olarak çalıştığını varsayarsak, gerekli ek güç basit termodinamik bağıntı kullanılarak basınç düşmesinden elde edilir:

$$\Delta Fan Power = \frac{\dot{m}_{fg} c_{p,fg} \left[\left(\frac{P_{out}}{P_{atm}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{fan}} \quad (9.35)$$

P_{atm} , atmosferik basınç, P_{out} ise P_{atm} ve yukarıda hesaplanan basınç düşümü nün toplamıdır, k sabit basınç ve sabit hacimdeki özgül ısıların oranıdır, η_{fan} fanın verimidir.

Soğutma suyu tarafında, boru uzunluğu boyunca basınç düşümünün büyük bir kısmı gözlenir ve Darcy-Weisbach bağıntı kullanılarak hesaplanabilir:

$$\Delta p_l = f \frac{L}{d_i} \frac{\rho_{cw} V_{avg}^2}{2} \quad (9.36)$$

Δp_l borunun uzunluğu boyunca basınç kaybı, f sürtünme faktörüdür ve Moody Diyagramından elde edilebilir, L borunun toplam uzunluğu, ρ_{cw} soğutma suyu yoğunluğu ve d_i borunun iç çapıdır.

Bunun yanı sıra, giriş ve çıkış başlığında, 180° dirseklerde ve ani büzülme ve soğutma suyunun genişlemesi nedeniyle küçük basınç kayıpları da gözlenir. Basınç kaybı hesaplamalarının detayları Hazell'in tezinde [8] bulunmaktadır. Soğutma suyunun toplam debisi, Q ve pompa verimi, η_{pump} göz önüne alındığında, soğutma suyunu borulardan geçirmek için gereken toplam pompa gücü, aşağıdaki gibi toplam basınç düşümünden hesaplanabilir:

$$W_{pump} = \frac{Q \Delta p_{top}}{\eta_{pump}} \quad (9.37)$$

Tasarım Problemi:

582 kW gücündeki bir buhar kazanında işletme basıncı 5 bar, baca çıkış sıcaklığı $130^\circ\text{C}/240^\circ\text{C}$ (ortalama 185°C) arasında değişmekte, kazan besleme suyu 100°C , egzoz debisi $8556 \text{ Nm}^3/\text{h}$, baca gazlarının ekonomizörden çıkış sıcaklığı 130°C 'ye çıkarılmak isteniyor. Bu ekonomizörü tasarlayınız.

Verilenler:

Suyun 125°C 'deki transport özellikleri:

$$\rho = 939,158 \text{ kg/m}^3$$

$$h = 525,246 \text{ kJ/kg}$$

$$c_p = 4,2545 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k_{cw} = 0,685 \text{ W/m.K}$$

$$\mu_{cw} = 23 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}$$

Boru özellikleri

$$k_w = k_{fe} = 52 \text{ W/m.K}$$

Baca gazı özellikleri (150°C)

$$\rho = 0,782 \text{ kg/m}^3$$

$$k_g = 0,03358 \text{ W/m.K}$$

$$\mu_g = 2,173 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}$$

Isıl kapasite:

$$\dot{Q}_{ec} = \dot{m}_g c_{pg} (T_{g1} - T_{g2}) = \dot{Q}_{fw} = \dot{m}_{fw} c_{p, fw} (T_{sat} - T_{fw})$$

$$\dot{Q}_{ec} = \frac{8556 \times 0,782}{3600} \times 1,092 \times (185 - 130) = 111,62 \text{ kW}$$

Ekonomizör su debisi:

$$\dot{m}_{fw} = \frac{\dot{Q}_{ec}}{c_{p, fw} (T_{sat} - T_{fw})} = \frac{111,62}{4,2545 (150 - 100)} = 0,524 \text{ kg/s}$$

Loqaritmik ortalama sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_e}{\ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_e}} = \frac{(185 - 150) - (130 - 100)}{\ln \frac{(185 - 150)}{(130 - 100)}} = 32,43^\circ\text{C}$$

Toplam ısı transfer katsayısının tahmini:

$K_{u,tah}=26 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ alındı kaynak [9] sayfa 840 ($2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ila $50 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ arasında seçilebilir).
 $F = 0,9$ alındı.

$$A = \frac{\dot{Q}_{ec}}{\Delta T_{lm} F K_o} = \frac{111.62 \times 10^3}{32.43 \times 0.9 \times 26} = 147,088 \cong 148 \text{ m}^2$$

Isı değiştirici boruları:

Borular 1"(25,4 mm dış çap, 21,2 mm iç çap) ıplak borudan imal edilmiştir.
 Boru uzunluğu $L = 1,9 \text{ m}$ kabul edildi

Boru sayısı:

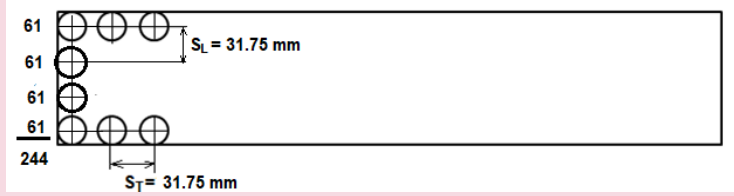
$$n_t = \frac{A}{\pi d_o L} = \frac{148}{\pi (0.0254) \times 1.9} \cong 976 \text{ adet}$$

Isı değiştirici 4 geçişli olacak her bir serpantinde 244 boru bulunacaktır.

Boru aralığı:

$$S_T = 1.25 d_o = 1.25 \times 25.4 = 31.75 \text{ mm}$$

$$S_L = 1.25 d_o = 1.25 \times 25.4 = 31.75 \text{ mm}$$



şekil-9.11 Serpantin düzenlemesi

Serpantin geňiřliđi:

$$B = (n S_T) + 2C = 61 \times 0,03175 + 2 \times 0,01 = 1,95675 \cong 1,96 \text{ m}$$

C : Kenar boşluğu

Serpantin kesit yüzeyi:

$$A_s = 1,9 \times 1,96 = 3,724 \text{ m}^2$$

Boru içindeki su hızı:

$$u = \frac{4 \dot{m}_{fw}}{\pi d_i^2 \rho n_T / 2} = \frac{4 \times 0.524}{\pi (0.0212)^2 \times 939.15 \times 244 / 4} = 0.02592 \text{ m/s}$$

$$Re_{cw} = \frac{\rho u d_i}{\mu_{cw}} = \frac{939.15 \times 0.02592 \times 0.0212}{23 \times 10^{-6}} = 22438$$

$$Nu_{cw} = \frac{(f/8)(Re_{cw} - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{2/3}(Pr^{2/3} - 1)} = \frac{\left(\frac{0.02282}{8}\right)(22438 - 1000) \times 1.4}{1 + 12.7 \times \left(\frac{0.02282}{8}\right)^{2/3} (1.4^{2/3} - 1)} = 80,44$$

$$f = (0.79 \ln Re_{cw} - 1.64)^{-2} = (0.79 \ln 22438 - 1.64)^{-2} = 0,02282$$

$$h_{cw} = \frac{Nu_{cw} k_{cw}}{d_i} = \frac{80.44 \times 0.685}{0.0212} = 2599 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Duman gazlarının hızı:

$$\dot{V}_{fg} = 8556 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 2.3766 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Boru demetlerinin aralık net kesit yüzeyi:

$$A_{sn} = (n + 1)C L = (61 + 1) \times 0.25 d_o L = 62 \times 0.25 \times 0.0254 \times 1.9 = 0.748 \text{ m}^2$$

Serpantin alın hızı:

$$u_{fg} = \frac{\dot{V}_{fg}}{A_{sn}} = \frac{2.3766}{0.748} = 3.177 \text{ m/s}$$

$$Re_{fg,max}^m = \frac{\rho u d_o}{\mu_g} = \frac{0.782 \times 3.177 \times 0.0254}{2.173 \times 10^{-6}} = 29040$$

$$Nu_{fg} = C Re_{fg,max}^m Pr^n = 0.27 \times Re_{fg,max}^{0.63} Pr^{0.36} = 0.27 \times 29040^{0.63} \times 0.685^{0.36} = 153$$

$10^3 \leq Re_{max} \leq 2 \times 10^5$ için Zukauskas, [6] tarafından $C = 0.27$, $m = 0.63$ ve $n = 0.36$ verilmiştir.

$$h_{fg} = \frac{Nu_{fg} k_{fg}}{d_o} = \frac{153 \times 0.0288}{0.0254} = 173.5 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Toplam ısı transfer katsayısı:

$$K_{u,hes} = \left[\frac{1}{h_{fg}} + R_{do} + \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{d_o - d_i}{2\lambda_w} \right) + \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} \right) + \frac{A_o}{A_i} R_{di} \right]^{-1}$$

$$K_{u,hes} = \left[\frac{1}{173.5} + 0.00018 + \frac{25.4^2}{21.2^2} \left(\frac{0.0254 - 0.0212}{2 \times 52} \right) + \frac{25.4^2}{21.2^2} \left(\frac{1}{2599} \right) + \frac{25.4^2}{21.2^2} \times 0.00067 \right]^{-1}$$

$$K_{u,hes} = 133 \text{ W/m}^2 K$$

Şimdi, $\frac{K_{u,hes} - K_{u,tah}}{K_{u,tah}} = \frac{133 - 26}{26} \times 100 = -\%411 > \%30$ hesaplar $K_u = 133 \text{ W/m}^2 \cdot K$ için tekrarlanacaktır:

$$A = \frac{\dot{Q}_{ec}}{\Delta T_{lmF} K_u} = \frac{111.62 \times 10^3}{32.43 \times 0.9 \times 133} = 28.754 \text{ m}^2$$

Isı değiştirici boruları

Borular 1" (25,4 mm dış çap, 21,2 mm iç çap) ıplak borudan imal edilmiştir.

Boru uzunluğu $L = 1.7 \text{ m}$ kabul edildi

Boru sayısı:

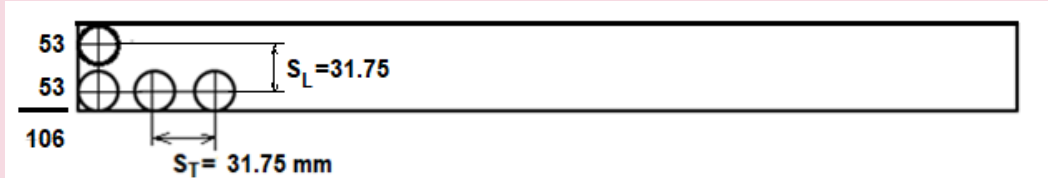
$$n_t = \frac{A}{\pi d_o L} = \frac{28.754}{\pi (0.0254) \times 1.7} \cong 212 \text{ adet}$$

Isı değiştirici iki geçişli olacak serpantinde 106 boru bulunacaktır. Serpantin boru demeti 2x53 borudan

Boru aralığı:

$$S_T = 1.25 d_o = 1.25 \times 25.4 = 31.75 \text{ mm}$$

$$S_L = 1.25 d_o = 1.25 \times 25.4 = 31.75 \text{ mm}$$



şekil-9.12 Serpantin yeniden dzenlemesi

Serpantin genişliği:

$$B = (n S_T) + 2C = 53 \times 0.03175 + 2 \times 0.01 = 1.95675 \cong 1.71 \text{ m}$$

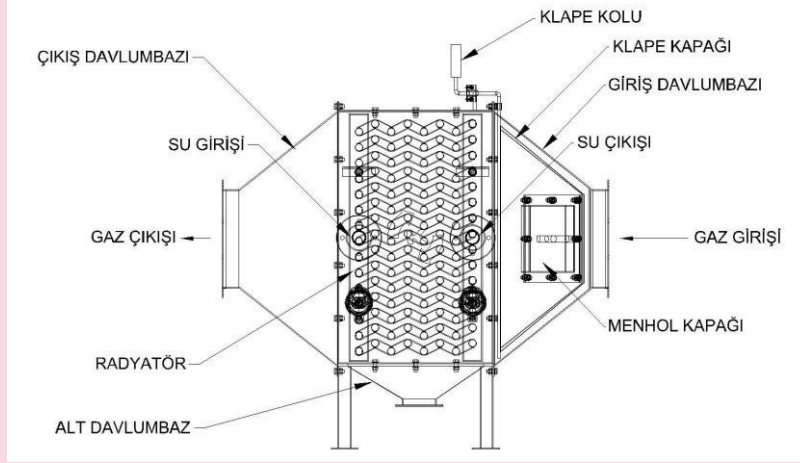
C : Kenar boşluğu

Serpantin kesit yüzeyi:

$$A_s = 1.7 \times 1.71 = 2.907 \text{ m}^2$$

Tasarım Örneği [10]:

Yeni tasarım ile etkinliği artırılmasının amaçlandığı bu çalışmada, kömür kazanları için kullanılacak ekonomizör imal edilmiştir. Ekonomizör ve bileşenleri Şekil-9.13.'de gösterilmiştir.



Şekil-9.13 Ekonomizör görünümü



Şekil-9.14 Numune ekonomizör

Ekonomizör hava girişi ve çıkışı arası mesafe 1165 mm olarak tasarlanmıştır. 300 mm davlumbaz yüksekliği olacak şekilde giriş ve çıkış davlumbazı olarak 2 adet kullanılacaktır. Giriş davlumbazında basınç artışı görüldüğü zaman emniyet açısından tüm sistemin durdurulmaması için klape sistemi eklenecektir. Basınç artışı görüldüğünde akış, klape ile baypas hattına çevrilecektir. Davlumbazlar arasında borulardan oluşan 1 adet radyatör bulunacaktır. Ekonomizörün eni 1170 mm, boyu 1065 mm, yüksekliği 870 mm olarak belirlenmiştir. Hava giriş-çıkış boğaz ölçüsü 300x300 mm olarak belirlenmiştir. Isıtıcı boru çapı $\varnothing 26.9$ mm, et kalınlığı 2 mm olarak belirlenmiştir.

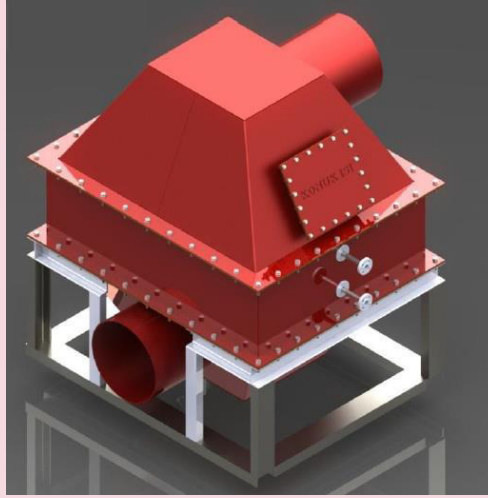
Belirlenen matematik modeller ve parametrelerine göre, eski tasarım ekonomizör ve iyileştirilmiş yeni tasarım ekonomizör akış analizleri yapılmıştır. Isıtma ve soğutma görevinde kullanılan tasarımların ısı verimlerinin artırılması, üzerinde en çok çalışılan konular arasındadır. Belirlenen kapasite aralıklarındaki ekonomizörlerin akış analizleri "Solidworks Flow Simulation" ile incelenmiştir. Ekonomizörün ısı geçişi hesaplarını yaparak ısı performansları sanal ortamda değerlendirilmiştir. Akışkan ve katıların malzeme tanımını yapıldıktan sonra

kullandığımız akışkanların başlangıç sıcaklık, basınç ve debileri tanımlanmıştır. Akışkanların giriş-çıkış sıcaklık farkı, ısı kaybı veya kazanımı gibi ilgilendiğimiz parametrelerin analiz sonuçlarını değerlendirilecektir. "Solidworks Flow Simulation" ile yapılan analiz sonuçları ile matematiksel değerlerin kıyaslanması yapılacaktır. Baca gazının ekonomizöre giriş ve çıkış tasarımının ısı geri kazanımına etkisi incelenmiştir.

Tablo 9.1 Akışkanların değerleri planı

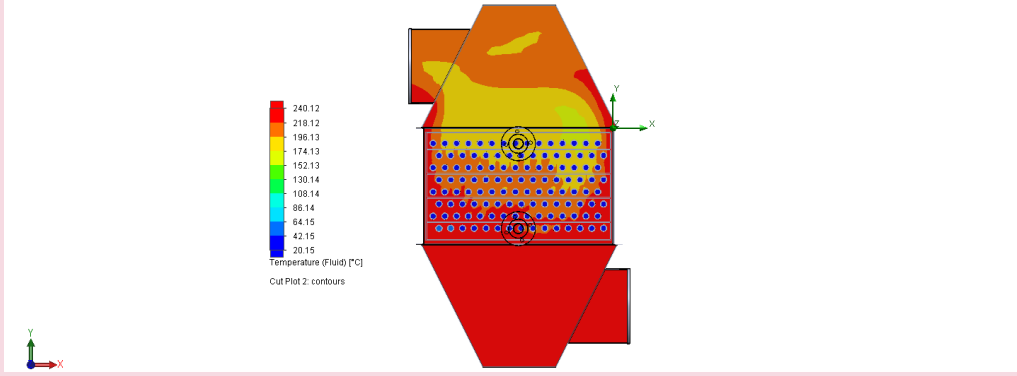
Baca Gazı Giriş Sıcaklık (°C)	Baca Gazı Hızı (m/sn)	Su Giriş Sıcaklığı (°C)	Su Debisi (kg/h)
240	10	20	1000
240	12	20	1000
240	15	20	1000
240	10	20	1200
240	12	20	1200
240	15	20	1200
240	10	20	1500
240	12	20	1500
240	15	20	1500

N1 Ekonomizörün şematik görünüşü Şekil-9.15'de verilmiştir. N2 Ekonomizörde kullanılan aynı ısıtıcı boru adedinde radyatör kullanılmıştır. Boruları arası geçiş, kolektörlerdeki geçiş plakalarıyla olmaktadır.

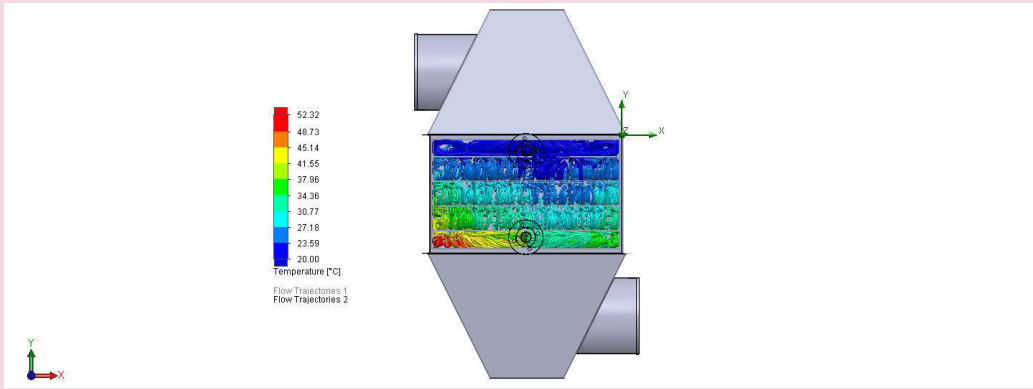


Şekil-9.15 N1 Ekonomizör görünümü

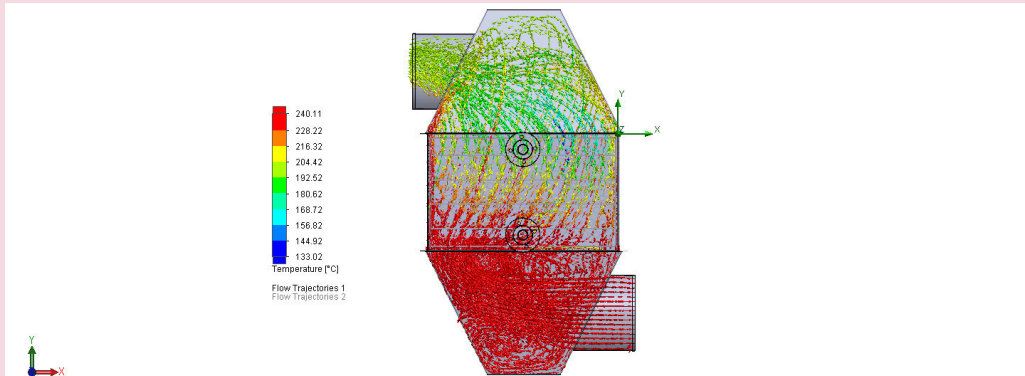
N1 Ekonomizörün gaz tarafı ve su tarafı sıcaklık dağılımları Şekil-9.16 ve Şekil-9.21'de verilmiştir. Şekillerde verilen analiz görüntüleri gaz hızı 15 m/s, su debisi 1500 kg/h için verilmiştir. Yapılan analizlerde gaz sıcaklığı 240 °C, su sıcaklığı 20 °C olarak alınmıştır.



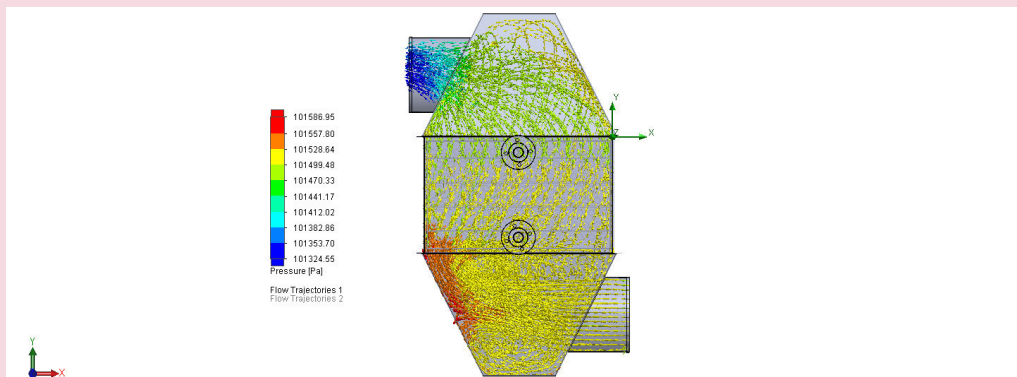
Şekil-9.16 N1 Ekonomizör gaz tarafı sıcaklık dağılımı



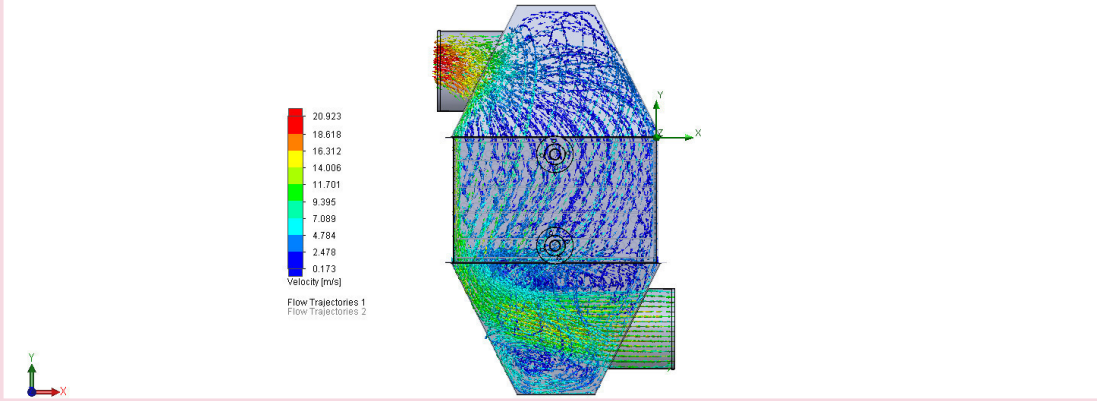
Şekil-9.17 N1 Ekonomizör su tarafı sıcaklık dağılımı



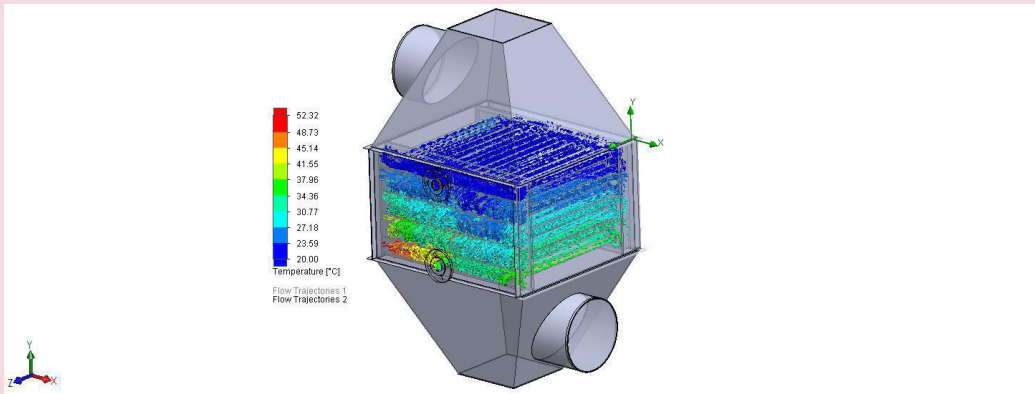
Şekil-9.18 N1 Ekonomizör gaz tarafı sıcaklık akış analizi



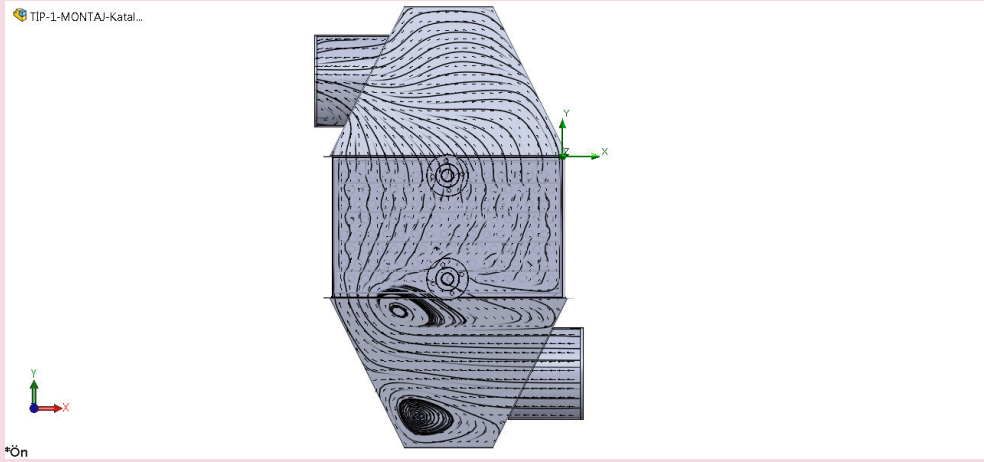
Şekil-9.19 N1 Ekonomizör gaz tarafı basınç akış analizi



Şekil-9.20 N1 Ekonomizör gaz tarafı hız akış analizi



Şekil-9.21 N1 Ekonomizör su tarafı sıcaklık akış analizi



Şekil-9.22 N1 Ekonomizör gaz tarafı akım çizgileri

9.BÖLÜM KISALTMALARI

Değişken	Tanımlama
a	Baca gazındaki yakıt miktarı [molekül yüzdesi]
a_t	Teorik hava gereksinimi [kg hava/kg yakıt]
a_a	Gerçek hava gereksinimi [kg hava/kg yakıt]
a_e	Aşırı hava miktarı [kg hava/kg yakıt]
A	Isı transfer yüzeyi [m^2]
A_{eff}	Etkili alan [m^2]
A_i	Borunun iç yüzey alanı [m^2]
A_o	Boru dış yüzey alanı [m^2]
A_{oc}	Hücre için boru dış duvar yüzey alanı [m^2]
$c_{p,fg}$	Baca gazlarının özgül ısısı [$J/kg-°C$]
$c_{p,cw}$	Soğutma suyu özgül ısısı [$J/kg-°C$]
f	Sürtünme katsayısı
g_a	Gerçek egzoz gazı miktarı [kg egzoz gazı /kg yakıt]
g_t	Egzoz gazlarının teorik miktarı [kg egzoz gazı /kg yakıt]
h_{cw}	Soğutma suyu için taşınım ısı transfer katsayısı [W/m^2-K]
h_{fg}	Baca gazları tarafından taşınım katsayısı [W/m^2-K]
h_l	Gizli su buharlaşma katsayısı
h_f	Borunun dış yüzeyinde oluşan yoğuşma filmi için taşınım ısı transfer katsayısı
Q	Su debisi [m^3/s]
k_m	Kütle transfer katsayısı
k_w	Boru malzemesinin ısı iletkenliği [$W/m-K$]
\dot{m}_e	Egzoz gazlarının kütleli debisi [kg/s]
\dot{m}_f	Yakıtın kütleli debisi [kg/s]
n_t	Boru sayısı
Nu_{cw}	Soğutma suyu ısı transferi/geçiş birim sayısı [-]
Nu_{fg}	Baca gazı ısı transferi/geçiş birim sayısı [-]
P_{atm}	Atmosfer basıncı [101.325 kPa]
Pr	Prandtl sayısı [-]
Pr_s	Yüzey Prandtl sayısı [-]
Δp_l	Borunun uzunluğu boyunca basınç kaybı [Pa]
Δp_{fg}	Baca gazı basınç düşümü [Pa]
Δp_{top}	Toplam basınç kaybı [Pa]
$R_{cooling\ water}$	Soğutma suyu ısı direnci [m^2K/W]
$R_{flue\ gas}$	Baca gazı termal direnci [m^2K/W]
R_{wall}	Boru malzemesinin ısı direnci [m^2K/W]
R_{fl}	Borunun iç kısmındaki kirlenme nedeniyle oluşan termal direnç [m^2K/W]
$Re_{fg,max}^m$	Baca gazlarının ortalama maksimum Reynolds sayısı [-]
S_T	Boru aralığı [mm]
ΔT_{lm}	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı [K]
T_{cw}	Dış boru duvar sıcaklığı [$°C$]
T_i	Ara yüzey sıcaklığı [$°C$]
T_{ow}	Boru dış duvarının sıcaklığı [$°C$]
U_0	Toplam ısı transfer katsayısı [W/m^2-K]
V_{max}	Borular arasındaki maksimum hızdır [m/s]
W_{pump}	Pompa gücü [W]
λ	Hava fazlalık katsayısı

Değişken	Tanımlama
y_{H_2O}	Baca gazlarının yığındaki suyun mol ağırlığı oranı
y_i	Yoğuşum içindeki suyun mol ağırlığı oranı
ρ_{fg}	Baca gazı yoğunluğu [kg/m^3]
η_{fan}	Fan verimi [-]
η_{pump}	Pompa verimi [-]

9.BÖLÜM KAYNAKLARI

1. P. K. NAG., *Power Plant Engineering*, 2006 Tata McGraw-Hill Publication, pp. 363.
2. <https://www.electrical4u.com/economiser-in-thermal-power-plant-economiser/> (28.12.2018 tarihinde erişildi)
3. Daniel Henriksson, Rikard Nyman Vierto, *Exhaust gas economizer on auxiliary engines*, Chalmers University Of Technology, Gothenburg, Sweden 2016
4. Eduard Eitelberg & Edward Boje, *Water circulation control during once through boiler start-up.*, 10 July 2003, University of Natal, Durban, South Africa.
5. *Design of cooler condensers for Mixtures of Vapors with Noncondensing Gases.* Colburn, A P and Hougén, O A. s.l. : *Industrial and Engineering Chemistry*, 1934, Vol. 26.
6. Zukauskas, A. *Heat Transfer from Tubes in Cross Flow.* [book auth.] J P Hartnett, T F Irvine and Eds. Jr. *Advances in Heat Transfer.* New York: Academic Press, 1972.
7. Gnielinski, V. s.l. : *Int. Chem. Eng.*, 1976, Vol. 16.
8. Hazell, Daniel. *Modeling and Optimization of Condensing Heat Exchangers for Cooling Boiler Flue Gas.* Bethlehem, PA : Lehigh University, 2011.
9. D. Q. Kern, *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, Int. ed. 1965.
10. DEMİR, Kadir Can, *Baca Gazının Ekonomizere Giriş ve Çıkış Tasarımının Isı Geri Kazanımına Etkisinin İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekirdağ 2017.

BÖLÜM-10

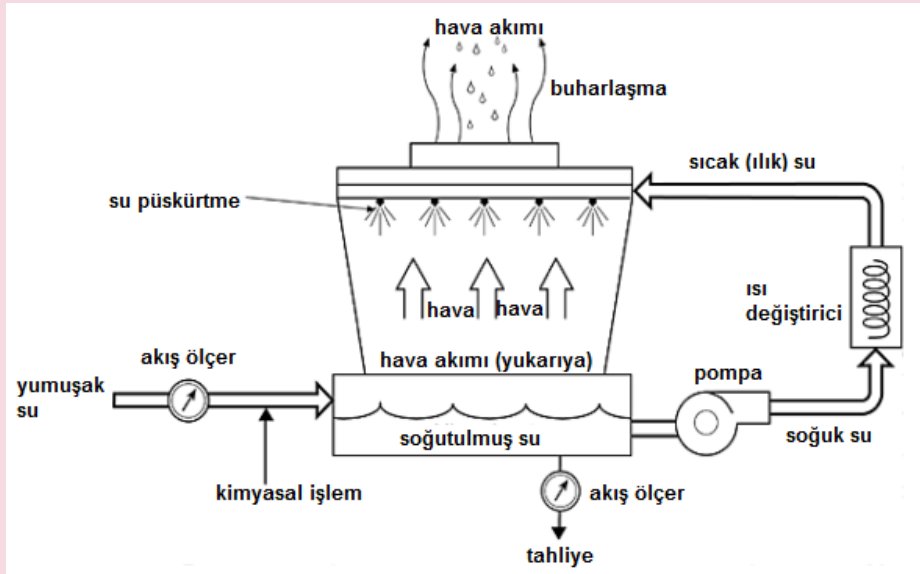
SOĞUTMA KULELERİ, KURU VE HİBRİT SOĞUTUCULAR

10.1 GİRİŞ

Soğutma sularının kıt ve sıcaklığı yüksek olan yerlerde, kondenserden çıkan soğutma sularını tekrar kullanmak, ekonomik yönden gereklidir. Bilhassa büyük kapasiteli soğutma sistemlerinde genellikle soğutma kulesinin kullanılması zorunluluğu ortaya çıkar.

Soğutma kuleleri ve püskürtme havuzları suyu soğutmak üzere ısı ve kütle transferi yapan ve bu maksatla suyun atmosferle geniş bir alanda temasını sağlayan, hava ve su akımları sürekli olan cihazlardır. Bu cihazlarda püskürtülen sıcak su damlacıklarına zıt yönde hava dolaşımı yapılır. Su damlacıkları kütlelerine göre geniş yüzeye sahip olduğundan, yüzeydeki bir miktar su molekülü hava etkisiyle buharlaşır. Buharlaşmakta olan su molekülü ait olduğu damlacıktan ısı alarak onu soğutur. Ayrıca damlalardan havaya taşınım ile ısı transferi oluşur (Şekil-10.1).

Su ile havanın temas yüzeyini attırmak, suyu yayan ızgara şeklindeki ahşap veya plastik kafesler (dolgu) yardımıyla sağlanabileceği gibi suyu fışkiyeler de atomize halde püskürtmek suretiyle de sağlanabilir.



Şekil-10.1 Su soğutma kulesi sistemi

10.2 SOĞUTMA KULELERİNİN SINIFLANDIRILMASI

Soğutma kuleleri çeşitli uygulamalarda kullanılmaktadır. Soğutma kulesi endüstrisi, soğutma kulelerini çeşitli uygulamalara göre daha kolay karşılaştıracak şekilde sınıflandırmak için çeşitli yollar geliştirmiştir. Burada bu farklı sınıflamalar özetlenecektir.

Üretim türü

Bir soğutma kulesini sınıflandırmanın en geniş yolu, imal yöntemidir. İki ana tip sahada monte ürünler (FEP) ve fabrikada monte edilen ürünler (FAP) olarak sınıflandırılır. Sahada monte edilen soğutma kuleleri, genellikle gerekli ısı atımı ve su debisi çok büyük olan güç santrallerine ve ağır sanayi pazarına hizmet eder. Bir FEP kulesinin birincil yapısı tipik olarak kullanım yerinde gerçekleşir. Fabrikada monte edilen soğutma kuleleri öncelikle üretim

tesisinde toplanır, daha sonra kullanım yerine gönderilir ve kurulur. FAP kuleleri iklimlendirme, hafif sanayi ve ticari pazarlara hizmet vermektedir.



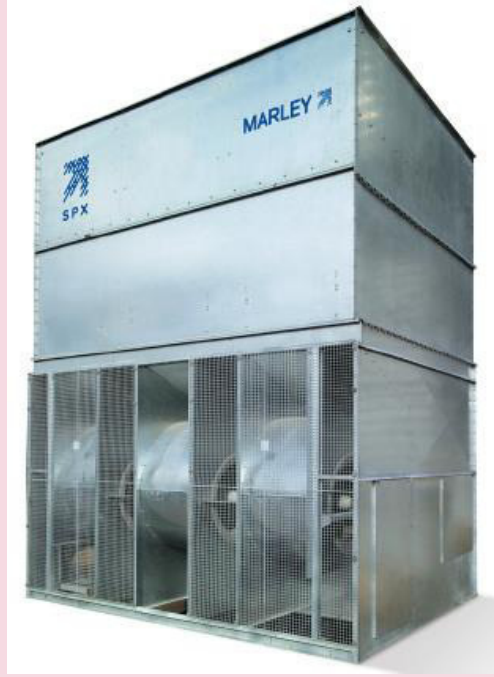
Şekil-10.2 Fabrika montajlı (FAP) soğutma kulesi (içten-çekişli çapraz akışlı soğutma kulesi)



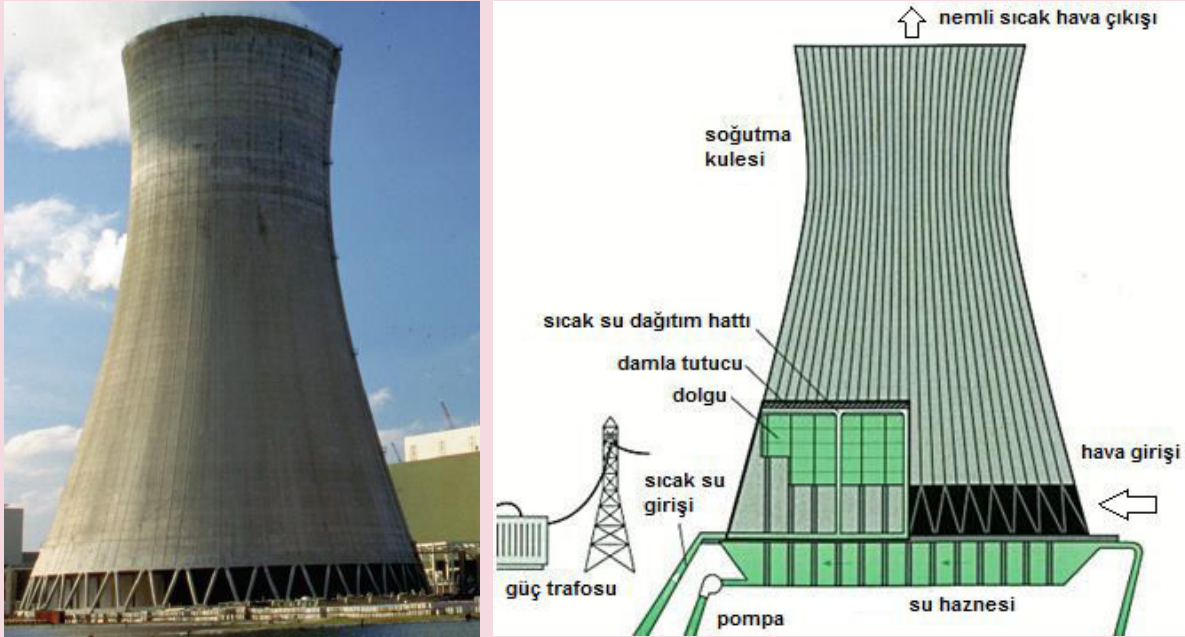
Şekil-10.3 Fabrika montajlı (FAP) soğutma kulesi (içten çekişli çapraz akışlı soğutma kulesi)

Çekiş Türü

Bir üretim tipi belirlendikten sonra, hava soğutma kulesine havanın girdiği yönetime bağlı olarak bir alt sınıflandırma mevcuttur. Kuleye hava sağlamanın üç yolu vardır; doğal çekiş (sadece FEP), içten çekişli ve içe üflemeli. Doğal çekişli bir soğutma kulesinden geçen hava akımı, dolgunun içindeki ısıtılmış (daha düşük yoğunlukta) hava ile kulenin dışındaki nispeten soğuk (daha yüksek yoğunlukta) ortam havası arasında mevcut olan yoğunluk farkıyla oluşur. Doğal çekişli soğutma kuleleri öncelikle çok büyük güç ve ağır sanayi uygulamalarında kullanılır. İçten çekişli kulelerin hava tahliyesinde aksiyel (aksiyal) fanlar bulunur ve havayı çeker. Güç santrallerinde nadiren kullanılan bu tip soğutma kuleleri, daha çok endüstriyel ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılır. İçe üflemeli soğutma kuleleri, soğutma kulesinin hava girişinde havayı itmek için tipik olarak santrifüj fanlar kullanılır. İçe üflemeli soğutma kuleleri, kanalla ilişkili yüksek statik basınçlara karşı çalışabilme avantajına sahiptir ve şartlar izin verirse iç mekâna monte edilebilir. Santrifüj fanlar aksiyel fanlardan daha az yaygındır çünkü iki kat daha fazla güç tüketebilirler.



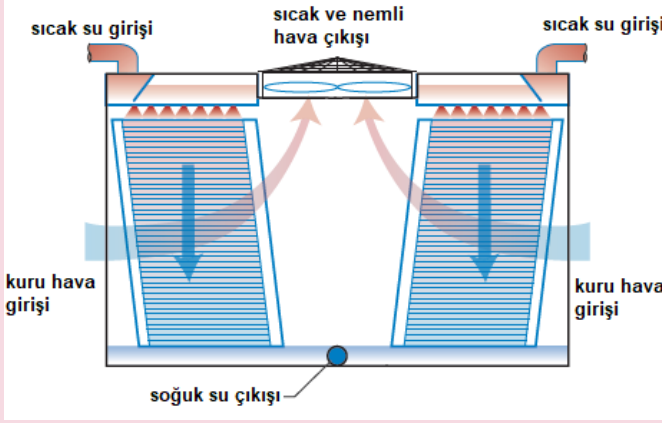
Şekil-10.4 Cebri soğutma kulesi—fabrika montajlı (FAP) ters akışlı soğutma kulesi



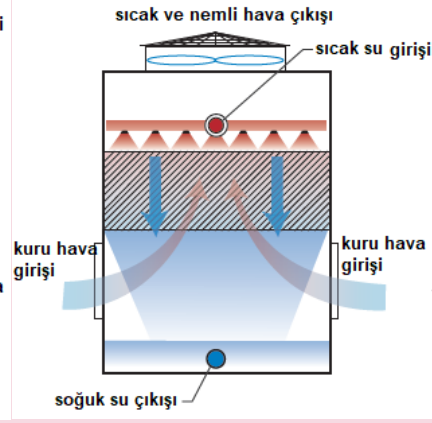
Şekil-10.5 Doğal çekişli soğutma kulesi – sahada monte (FEP), ters akışlı soğutma kulesi

Hava Hareketi

Soğutma kulesinin alt sınıflandırması için ek bir yöntem, hava ve süreç suyunun temas yöntemidir. Her ikisi de FEP ve FAP soğutma kulelerinde kullanılan iki tip sınıflandırma çapraz akış ve ters akıştır. Bir çapraz akışlı soğutma kulesinde, hava, düşen suyun yönüne doğru yatay olarak hareket eder. Bir ters akış kulesinde, hava düşen suyun yönüne ters yönde hareket eder. Uygulama tipi genellikle bir çapraz akış veya ters akışlı soğutma kulesinin süreç için daha uygun olup olmayacağını belirler. İklimlendirmede, bir FAP ters akış kulesi, küçük karbon ayak izi için tercih edilebilir, hâlbuki bir çapraz akışlı kule, bakım erişimi ve soğuk hava işletimi için daha iyi tolerans için tercih edilebilir. Güç ve ağır sanayi pazarında, kirli su uygulamaları için bir FEP çapraz akışlı kule tercih edilebilirken, daha iyi su kalitesine sahip uygulamalarda daha yüksek verim için bir ters akışlı soğutma kulesi tercih edilebilir.



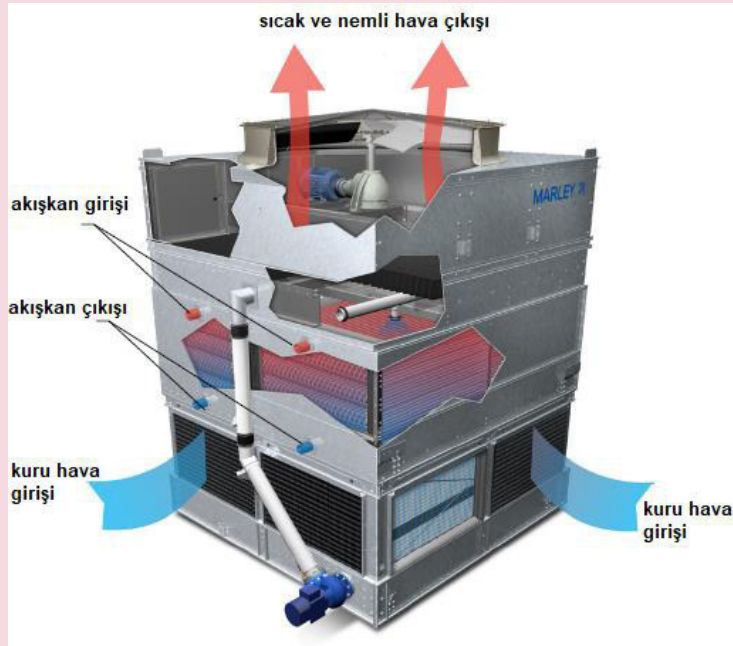
Şekil-10.6 Çapraz akışlı soğutma kulesi şematik



Şekil-10.7 Ters akışlı soğutma kulesi şeması

Hava/Su Teması Tipi

FAP kategorisinde, soğutma kuleleri de açık çevrim veya kapalı çevrim tasarımına dayalı hava/su temasıyla sınıflandırılır. Kapalı çevrim soğutma kuleleri (akışkan soğutucular) tipik olarak açık bir kuleye göre daha küçük bir tek hücre kapasitesine sahiptir, ancak birkaç avantajı vardır. Kapalı çevrim soğutma kuleleri süreç akışkanlarını ayrı ve temiz tutar. Süreç sıvısı kapalı bir döngüde olduğu için, sudan daha yüksek sıcaklıklarda akışkanlar soğutulabilir.



Şekil-10.8 İçten çekişli kapalı çevrim soğutma kulesi (sıvı soğutucusu) kesit görünüşü

10.3 PAKET TİP KULE MALZEMELERİ

Paket tip su soğutma kuleleri, su debisi 0-1200 m³/h arasındaki tesislerde kullanılırlar. Alternatiflerine oranla daha uzun ömürlü bir malzeme olan Camelyaf Takviyeli Polyesterden (CTP) imal edilen paket tip su soğutma kulelerinin, işletme ve bakım giderleri düşük ve kullanımları kolaydır. CTP paket tip kuleler kendi kategorilerinde en kaliteli su soğutma kuleleridir.

Kule gövdesi ile taşıyıcı kiriş ve kolonlar, CTP'den imal edilirler. Damla tutucu, su dağıtım sistemi, dolgu elemanları gibi soğutma suyu ile direk temasta olan kule elemanları paslanmaya karşı dayanıklı PVC, Polipropilen (PP), CTP

veya paslanmaz metalden oluşur. İsteğe bağlı olarak, kulenin en alt kısmında bulunan soğutulmuş su toplama havuzu da CTP malzemedен imal edilir.

CTP, mukavemeti arttıran, boyutsal sağlamlığı ve yüksek dayanıklılığı sağlayan kompozit bir malzemedir. CTP, polyesterin maksimum yapısal performansa ulaşmak için cam elyaf gibi katkı malzemesi ile birleştirilmesidir. Bu malzemeyi popüler yapan özelliği ise korozyona karşı mükemmel dayanımıdır. En iyi konstrüksiyon malzemesi olarak CTP;

- Asit, baz, klorid, solvent gibi kimyasal maddelere karşı korozyon direnci,
- Isıl direnç,
- Elektrik ve ısı izolasyonu,
- Yüke karşı yüksek direnç,
- Düşük bakım,
- Onarımı kolay,
- UV ışınlarına karşı dayanımı nedeni ile her zaman tercih edilen bir malzemedir.



Şekil-10.9 Paket tip kule

Paket tip kuleler, kurulduktan sonra gerekirse kolayca kaldırılıp taşınabilirler. Modüler bir yapıya sahiptirler.

Kullanılan malzemeler korozyona karşı dayanıklı ve birbiriyle uyumlu olduğundan CTP paket tip kuleler diğer alternatif malzemedен yapılan kulelere göre çok daha uzun ömürlüdür. Paket tip kuleler boya ve bakım gerektirmez.

Paket Tip Su Soğutma Kulesi Malzeme ve Elemanları

- Fan grubu
- Damla tutucular
- Su dağıtım sistemi
- Nozullar
- Dolgu
- Hava giriş panjurları
- Taşıyıcı yapı

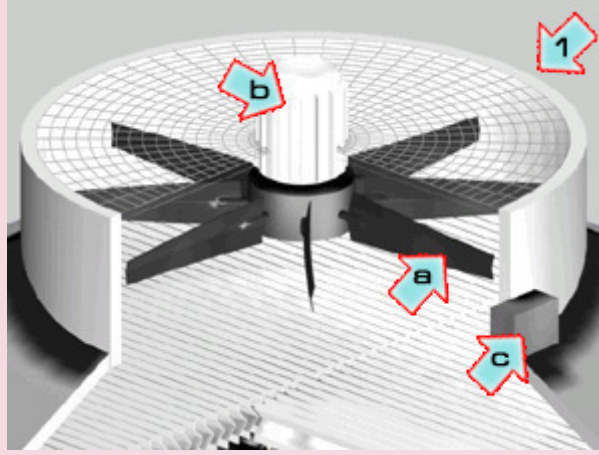
10.3.1 Fan Grubu

Fan grubu, kulenin çatı bölümünde fan bacası içerisinde bulunmaktadır. İşlevi, buharlaşmanın gerçekleşmesi için dışarıdaki havanın emilerek soğutma dolguları üzerinden geçirilip fan bacasından atmosfere atılmasını sağlamaktır.

Fan grubu, elektrik motoru veya redüktör miline doğrudan (direk akuple) bağlanabilir ve böylece enerji tasarrufu sağlanır. Bu sistemde mil, kayış, kasnak gibi aktarma organlarına ihtiyaç duyulmadığından bakım giderleri az olur ve problem olasılığını azaltır.

Fan grubu elemanları;

- a) Fan kanatları
- b) Fan motoru ve redüktör grubu
- c) Titreşim şalteri



Şekil-10.10 Fan grubu ve elemanları

a) Fan Kanatları: Fan kanatları camelyaf takviyeli polipropilen veya camelyaf takviyeli polyester (CTP) malzemeden üretilirler ve alüminyum alaşımdan enjeksiyon yöntemi ile üretilmiş fan tablasına monte edilirler. Bunlar, özel oluşturulmuş yuvalar ve 304 kalite paslanmaz çelik bağlantı elemanları kullanılarak fan grubu haline getirilirler.

Fan çapı büyük olan paket kulelerde CTP veya alüminyum kanat kullanılır. CTP fan kanatları, çok iyi derecede sıcak daldırma galvaniz kaplanmış fan tablaları üzerine, PP kanat muylu yatakları ve 304 kalite paslanmaz çelik bağlantı elemanları ile oluşturulur. Kanatların alüminyum olması tercih edilirse bu konuda uzman fan üreticilerinden bunlar set olarak tedarik edilmektedir.

Üç tip kanat seçeneğinde de kullanılan kanatların açılarının ayarlanabilir olması hava akımını kontrol etme imkânı sağlamaktadır. Kanat açıları proje değerlerine göre uygun açılarda ayarlanır.

Fan kanatlarının mutlaka statik ve dinamik balansları yapılmalıdır.



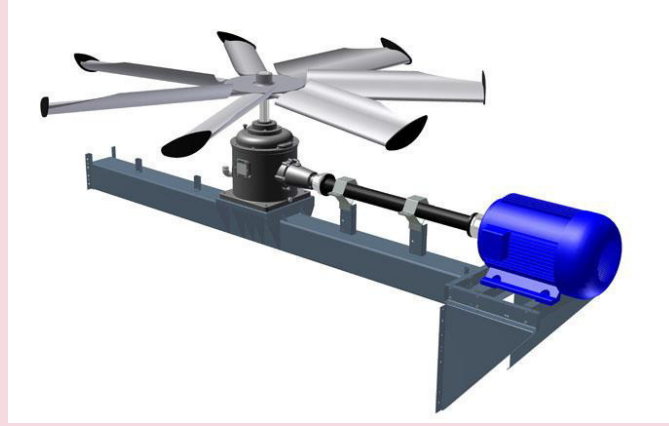
Şekil-10.11 Yerli fan



Şekil-10.12 İthal Multi-Wings fan

b) Fan Motoru ve Redüktör Grubu: Kulenin en üst kotunda fan bacası içerisinde özel tasarım olarak imal edilmiş çanak içerisinde bulunmaktadır. Fan uç hızına uygun devire sahip elektrik motorları direk olarak kullanılır. Büyük çaplı fan gruplarında ise hız sınırlamasından dolayı motor, redüktör ile birlikte çalıştırılır.

Tasarım değerlerine uygun elektrik motoru kullanılır. Redüktör seçiminde ise yerli ve ithal seçenekleri vardır.



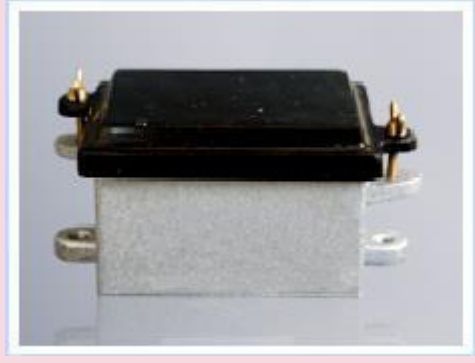
Şekil-10.13 Fan motoru ve redüktör

Elektrik motorları ve redüktörler düşey V1 konumda çalışır. Bunlar, ısıya karşı F sınıfı izole olup toz, yağ ve neme karşı IP 55 -56 koruma sınıfında seçilmektedir.

Redüktörlerin gövde malzemesi kır dökme demirden imal edilmektedir. Düz helisel dişlileri sementasyon çeliğinden imal edilmiş, gürültüsüz çalışacak şekilde taşlanmış olmalıdır. Milleri imalat çeliğinden imal edilerek, taşlama işlemine tabi tutulmuştur. Rulmanları çalışma şartlarındaki yük durumuna bağlı olarak kuvvetlendirilmiş rulmanlardır.

c) Titreşim Şalteri: Titreşim şalteri, kulenin en üst kotunda fan bacasının hemen yanında bulunur. Fan grubunda aşırı titreşim oluştuğunda balansı algılayarak elektrik motorunun devreden çıkmasını sağlar.

Böylece muhtemel arızalarda hasarın büyümesine ve tehlikeli sonuçların oluşmasına engel olur.



Şekil-10.14 Titreşim şalteri

10.3.2 Damla Tutucu

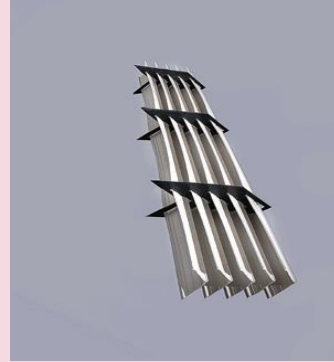
Damla tutucu, kule içerisinde fan grubunun bulunduğu platform ile su dağıtım sistemi arasında yer alır. Görevi, nozullarda (lülelerde) zerreciklere ayrılan su taneciklerinin cebri emilen hava ile sürüklenip fan bacasından kaçmasını engelleyerek su kaybını önlemektir. Kule oturma alanının tamamını kaplayacak şekilde monte edilirler.

Damla tutucu çeşitleri;

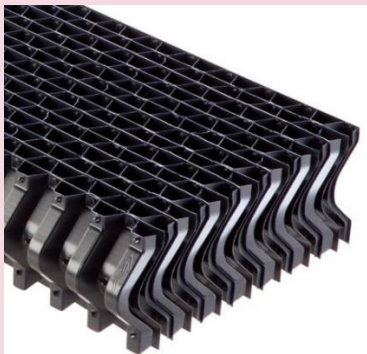
- Yüksüklü damla tutucular
- V-Tipi damla tutucular
- C-Tipi (sinüzoidal) damla tutucular
- C-Tipi yüksek (sinüzoidal) damla tutucular
- Emprenyeli ahşap özel damla tutucular



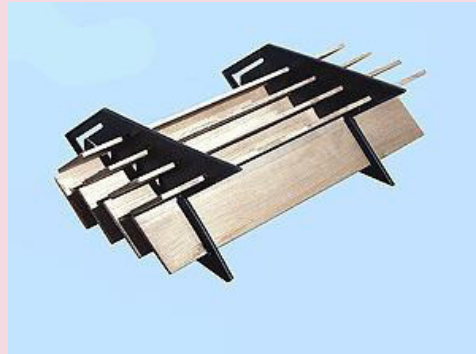
a) Yüksüklü



b) V-Tipi



c) C-Tipi



d) Emprenyeli ahşap

Şekil-10.15 Damla tutucu çeşitleri

10.3.3 Su Dağıtım Sistemi

Su dağıtım sistemi, kule içerisinde damla tutucular ile kule dolguları arasında bulunur. PVC'den mamul ana ve tali borulardan oluşur. Suyu kule oturma alanına üniform olarak dağıtacak şekilde tasarlanmıştır. Fıskiyeler, temizlik ve bakım için kolay sökülüp takılabilir şekilde imal edilebilir.

Su sıcaklığının yüksek olduğu yerlerde su dağıtım sistemi CTP, Paslanmaz Boru veya Polipropilen malzemeden üretilir. İşletmeden kaynaklanan suyun kirli olduğu durumlarda, kolay temizlenebildiğinden açık kanal sistemi önerilir.

Su dağıtım sistemi çeşitleri;

- PVC boru tipi
- CTP boru tipi
- CTP açık kanal



Şekil-10.16 Su dağıtım sistemi.



Şekil-10.17 PVC boru tipi.

10.3.4 Nozullar (Lüleler)

Dağıtım sistemindeki suyun dolgu üzerine püskürtülmesi için kullanılırlar. Debi ve basınç ayarlamalarının kolayca yapılabilmesi için nozul içine yerleştirilen ve değişebilen çapta huniler kullanılmaktadır. Nozul aralıkları genellikle dolgu tipine bağlı olarak değişebilir ancak film tipi dolgularda 10-15 cm aralıklarla takılması uygundur.

Nozul çeşitleri;

- Sprey nozul
- Elekli nozul
- Kademeli nozul
- Papatya nozul



Şekil-10.18 Nozul (lüle) çeşitleri.

10.3.5 Servis Penceresi

Kulenin yan duvarında bulunur. Su dağıtım sistemini ve dolguyu rahatlıkla kontrol etmeye yarar. Kulede arıza durumunda ve kontrollerde iç kısmın gözetlenmesine ve içerisine personel girmesine imkân verir. Kolay açılıp kapanabilir. Su sızdırmaz ve paslanmaya karşı dayanıklı malzemedен imal edilir.

Servis penceresi örnekleri;

- a) Metal kapaklı pencere
- b) Şeffaf kapaklı pencere



a) Metal kapaklı

b) Şeffaf kapaklı

Şekil-10.19 Servis penceresi örnekleri.

10.3.6 Dolgu

Su soğutma kulesi dolgusu, hava giriş panjurlarının üzerinde ve su dağıtım sisteminin altında bulunur. İşletme suyunun kirlilik derecesine göre PP'den mamul sıçratmalı ızgara ve sıçratmalı bigudi (tel kafes) veya PVC'den mamul film tipi petek dolgu kullanılır.

Dolgunun üzerine üniform olarak su yağmurlaması yapılır. Böylece su damlacıkları sürekli sıçratılarak veya dolgu üzerinde süzülerek kolayca buharlaşır. Dolgu, yüksek verim alınabilmesi için optimum ıslak yüzeyin sağlanacağı şekilde tasarlanıp monte edilir.

Aşağıdaki tablo işletme suyunun kalitesine göre kullanılan dolgularla ilgili bilgi vermektedir.

Tablo 1.2 Suyun kalitesine göre dolgu seçimi

Sirkülasyon Suyu Kalitesi	Aslıda Katı Madde Miktarı		Dolgu Türü	Dolgu Islak Yüzeyi
	Kısa Süreli Çalışma < 10 saat	Sürekli Çalışma 24 saat		
İşletme suyunun çok temiz ve temiz olduğu yerlerde	100-200ppm	70-120ppm	PVC Petek	~150-240
İşletme suyunun orta kirlilikte olduğu yerlerde	500ppm	300ppm	PP Bigudi	~90-150
İşletme suyunun kirliliği ve çok kirliliği olduğu yerlerde	Limitsiz	Limitsiz	PP Sıçratmalı	<90

Dolgu çeşitleri;

- Sıçratmalı ızgaradolgu
- Sıçratmalı bigudi dolgu
- PVC petek dolgu

a) Sıçratmalı Izgara Dolgu: PP'den mamul sıçratmalı gridler, üniform olarak yağmurlama yapılan dolgu katları arasında, sürekli sıçratılarak parçalanmasını sağlayacak şekilde tasarım ve monte edilirler. Sıçratılan su taneciklerinde buharlaşma yüzeyi oluşturulması sağlanır. Yüksek sıcaklıklarda dahi deforme olmaz. Sürekli çalışmada yaklaşık 80 °C ve kısa süreli çalışmalarda yaklaşık 90 °C sıcaklıklarda çalışabilir.

Askıdaki katı madde miktarı (ppm) çok yüksek sirkülasyon sularının olduğu yerlerde (limitsiz kirliliklerde) rahatlıkla kullanılabilir. Zaman içinde tıkanma ve birikmeler olmayacağından, kulede kirlilik yükü oluşturarak tahribata sebebiyet vermez.



Şekil-10.20 Sıçratmalı ızgara dolgu

Kule içerisinde CTP konstrüksiyona PP malzemeden özel olarak imal edilmiş kolaylıkla sökülür-takılır. Özellikle destekler ve paslanmaz tellerden oluşan taşıyıcı askılar vasıtasıyla asılırlar. Başlangıçta oluşturulan (ilk sıra) dolgu platformu desteklere asıldıktan sonra, 2. sıra dolguları 1. sıra dolgularına göre şaşırtmalı olacak şekilde asılır.

Tüm dolgular birbirine komşu katlar arasında şaşırtmalı olarak desteklere asılır. Böylece suyun nozuldan, soğutulmuş su havuzuna seyahatinde geçen zaman içerisinde devamlı olarak parçalanması sağlanmış olacaktır.

b) Sıçratmalı Bigudi Dolgu: Yeni bir dolgu türüdür. PP bigudi dolgu, yüksek sıcaklıklarda (kısa süreli çalışmada yaklaşık 80°C) ve kirli sularda tercih edilmektedir.

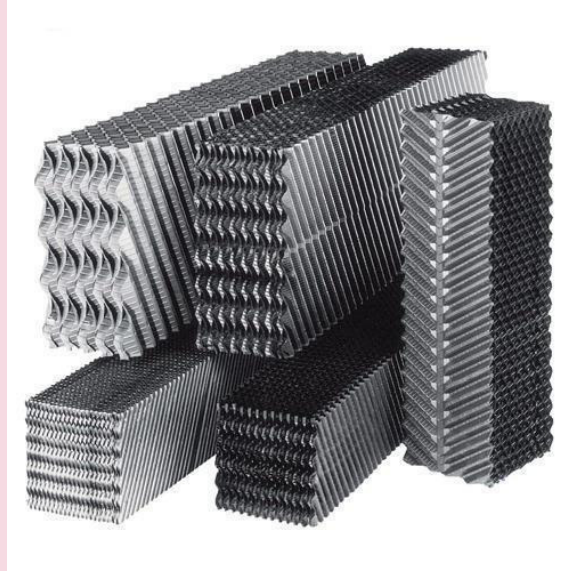
Yeniden kullanılmak üzere temizlenebilmesi kolaylığından faydalanılmaktadır. Yeniden kullanılması özelliği ile işletme maliyeti ucuzdur.



Şekil-10.21 Sıçratmalı bigudi dolgu

c) PVC Petek Dolgu: PVC petek dolgu ise, işletme suyunun daha temiz olduğu yerlerde (toz ve kirliliklerden arındırılmış), suyu kontrol edilen ve besleme suyunun sürekli yumuşatıldığı süreçlerde tercih edilmektedir.

55°C'ye kadar giriş suyu olan kulelerde, ıslak yüzeyinin daha fazla olmasından dolayı iyi performansından faydalanılmaktadır. Kirli kireçli sularda kullanıldığı takdirde temizlenme imkânı yoktur. Dolgu plaka ara mesafeleri 12, 19 ve 27 mm olmak üzere 3 farklı tipte imal edilmektedir.



Şekil-10.22 PVC petek dolgu.

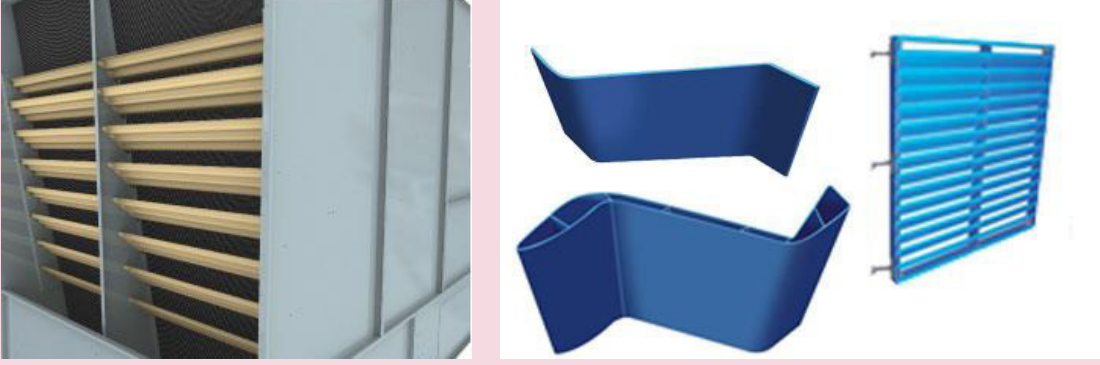
10.3.7 Hava Giriş Panjurları

Hava giriş panjurları, kulenin dışında gövde üzerinde, soğutulmuş su havuzu ile dolgu kotu arasında yer alırlar. Kuleye giren havanın üniform olarak dolguya geçişini sağlarlar. Havuzda biriken suyun sıçramalar ile kaybını önlerler. Güneş ışınlarını belli ölçüde engelleyerek yosun oluşumunu azaltırlar ve kulenin bu bölümündeki boşluğu kapatırlar.

Güzel görünüm için kulenin dört tarafında hava giriş panjurları bulunur. Panjurlar PVC'den imal edilirler. Kolay takılır ve sökülürler. Panjurlar minimum hava direnci sağlayacak şekilde monte edilirler.

Hava giriş panjur çeşitleri;

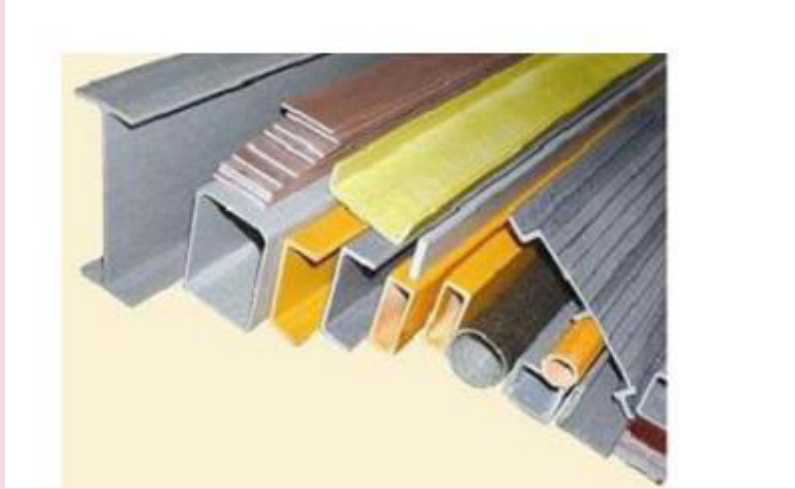
- a) CTP Panjur
- b) PVC panjur



Şekil-10.23 CTP ve PVC panjur.

10.3.8 Taşıyıcı Yapı

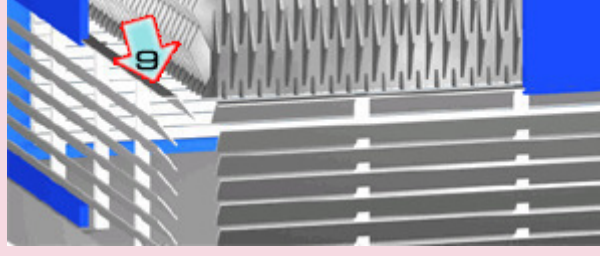
Taşıyıcı yapıyı oluşturan tüm elemanlar CTP-kompozit malzemeden imal edilirler. Kulede dış gövde elemanları, taşıyıcı yapı ve mekanik aksamın birleştirilmesinde kullanılan tüm cıvata ve somunlar 304 kalite paslanmaz çeliktendir.



Şekil-10.24 Taşıyıcı yapı

10.3.9 Su Yönlendiriciler

Su yönlendiriciler, kulenin içinde hava giriş panjurlarının üzerinde ve kule dolgularının altında yer almaktadır. CTP malzemeden imal edilip kule gövdesine 45° eğimli olarak monte edilirler. Fanın çalışmadığı zamanlarda kulenin yan duvarlarından süzülen suyun sıçrayarak havuz dışına çıkmasını engeller ve havuzun merkezine doğru yönlendirilmesini sağlarlar.



Şekil-10.25 Su yönlendiriciler

10.4 SOĞUTMA KULESİ KAPASİTESİNİ ETKİLEYEN ÇEŞİTLİ FAKTÖRLER

Soğutma kulelerinin ve püskürtme havuzlarının kapasitesi ilk olarak buharlaşma miktarına bağlıdır. Buharlaşma miktarı, su ile hava arasındaki temas yüzeyine ve atmosferik havanın yaş termometre sıcaklığına bağlı olarak değişir. Su ile hava arasındaki temas yüzeyi şunlara bağlıdır.

- Yüzeyi havaya maruz bırakılan suyun miktarına,
- Temas yüzeyinin uzunluğuna,
- Kule ve havuzdan geçen havanın hızına

Atmosferik havanın yaş termometre sıcaklığının değişmesi kontrol edilemez. Fakat yaş termometre sıcaklığı azaldığında hava daha fazla su emebilir ve böylece daha fazla buharlaşma gerçekleşir. Bundan dolayı soğutma kulesi ve püskürtme havuzu kapasitesini arttırmak, havanın yaş termometre sıcaklığını düşürmekle mümkün olabilir. Havanın kuru termometre sıcaklığı bu sistemlerin kapasitesini daha az etkiler, çünkü sudan havaya geçen duyulur ısı miktarı azdır. Ancak su ile hava arasındaki kuru termometre sıcaklık farkları arttıkça havanın duyulur ısı emme miktarı da artar. Soğuk havalarda çalışma esnasında bu durum görülür.

10.5 SOĞUTMA KULELERİNDE PERFORMANS DEĞERLENDİRİLMESİ

Soğutma kulelerinin performansını değerlendirmek, enerji israf alanları belirlemek ve iyileştirmeleri önermek için tasarım değerlerine doğru “yaklaşımı” ve “fark” kavramları kullanılır. Performans değerlendirme sırasında, taşınabilir izleme araçları, aşağıdaki parametreleri ölçmek için kullanılır:

- Hava yaş termometre sıcaklığı
- Havanın kuru termometre sıcaklığı
- Soğutma kulesi su giriş sıcaklığı
- Soğutma kulesi çıkış suyu sıcaklığı
- Egzoz hava sıcaklığı
- Pompa ve fan motorlarının elektriksel okumaları
- Su akış hızı
- Hava debisi

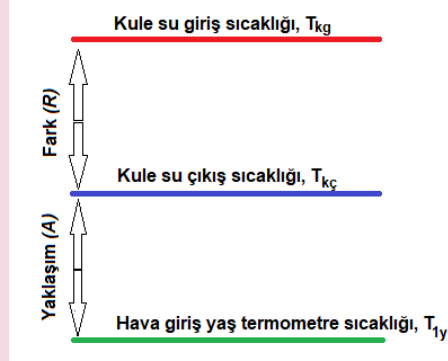
Daha sonra bu ölçülen parametreler ve çeşitli şekillerde soğutma kulesi performansını belirlemek için kullanılır. Bunlar;

a) Fark (R): Fark R ($^{\circ}\text{C}$), soğutma kulesi suyu giriş sıcaklığı (T_{kg}) ve çıkış sıcaklığı ($T_{kç}$) arasındaki farktır (Şekil-10.26) ve birimleri $^{\circ}\text{C}$ 'dir. Yüksek soğutma farkı ile soğutma kulesinde su çıkış sıcaklığını düşürmek mümkün olur ve bu nedenle iyi performans anlamına gelmektedir. R eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$R = T_{kg} - T_{kç} \quad (10.1)$$

b) Yaklaşım (A): Yaklaşım A (°C), T_{kg} ile hava giriş yaş termometre sıcaklığı (T_{1y}) arasındaki farktır (Şekil-10.26). Düşük yaklaşım iyi soğutma kulesi performansını gösterir. R (aralık) ve A birlikte izlenmesine rağmen, A soğutma kulesi performansının daha iyi bir göstergesidir ve eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$A = T_{kç} - T_{1y} \quad (10.2)$$



Şekil-10.26 Soğutma kulelerinde "fark" ve "yaklaşım" kavramları [5]

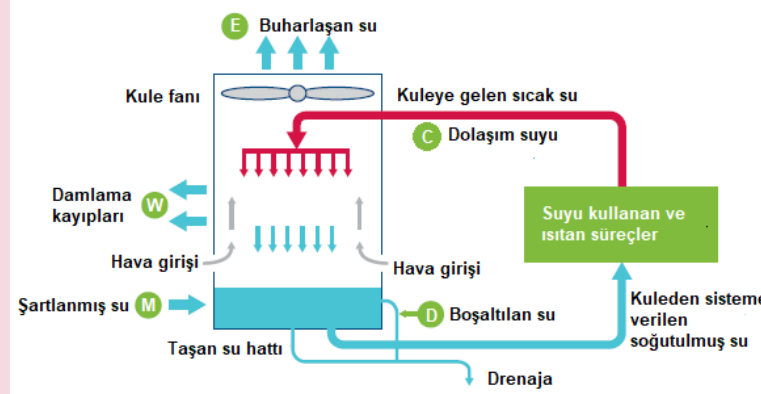
c) Kule Verimi (η_k): η_k (%) Soğutma farkı (R) ile fark (R) ve yaklaşım (A) toplamı arasındaki yüzde orandır. Bu oran ne kadar yüksekse soğutma kulesi verimliliği o kadar yüksek demektir. η_k eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$\eta_k = \frac{R}{R+A} \times 100 \quad (10.3)$$

d) Soğutma Kapasitesi (\dot{Q}): \dot{Q} atılan ısının miktarıdır ve birimi kW'tır ve eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{su} C_{p,su} (T_{kç} - T_{kg}) \quad (10.4)$$

Burada, \dot{m}_{su} kulede dolaşan su debisi (kg/s) ve $C_{p,su}$ kule suyunun özgül ısısıdır (kJ/kg-K).



Şekil-10.27 Kapalı çevrim soğutma kulesi sistemi [6]

e) Buharlaşma Kaybı (E): E soğutma işlemi için buharlaştırılarak su miktarıdır ve birimi m^3/h 'dir. Teorik olarak buharlaşma miktarı atılan her 1 000 000 kcal ısı için $1.8 m^3$ su dışarı atılır. Hesaplama için aşağıdaki deneye dayalı Perry eşitliği kullanılabilir:

$$E = 0.00085 \times 1.8 \times \dot{m}_{su} \times R \quad (10.5)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h H_v = E H_v \quad (10.6)$$

Burada, \dot{m}_h kütleli hava debisi, H_v ise gizli buharlaşma ısısıdır (kJ/kg).

(4) bağıntısı ile (6) bağıntısı eşitlenirse;

$$E = \dot{m}_{su} R \frac{C_{p,su}}{H_v} \quad (10.7)$$

bağıntısı bulunur. $C_{p,su} = 4.188 \text{ kJ/kg-K}$ ve $H_v = 2260 \text{ kJ/kg}$ alınırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$E = 0.00185 \dot{m}_{su} R \quad (10.8)$$

f) Damlama ve Sürüklenme Kaybı (W): W normalde süreç tasarımına dayanan soğutma kulesi üreticisi tarafından verilir. Mevcut değilse, aşağıdaki gibi kabul edilebilir:

$$W = 0.0001 \dot{m}_{su} \quad (10.9)$$

g) Şartlanmış Su Gereksinimi (M): Soğutma kulesi kütleli dengesi, şartlanmış su gereksinimi hakkında bir fikir verir. Soğutma kulesindeki şartlanmış su ihtiyacı (M), buharlaşma (E), Sürüklenme (W) ve boşaltma işleminden (D) kaynaklanan su kayıplarının yerini almalıdır:

$$M = E + W + D \quad (10.10)$$

h) Dolaşım Suyu Derişikliği (C): C, suda oluşan toplam çözülmüş katı madde miktarının (TDS) (birimi mg/L) şartlanmış su içinde çözülmüş katı madde miktarına oranıdır ve eşitlik aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$C = \frac{\text{Dolaşım suyu içindeki TDS}}{\text{Şartlanmış su içindeki TDS}} \quad (10.11)$$

Derişiklik değeri kalsiyum (Ca) sertliği cinsinden de ifade edilebilir:

$$C = \frac{\text{Dolaşım suyu Ca sertliği}}{\text{Şartlanmış su Ca sertliği}} \quad (10.12)$$

TDS'yi pratik bir şekilde doğrudan ölçmek zordur, ancak suda elektriksel olarak iletken hale gelen suda çözülmüş katı maddelerdir. Daha yüksek TDS seviyelerine sahip su, daha düşük TDS seviyelerine sahip sudan daha fazla elektrik iletmektedir. Su iletkenliğinin akım teknolojisi kullanılarak ölçülmesi nispeten kolaydır ve bu genellikle TDS için bir göstergesi olarak kullanılır. TDS bu nedenle C için kullanılan parametredir. Bu nedenle, boşaltılan su debisi sistem iletkenlik duyargası tarafından kontrol edilir. İletkenliğin birimi mikro-siemens/cm ($\mu\text{S/cm}$). Bu nedenle C şöyle ifade edilebilir:

$$C = \frac{\text{Dolaşım suyunun iletkenliği} (\mu\text{S/cm})}{\text{Şartlanmış suyun iletkenliği} (\mu\text{S/cm})} \quad (10.13)$$

Dolaşım suyu derişikliği, süreç tasarımına bağlı olarak normalde 3,0 ila 7,0 arasında değişir. Soğutma kulesinin şartlanmış su ihtiyacını azaltmak için dolaşım suyu derişikliğini olabildiğince yüksek tutmak tavsiye edilir. Aynı zamanda, yüksek dolaşım suyu derişikliği, dolaşımdaki soğutma suyundaki çözülmüş katı madde derişikliğini arttırır, bu da süreç ısı transfer ekipmanının çökelti yapmasına ve kirlenmesine neden olur.

f) Akış Kayıpları (FL): Akış kayıpları derişiklik ve buharlaşma kayıplarına bağlıdır ve aşağıdaki eşitlik ile bulunur:

$$FL = \frac{E}{C-1} \quad (10.16)$$

Burada, sırasıyla FL akış debi kayıplarını (m^3/h), E buharlaşan su debisini (m^3/h) ve C ise derişiklik oranını göstermektedir.

g) Sıvı/Gaz (L/G) oranı: Bir soğutma kulesinin L/G oranı, su ve hava kütleli akış debileri arasındaki orandır. Soğutma kulelerinde L/G oranları dolgu tipine ve kule su giriş sıcaklığına bağlı olarak seçilebilir, ancak mevsimsel değişimlerde iyi soğutma kulesi verimi sağlamak için su ve hava debilerinin ayarlanması gereklidir. Kapasite ayarlamaları üç yollu vanalar ile su yükleme derişiklikleri veya fan devir sayısı derişimleri ile yapılabilir. Termodinamik kurallarına göre sudan atılan ısı, çevredeki havanın emdiği ısıya eşit olması gerektiğini ifade eder. Bu nedenle, aşağıdaki bağıntı kullanılabilir:

$$\frac{L}{G} = \frac{(h_2 - h_1)}{C_{p,su}(T_{kg} - T_{kç})} \quad (10.17)$$

Burada, sırasıyla L/G, sıvı ile gaz kütle debileri oranı (kg-sıvı/kg-gaz), h_1 kuleye giren havanın entalpisi (kJ/kg) ve h_2 kuleden ayrılan nemli havanın entalpisi (kJ/kg) şeklindedir.

Tablo 10.1 Farklı tip kule dolgularında tasarım değerleri

	Sıçratmalı dolgu	Film dolgu	Düşük aralıklı film dolgu
Mümkün olan L/G oranı	1,1-1,5	1,5-2,0	1,4-1,8
Faydalı ısı transfer yüzeyi (dolgu sıklığı)	30-45 m ² /m ³	150 m ² /m ³	85-100 m ² /m ³
Gerekli dolgu yüksekliği	5-10 m	1,2-1,5 m	1,5-1,8 m
Gerekli pompa basma yüksekliği	9-12 m	5-8 m	6-9 m
Gerekli hava debisi	Yüksek	En düşük	Düşük

10.6 KULE TASARIM DURUMLARI

Genelde su soğutma kuleleri en sıcak yaz günlerine ait meteorolojik veriler göz önünde bulundurularak tasarlanırlar.

Gerekli Bilgiler:

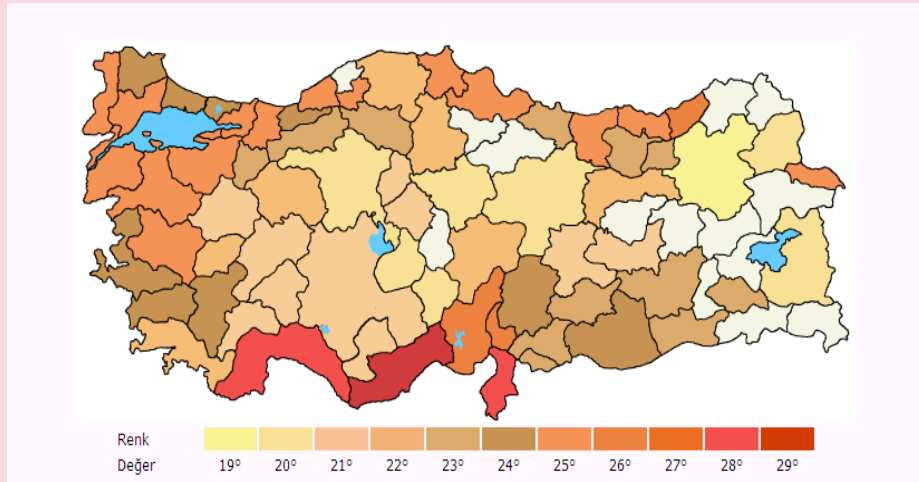
- Toplam soğutulacak su miktarı (m³/h) ve/veya kapasite (kcal/h, kW)
- Soğutma kulesi giriş suyu sıcaklığı (°C)
- Soğutma kulesi çıkış suyu sıcaklığı (°C)
- Bölgeye ait yaş termometre değeri (°C)

Yardımcı Bilgiler:

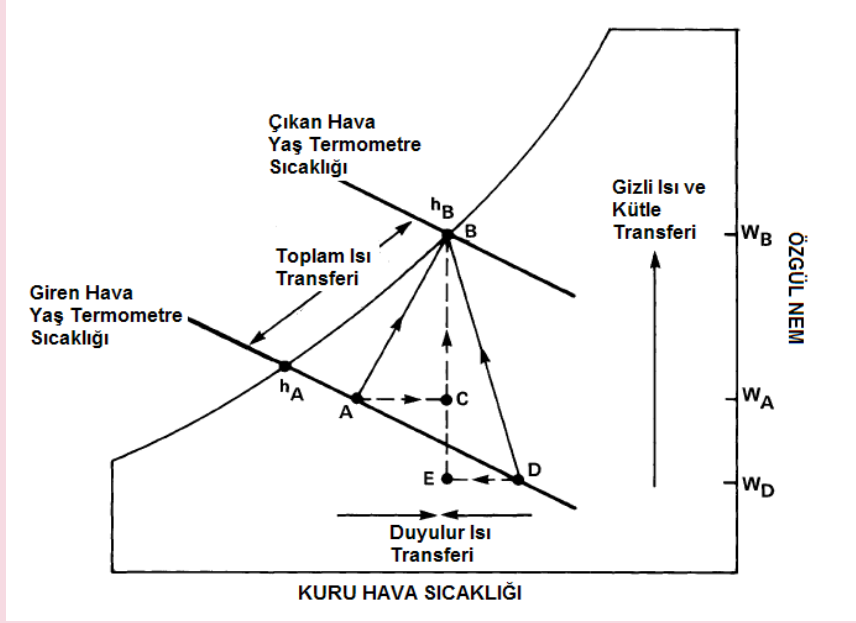
- Sirkülasyon suyunun kalitesi
- Bölgeye ait kuru termometre sıcaklığı (°C)
- Bölgeye ait nem oranı verileri (%)
- Deniz seviyesine göre yükseklik (m)
- Soğutma suyunun kullanıldığı tesis

Yaş Termometre Sıcaklığı: Soğutmanın sağlanmasında en belirleyici olan etken yaş termometre sıcaklığıdır. Bu değer bölgelere göre farklılık gösterir. Kulezin kurulacağı bölgeye ait yaş termometre sıcaklığı değerini belirlemek için çeşitli tablo veya haritaları kullanabilirsiniz.

Not: Şekil-10.28’de belirtilen Yaş Termometre sıcaklık değerleri şehir merkezi için belirlenmiş değerlerdir. İlçelerde farklı değerler geçerli olabilir.



Şekil-10.28 illere göre yaş termometre değerleri



Şekil-10.29 Soğutma kulesindeki havanın psikrometrik analizi

Giren hava kuru termometre sıcaklığı; herhangi bir buharlaştırıcı tipte soğutma kulesinden buharlaştıran su miktarını etkiler. Hiperbolik kulelerden geçen hava akımını da etkiler ve doğrudan kuru durumda çalışan herhangi dolaylı-temas soğutma kulesi bileşeninde ısı yeteneği kurar. Parametrelerdeki değişikliklerle bağlantılı olan kule performansındaki değişiklikler Performans Eğrileri hakkındaki bölümde açıklanmaktadır.

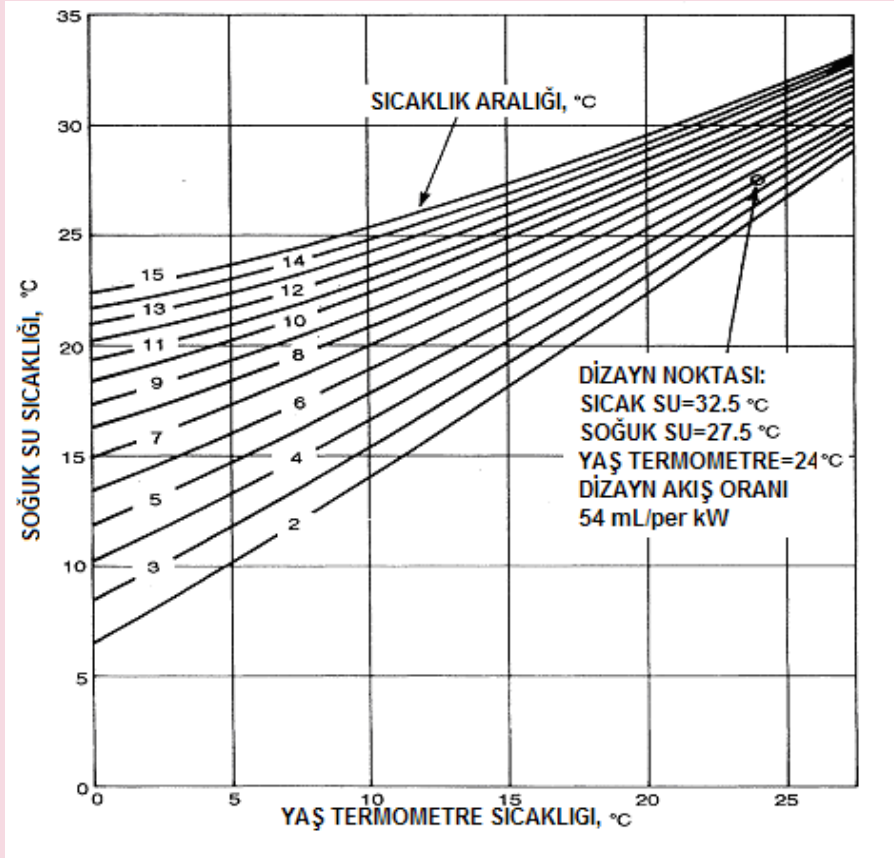
Havalandırma uygulamaları için kullanılan soğutma kulesinin ısı yeteneği, buharlaştırıcı soğutmanın kW başına 1,25 kW ısı dağılımına dayanan geçerli kapasitede ifade edilebilir. Geçerli soğutma kapasitesi 25,6 °C giren hava yaş termometre sıcaklığında, 35 °C'den 29,4°C'ye kadar suyun 54 mL soğuması olarak tanımlanır. Bu durumlarda, soğutma kulesi, buharlaştırıcı kapasitenin kW'ı için 1,25 kW'ı reddeder. Bu tarihsel tüketim, tipik havalandırma durumlarında, buharlaştırıcı da toplanan ısının her kW için, soğutma kulesinin, ek olarak 0,25 kW kompresör (sıkıştırıcı) ısı dağıtması gerektiği varsayımına dayanır. Özel uygulamalar için geçerli kapasite oranları kullanılmaz ve kulenin ısı performans yeteneği genellikle özel çalışma sıcaklığı durumlarındaki bir su akım oranı olarak ifade edilir. (Giren su sıcaklığı, çıkan su sıcaklığı, giren hava yaş termometre sıcaklığı).

10.7 SOĞUTMA KULESİ TERMAL PERFORMANS BELGELENDİRİLMESİ

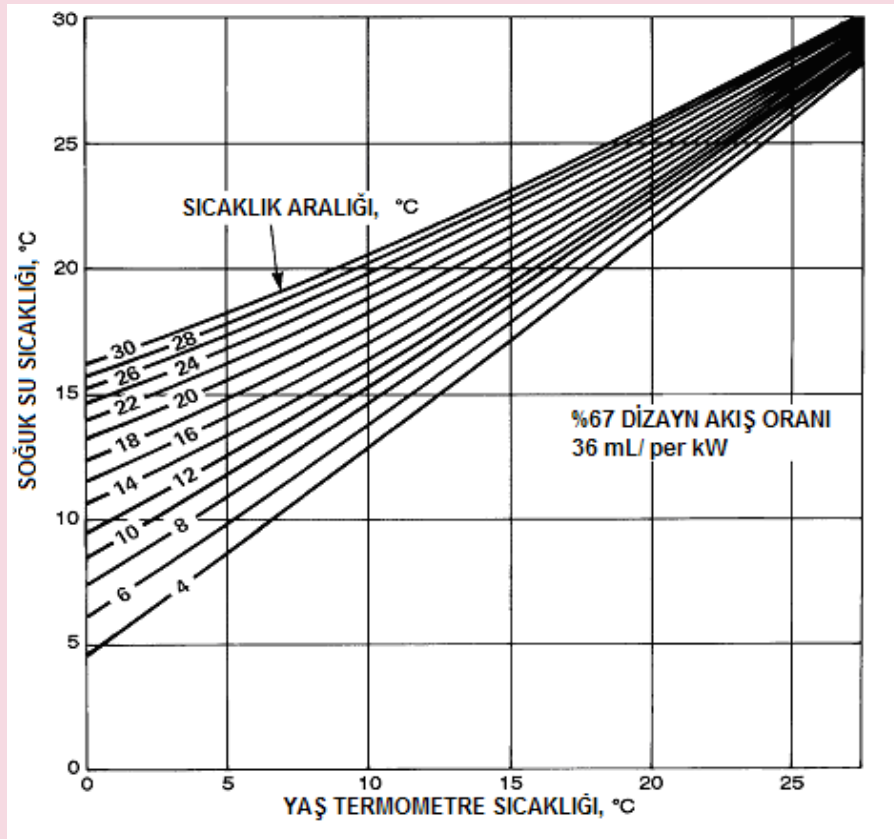
Bir soğutma kulesinin tam olarak çalışması için garanti arayan alıcı için üç temel alternatif vardır;

1. Bağımsız üçüncü bir grup tarafından verilen performans sertifikası,
2. Ünite yerleştirildikten sonra alanda yapılan bir kabul testi ya da
3. Bir performans değeri, performans sertifikasına uygun olan kodlar ve standartlar.

Soğutma kuleleri, hidrokarbon işleme endüstrisindeki 65-70 °C sıcak su sıcaklığına kadar ulaşan geniş bir sıcaklık seviyesi farklılığına sahiptir. Havalandırma ve soğutma endüstrisinde kuleler genellikle 32-46 °C sıcak su sıcaklığında uygulanırlar. Bu tür soğutma kuleleri için tipik standart bir tasarım durumu 35 °C sıcak sudan 29,4°C'ye kadar soğuk su sıcaklığı ve 25,6 °C yaş termometre sıcaklığıdır.



Şekil-10.30 Soğutma kulesi performansı- %100 tasarım akışında



Şekil-10.31 Soğutma kulesi performansı- %67 tasarım akışında

Belgelendirme:

Çoğu ticari soğutma kulesinin ısı performansını Soğutma Kulesi Enstitüsü (CTI) tarafından STD-201 'e Standartlarına göre belgelenir. Bu mekanik taslak standart, açık ve kapalı devre su soğutma kulelerine uygulanır. Soğutma kulesine giren havanın yaş termometre sıcaklığına dayanır ve açık, kısıtlanmamış bir çevrede çalıştırılırken kulenin performansını belgeler.

Alan Kabul Testi:

Belgelendirmeye bir alternatif olarak, kulenin performansı, yerleştirmeden sonra iki test standardından birine uygun olarak bir olan testi yaparak değerlendirilebilir. Bu iki standart Amerikan Makina Mühendisleri Odası (ASME) Standardı PTC-23 kullanılsa da CTI Standardı A TC- I 50 daha yaygın kullanılır: Bu standartlar gerektiği şartlarda birbirine benzer ve her ikisi de giren havanın yaş-termometre sıcaklığındaki performans değerlendirmesine dayanır. ASME Standart PTC çevre yaş termometre sıcaklıklarına da dayanan değerlendirme için bir alternatif sunar.

Bu ikisinden biriyle, test, sıcak su dağıtım havuzu ya da kuleye giriş borusundaki sıcak suyun sıcaklığını ölçmekten oluşur. Tercihen soğuk su sıcaklığı, sıcaklık düzenin daha az olduğu dolaşım pompasının çıkışında ölçülür. Yaş-termometre sıcaklığı, mekanik psikrometrier dizisi ile ölçülür. Tekrar-dolaşan suyun akış debisi onaylanmış birçok metotla ölçülebilir. En sık olanı, kuleye giren borunun pitot borusu çapraz geçişidir. Son zamanlarda ayarlanmış araçlar tüm yerleştirmeler için önerilen bütün ölçüler ve elektronik bilgi kazancı için kullanılmalıdır.

Doğru bir test için, kulenin, dolaşan suyun sürekli akışı ile sürekli bir ısı yükünün altında çalışmalıdır. Hava şartları, değişken olmamalıdır. Kule temiz olmalı ve tasarım hızında çalışan bütün ekipmanlar, uygun su dağıtımına göre yerleştirilmelidir. CTI ve ASME Standartlarının ikisi de derecenin, akışın yaş-termometre sıcaklığının, ısı yükünün ve fan pervane gücünün tasarım çalışma şartlarından sapmalarını özelleştirir.

Performans Bağı: Soğutma kulesinin üreticinin orantıladığı ısı performansını vermemesi durumunda garanti sağlamak amacıyla birkaç üretici performans bağı sunar.

10.8 SOĞUTMA KULESİ TEORİSİ

Baker ve Shryock (1961), soğutma kulesinin ısı analizi için aşağıdaki teoriyi geliştirdiler [2]. Tipik bir soğutma kulesindeki şartlandırılmış su, genellikle dolaşımdaki kondenser suyunun yaklaşık %2'si kadar olduğundan, eğer şartlanmış su ile blöf ve sürüklenme kayıpları arasındaki ısı enerjisi farkı göz ardı edilirse ve ilaveten suyun entalpi artışı ilave edilirse, daha sonra kondenser su ve hava arasındaki enerji dengesi aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$\dot{m}_{su} C_{p,su} dT_{su} = \dot{m}_h dh_h \quad (10.18)$$

Burada:

\dot{m}_{su} : Kulede dolaşan su debisi [kg/s]

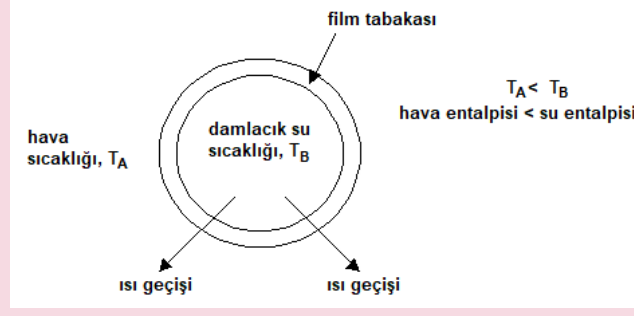
$C_{p,su}$: Suyun özgül ısısı [kJ/kg-K]

T_{su} : Kule su sıcaklığı [°C]

\dot{m}_h : Kuledeki havanın kütledebisi [kg/s]

h_h : Havanın entalpisi [kJ/kg]

Kule suyunu ve hava akışını ayıran doymuş hava filminin ısı direnci göz ardı edilirse, hava-su ara yüzünden (kondenser su damlacıklarını çevreleyen doymuş hava filmi) toplu hava akışına kombine bir ısı ve kütle transferi olduğu kabul edilebilir (Şekil-10.32).



Şekil-10.32 Su damlası ile onu çevreleyen film tabakası

$$\dot{m}_h dh_h = K_m (h_s - h_h) dA \quad (10.19)$$

Burada:

K_m : Kütle transfer katsayısı [kg/s.m^2]

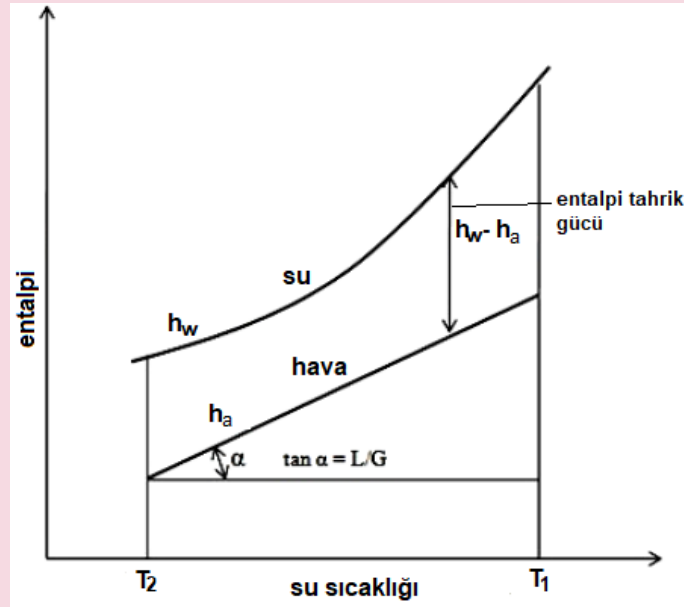
h_s : Doymuş hava filmi entalpisi [kJ/kg]

A : Hava ile su arasındaki ısı transfer yüzeyi [m^2]

(10.19) bağıntısında entalpinin veya toplam havanın ısısının değişmesi, duyulur ısı ve gizli ısıdaki değişikliklerden oluşur. Dolgu hacmi V ve temas yüzey alanı A olan bir soğutma kulesini düşünün. $A = aV$ (m^2). Burada a kule dolgusunun birim hacim başına kapsadığı yüzey alanıdır (dolgu sıklığı). Ardından (1) ve (2) bağıntılarının birleşiminden;

$$\frac{K a V}{L} = C_{p,su} \int_{T_{su1}}^{T_{su2}} \frac{dT_{su}}{h_s - h_h} \quad (10.20)$$

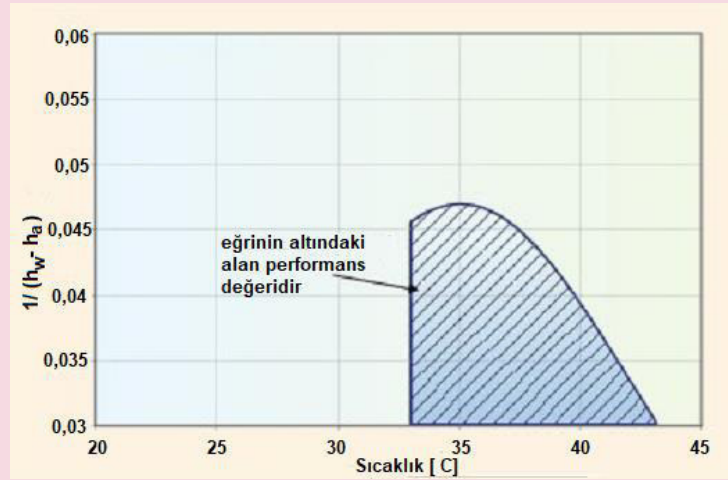
(10.20) bağıntısının entegre edilmiş değeri, genel olarak kulenin karakteristik katsayısı veya Merkel sayısı olarak bilinir. Bu soğutma işlemi en iyi şekilde sıcaklığa karşı entalpiyi gösteren bir psikrometrik grafik üzerinde açıklanabilir. Süreç, Şekil-10.33'de gösterilen tahrik kuvvet diyagramında gösterilmektedir. Hava filmi, doyma eğrisi üzerindeki su işletim çizgisi ile temsil edilmektedir. Ana hava, hava iletim hattıyla temsil edilir, eğimi ise sıvı (su)-hava kütle debileri oranı (L/G)'dir.



Şekil-10.33 Tahrik kuvveti diyagramı olarak bilinen bu alan, su ve hava için sıcaklığa karşı entalpi değişimini gösterir.

(10.20) bağıntı, temel olarak kulenin herhangi bir noktasında, suyun ve ana hava akımının yüzeyindeki hava entalpisindeki farka bağlı olarak ısı ve su buharının havaya aktarıldığını söylemektedir. Böylece, herhangi bir noktada tahrik kuvveti, iki işletim hattı arasındaki dikey mesafedir. Bu nedenle, soğutma kulesinden talep edilen performans, bu farklılığın tersidir. Merkel bağıntısının çözümü Şekil-10.34'te gösterilen performans talep diyagramı ile gösterilebilir. KaV/L değeri eğri altındaki alana eşittir ve bir soğutma kulesi aralığı için tanımlanan NTU 'ların toplamını temsil eder.

Giren t_y 'deki bir artış, hava çalışma hattını dengeyi kurmak için sağa ve yukarıya doğru hareket ettirir. Yaklaşım (A) azalırken, hem soğuk su sıcaklığı (t_{su2}) hem de sıcak su sıcaklığı (t_{su1}) artar. Doygunluk hattının eğriliği, yaklaşımın, büküm arttıkça, gittikçe daha yavaş bir oranda azaldığı şeklindedir. Isı yükünde bir artış soğutma aralığını arttırır ve hava işletim hattının uzunluğunu arttırır. Dengeyi korumak için, hat sağa, t_{su1} , t_{su2} ve yaklaşımı arttırır. Artış sıcak su sıcaklığının soğuk su sıcaklığından çok daha hızlı artmasına neden olur. Her iki durumda da KaV/L sabit kalmalıdır. Bununla birlikte, L/G 'deki bir değişiklik KaV/L değerini değiştirecektir.



Şekil-10.34 Merkel bağıntısını çözümü (Bağıntı 10.20), genellikle grafik olarak yapılır, integralin eğrinin altındaki alana eşit olduğu yeri göstermektedir.

10.9 KULE KAPASİTESİ, BOYUTU VE KULE KATSAYISI İLİŞKİSİ

(2) bağıntısı aşağıdaki gibi de ifade edilebilir;

$$\dot{m}_{su} C_{p,su} (T_{kg} - T_{kç}) = \frac{KaV}{L} (h_s - h_1) \quad (10.21)$$

(4) bağıntısında, kondenser suyundan çıkan toplam ısı $\dot{m}_{su} C_{p,su} dT_k$ 'yi temsil eder. \dot{m}_{su} kg/s cinsinden ise, soğutma kulesi kapasitesi kW cinsindedir. Kule kapasitesi, su soğutmalı kondenserdeki gerekli toplam atık ısıyı karşılamalıdır.

Kule büyüklüğü esas olarak hem kesit alanını hem de dolgu V derinliğini içeren dolgu sıklığı ile belirtilir. Dolgu ve su akımları ile dolgu ve su püskürmesi arasındaki boşlukta da açıkça ısı ve kütle transferi meydana gelir. Basitleştirmek için, bunlar dolgu hacmine dâhil edilmiş sayılabilir.

Kule katsayısı KaV/L , aslında ısı transfer ünitesini veya dolgunun boyutunu gösterir. Soğutma kulesinin verimliliğini etkileyen temel faktördür. Kule kapasitesinin artması, daha büyük bir kule boyutuna veya daha yüksek bir kule katsayısına veya her ikisine atfedilebilir. Sabit su dolaşım oranı için, kule katsayısında bir artış daha büyük bir kule boyutundan veya daha iyi bir dolgu düzenlemesinden kaynaklanabilir.

Termodinamik ayrıca, sudan çıkan ısının, çevreleyen hava tarafından emilen ısıya eşit olması gerektiğini dikte eder:

$$LC_{p,su}(T_{kg} - T_{kç}) = G(h_s - h_1) \quad (10.22)$$

$$\frac{L}{G} = \frac{h_s - h_a}{C_{p,su}(T_{w1} - T_{w2})} = \frac{h_s - h_1}{C_{p,su}R} \quad (10.23)$$

Burada:

L/G : Sıvı (su)-hava kütle debileri oranı (kg_{su}/kg_{hava})

$C_{p,su}$: Kule suyunun özgül ısısı [$kJ/kg-K$]

T_{kg} : Sıcak su sıcaklığı ($^{\circ}C$)

$T_{kç}$: Soğuk su sıcaklığı ($^{\circ}C$)

h_s : Kule içinde doymuş su buharının entalpisi (kJ/kg)

h_1 : Giriş sıcaklığında havanın entalpisi (kJ/kg)

Kule karakteristik değeri, Chebyshev sayısal yöntemiyle [7] bağıntısının çözülmesiyle hesaplanabilir:

$$\frac{KaV}{L} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{C_{pw}dT}{h_s - h_a} = C_{pw} \frac{R}{4} \left[\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right] \quad (10.24)$$

Burada:

$$\Delta h_1 = T_1 + 0,1 R$$

$$\Delta h_2 = T_1 + 0,4 R$$

$$\Delta h_3 = T_1 + 0,6 R$$

$$\Delta h_4 = T_1 + 0,9 R$$

Belirli bir soğutma kulesinin ısı performans kapasitesini analiz etmek için kullanılan bir bağıntı formu gereklidir. Şu anda, aşağıdaki bağıntı yaygın bir şekilde kabul görmüştür ve her talep eğrisine uyumludur, çünkü KaV/L ile L/G ilişkisi logaritmik talep eğrisinde doğrusal bir işlemdir.

$$\frac{KaV}{L} = C(L/G)^n \quad (10.25)$$

Burada, C : Soğutma kulesi tasarımıyla ilgili bir sabit veya $L/G = 1.0$ 'daki karakteristik eğrinin kesişimi

n : Test verilerinden belirlenen soğutma kulesi tasarımına (eğim olarak adlandırılan) bağlı bileşen

Karakteristik eğri, aşağıdaki üç yoldan biriyle belirlenebilir;

1. Hala uygulanabilir ve mevcut ise, satıcı tarafından sağlanan karakteristik eğri kullanılabilir. Her durumda bu eğrinin eğimi, çalışma eğrisinin eğimi olarak alınabilir.
2. Bir karakteristik noktanın saha testi ile belirlenmesi ve karakteristik eğrinin bu noktadan orjinal karakteristik eğriye paralel olarak çizilmesi veya bu noktadan geçen bir çizginin uygun eğimle ($n=-0,5$ ila $-0,8$) çizilmesi.
3. Alan testine göre farklı L/G oranlarında en az iki karakteristik nokta belirleyiniz. Bu iki noktadan geçen çizgi, karakteristik eğridir. Bu çizginin eğimi beklenen aralıkta kalmalı ve ölçümün doğruluğunu kontrol etmelidir.

Karakteristik bir nokta, ilk olarak giriş yaş termometre sıcaklığını, hava çıkış sıcaklığını ve soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklığını ölçerek belirlenir. L/G oranı daha sonra aşağıdaki gibi hesaplanır;

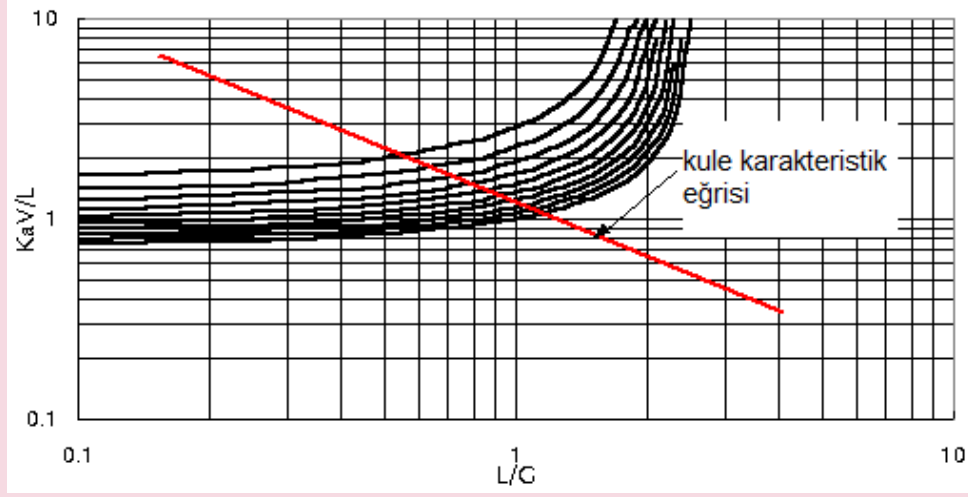
1. Hava çıkışının doymuş olduğu kabul edilebilir. Bu nedenle, hava çıkışı yaş termometre sıcaklığındadır. Kule girişinde yaş hazne sıcaklığını bilirse, hava akımının entalpi artışı, bir psikrometrik grafikten

elde edilebilir. Hava ve su akış hızlarının düzgün akış dağılımı için uygun aralıkta olması gerekir. Hava çıkışının yeniden giriş havasına karışması durumunda, giriş yaş termometre, atmosferik yaş termometre sıcaklığının 0.6 °C veya 1.2 °C üzerinde olabilir.

2. Isı ve kütle dengesinden, kuru hava oranı ve kuledeki mevcut L/G oranı hesaplanabilir;

$$\frac{L}{G} = \frac{h_s - h_a}{c_{psu}(t_{kg} - t_{kç})} \quad (10.26)$$

Ardından, karşılık gelen KaV/L değeri kurulmalıdır. Bu, uygun yaş termometre ve fark (R) için hesaplanan L/G ve talep eğrisine yaklaşımın çizilmesiyle gerçekleştirilir.



Şekil-10.35 Kule karakteristik eğrisi

Kule Verimi: Bu, fark (aralık) ve ideal fark arasındaki (yüzde olarak) orandır. Diğer bir tanımla;

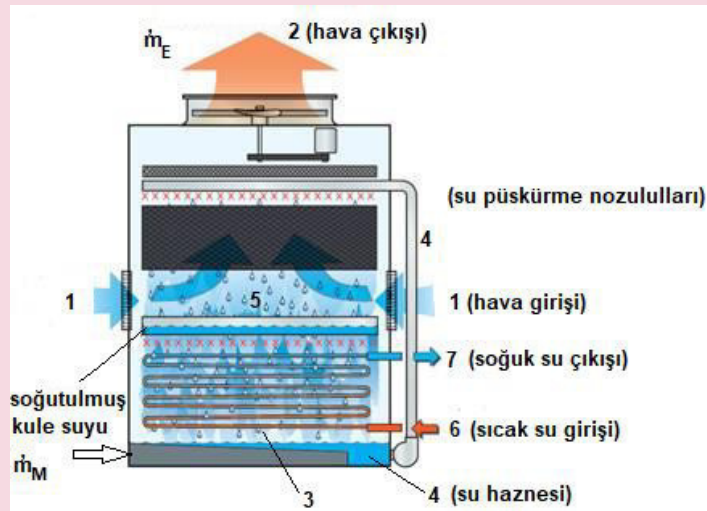
Verim = Fark / (Fark + Yaklaşımı).

$$\eta_k = \frac{R}{R+A} \times 100 \quad (10.27)$$

Soğutma kulesi etkenliği:

$$\varepsilon_k = \frac{R}{t_{kç} - t_{1y}} \quad (10.28)$$

Örnek: Dolgu Eklentili Kapalı Çevrim Kule Tasarımı

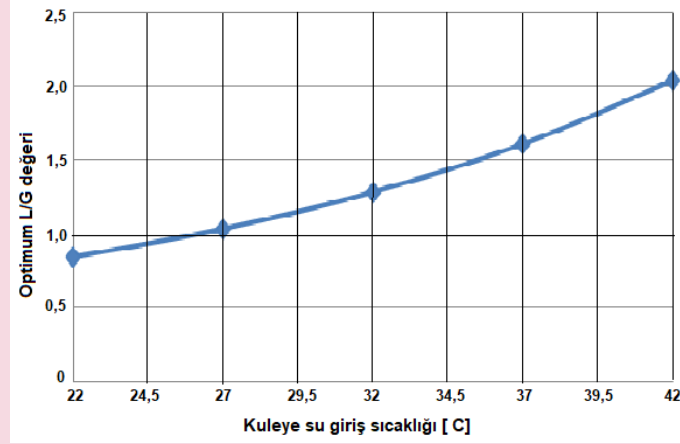


Şekil-10.36 Su soğutma kulesinin taslak şekli

a) Verilenler:

Aşağıda verilmiş olan tasarım özelliklerine sahip ters akışlı su soğutma kulesi tasarımı yapılacaktır:

- Çevre havanın yaş termometre sıcaklığı (1 hali): $t_{1Y} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$
- Çevre havanın kuru termometre sıcaklığı (1 hali): $t_{1K} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$
- Isıl kapasite: $\dot{Q} = 585 \text{ kW}$
- Yaş hazne yaklaşımı (YHY): $A = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, kule soğutma kademesi (fark): $R = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ kabul edilmiştir.
- Serpantindeki ortalama su sıcaklığı ile kuledeki ortalama sıcaklığı arasındaki fark: $dT = 4 \text{ }^\circ\text{C}$ kabul edildi.



Şekil-10.37 Soğutma kuleleri için optimum L/G oranının su giriş sıcaklığına bağlı değişimi [3]

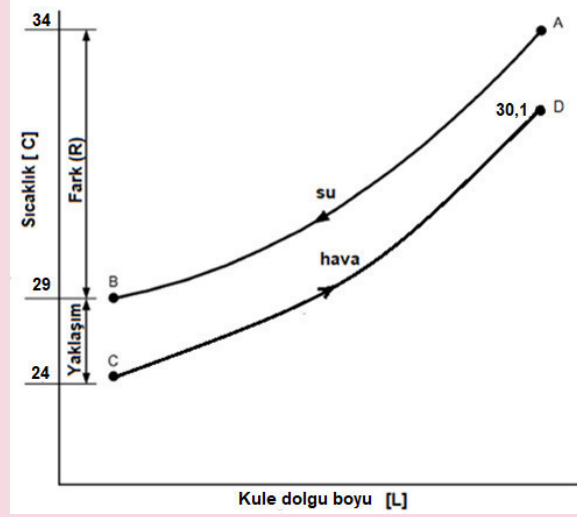
b) Hesaplanan Sıcaklıklar:

- Dolgu çıkışındaki soğutulmuş su sıcaklığı: $t_5 = t_{1Y} + A = 24 + 5 = 29 \text{ }^\circ\text{C}$ bulunur.
- Serpantin üzerinden geçerek ısınan su sıcaklığı: $t_3 = t_4 = t_5 + R = 29 + 5 = 34 \text{ }^\circ\text{C}$ bulunur.
- Böylelikle serpantin sıcak su giriş sıcaklığı: $t_6 = t_3 + dT = 34 + 4 = 38 \text{ }^\circ\text{C}$
- Serpantin su çıkış sıcaklığı: $t_7 = t_4 + dT = 29 + 4 = 33 \text{ }^\circ\text{C}$ bulunur.
- Kule çıkışındaki bağıl nem: $\Phi_2 = 0,98$ (%98) kabul edildi.
- Optimum L/G değeri kule su giriş sıcaklığı (t_4) için Şekil-9'dan 1.4 olarak seçildi.
- Çıkış şartları: $h_2 = h_1 + \left[\left(\frac{L}{G}\right) \times R \times 4.186\right] = 71.2 + [1.4 \times 5 \times 4.186] = 100,52 \text{ kJ/kg}$
- Buradan $t_2 = 30.4 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{2Y} = 30.1 \text{ }^\circ\text{C}$ bulunur.

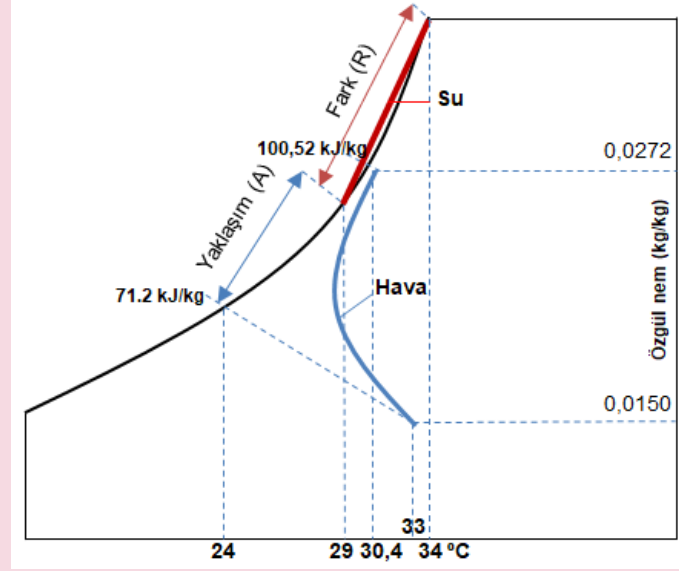
Tablo 10.2 Verilere göre ekteki tablolardan alınan hava/su termodinamik değerleri

Noktalar	KT sıcaklık [°C]	YT/Su Sıcaklığı [°C]	Entalpi [kJ/kg]	Özgül Nem [kg/kg _{kh}]	Bağıl Nem [%]	Özgül Hacim [m ³ /kg]
1	33	24	71.2	0.015	47	0.884
2	30.4	30.1	100.52	0.0272	98	0.900
3	--	34	142.41	--	--	--
4	--	34	142.41	--	--	--
5	--	29	121.46	--	--	--
6	--	38	159.17	--	--	--
7	--	33	138.22	--	--	--

İşletmeden ısı değiştiricisine gelen suyun sıcaklığı ve soğuyacağı sıcaklık bilinmektedir. Buna bağlı olarak ısı değiştiricimizden çıkacak ve su soğutma kulesinde soğutulacak su sıcaklığı belirlenir. Soğutma kulesi giren sıcak suyu dış havanın yaş termometre sıcaklığının birkaç derece yukarisına kadar soğutabilir.



Şekil-10.38 Kuledeki sıcaklık değişimi



Şekil-10.39 Soğutma kulesindeki süreçlerin psikrometrik diyagramda gösterimi

c) Akışkan Debileri

İşletmeden gelen suyumuzun giriş ve çıkış sıcaklığı bilinmektedir buna dayanarak soğutma sistemimize gelen sıcak suyun debisini hesaplayabiliriz.

Isıl kapasite: 585 kW

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{su,g}(h_6 - h_7)$$

$$\dot{m}_{su,g} = \frac{585 \text{ kW}}{(159.17 - 138.22)} = 27.92 \text{ kg/s}$$

Soğutma kulesinde suyun sıçratılarak dolgu üzerine bırakılması sırasında aşağıdan gelen hava ısınarak ve nemlenerek atmosfere atılır. Bu sırada oluşan nem kaybının telafi edilmesi gerekir bunun için soğutma kulesi suyuna kaybolan miktar (\dot{m}_M) kadar su ilave edilir.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_M$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_h w_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_h w_2$$

$$\dot{m}_M = \dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_h (w_2 - w_1)$$

Soğutma kulesindeki enerji dengesi:

$$\sum \dot{m}_c h_c = \sum \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{m}_h h_2 + \dot{m}_3 h_5 - \dot{m}_h h_1 - \dot{m}_4 h_4 = 0$$

$$\dot{m}_h (h_2 - h_1) + (\dot{m}_4 - \dot{m}_M) h_5 - \dot{m}_4 h_4 = 0$$

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}_4 (h_4 - h_5)}{(h_2 - h_1) - (w_2 - w_1) h_5}$$

Oluşabilecek ısı kazançlarının %5 olduğunu varsayılarak kapasite yeniden hesaplanırsa,

$$\dot{Q}_1 = 0.95 \dot{Q}_2$$

$$\dot{Q}_2 = 614.25 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_4 (h_3 - h_5)$$

$$614,25 = \dot{m}_4 (142.41 - 121.46)$$

$$\dot{m}_4 = 29,32 \text{ kg/s}$$

$\dot{m}_4 = \dot{m}_{su}$: Soğutma kulesi içindeki su debisi

$$\dot{m}_h = \frac{29.32(142.41-121.46)}{(100.52-71.2)-(0.0272-0.015)121.46} = 22.06 \text{ kg/s}$$

\dot{m}_h : soğutma kulesine giren hava debisi (kg/s)

$$\dot{m}_M = \dot{m}_h (w_2 - w_1) = 22.06 (0.0272 - 0.015)$$

$$\dot{m}_M = 0.269 \text{ kg/s}$$

d) Kule ve Dolgu Karakteristiklerinin Belirlenmesi

Merkel bağıntısı (Kule karakteristiği):

$$\frac{KaV}{L} = C_{p,su} \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{h_s - h_h} = C_{p,su} \frac{R}{4} \left[\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right]$$

Tablo 10.3 Kule karakteristiklerindeki entegrasyonun hesaplanması

T_{su} [°C]	h_s [kJ/kg]	h_1 [kJ/kg]	$(h_{su} - h_1)$ [kJ/kg]	$1/\Delta h$ [kg/kJ]
29	94.87	65.69	29.18	0.034
29.5	97.44	67.75	29.69	0.033
30	100.00	69.82	30.18	0.033
30.5	102.68	71.99	30.69	0.032
31	105.36	74.17	31.19	0.032
31.5	108.17	76.47	31.70	0.031
32	110.97	78.78	32.19	0.031
32.5	113.91	81.21	32.70	0.030
33	116.85	83.65	33.20	0.030
33.5	119.93	86.22	33.71	0.029
34	123.01	88.79	34.22	0.029
Toplam				0.344

$$\frac{KaV}{L} = 4.1886x \frac{5}{4} (0.344) = 1.80$$

Hacimsel debi;

$$\dot{V}_h = \dot{m}_h v_h = 22.06 \times 0.9 = 19.854 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dolgu yüzeyinden geçen hava hızı 2,9 m/s seçilirse kule yüzeyi;

$$A_k = \frac{\dot{V}_h}{u} = \frac{19.854}{2.9} = 6.84 \text{ m}^2$$

Su yükünün (L) hesaplanması:

$$L = \frac{\dot{m}_{su}}{A_k} = \frac{29.32}{6.84} = 4.286 \text{ kg/s.m}^2$$

Hava yükünün (G) hesaplanması:

$$G = \frac{\dot{m}_h}{A_k} = \frac{22.06}{6.84} = 3.225 \text{ kg/s.m}^2$$

Kule boyutları: Kule kare olarak tasarlanırsa eni ve derinliği;

$$W = \sqrt{A_k} = \sqrt{6.84} = 2.615 \text{ m (dikdörtgen kule istenirse H = 2.15 m, W = 3.2 m tercih edilebilir)}$$

Tablo 10.4 Kule tiplerinde su ve hava yükü aralıkları [4]

Kule ve dolgu tipi	Su yükü (L) (kg/s.m ²)	Hava yükü (G) (kg/s.m ²)
Ters ve çapraz akışlı film dolgu	2.71–13.56	2.16–4.06
Ters akışlı sıçratmalı dolgu	2.03–4.06	2.16–4.06
Çapraz akışlı sıçratmalı dolgu	2.03–16.27	2.16–4.06

Kule yüksekliği (HTM) ve dolayısıyla kule hacmi (V) tamamen dolgu karakteristiklerine bağlı olarak hesaplanır.

Örnek olarak Tablo 10.4'de karşı akışlı film tipi dolgu AccuPac CF1900 için transfer bağıntısı kullanılarak;

$$\frac{Ka}{L} = a_d \left(\frac{L}{G}\right)^{b_{da}} HTM^{b_{ab}} = 1.664 (1.4)^{-0.62} 1^{-0.27} = 1.35 \quad Ka = 4.286 \times 1.35 = 5.7861 \frac{\text{kg}}{\text{s.m}^3}$$

$$HTM = \frac{L}{Ka} = \frac{4.286}{5.7861} = 0.74 \text{ m bulunur.}$$

HTM: Hava taşıma mesafesi

Kule dolgu hacmi (V);

$$V = A_k \times HTM = 6.84 \times 0.74 = 5.0616 \text{ m}^3 \text{ bulunur.}$$

Tablo 10.5 Karşı ve çapraz akışlı kule dolgularına ait deney verileri [5]

TERS (KARŞI/ZİT) AKIŞLI DOLGULAR								
Her metre veya HTM başına kütle transferi $\frac{Ka}{L} = a_d \left(\frac{L}{G}\right)^{b_{da}} HTM^{b_{db}}$								
Her metre veya HTM başına basınç kayıpları $k_d = a_p(L)^{b_{pa}}(G)^{b_{pb}} HTM^{b_{pc}}$								
Tanımlama (ters (karşı/zıt) akışlı dolgular)	Test edilen ölçüler; H, W, HTM [m]	a_d	b_{da}	b_{db}	a_p	b_{pa}	b_{pb}	b_{pc}
American Tower Plastics Cool Drop	HxW=2.438 x 2.438 HTM=2.0; 2.8 ve 3.4	0.710	- 0.42	-0.50	2.880	0.85	-0.600	0.17
Ecodyne Shape10	HxW=2.438 x 2.438 HTM=1.829; 2.8438 ve 3.353	0.605	- 0.35	-0.42	1.103	1.10	-0.640	0.32
Toshi Fiber Cement (Dimpled and Unslotted)	HxW=2.438 x 2.438 HTM=1.22; 1.62 ve 2.03	1.169	- 0.64	-0.51	0.621	0.99	-0.350	0.17
Munters 12060	HxW=2.438 x 2.438 HTM=0.609; 0.914 ve 1.524	2.490	- 0.67	-0.062	15.84 5	0.34	-0.19	0.017
Munters 19060	HxW=2.438 x 2.438 HTM=0.609; 0.914 ve 1.524	1.597	- 0.59	-0.19	6.875	0.31	-0.048	0.014
American Tower Plastics Cool Film	HxW=2.438 x 2.438 HTM=1.0; 1.5 ve 2.0	2.138	- 0.56	-0.38	7.821	0.23	-0.039	0.038
Marley MC67	HxW=2.438 x 2.438 HTM=0.609; 0.914 ve 1.524	1.495	- 0.63	-0.35	7.089	0.27	-0.140	0.005
Brentwood Inc. AccuPac CF1900	HxW=2.438 x 2.438 HTM=0.914; 1.524 ve 2.134	1.664	- 0.62	-0.27	3.691	0.31	-0.099	0.45
ÇAPRAZ AKIŞLI DOLGULAR								
Her metre veya HTM başına kütle transferi $\frac{Ka}{L} = a_d \left(\frac{L}{G}\right)^{b_d}$								
Her metre veya HTM başına basınç kayıpları $k_d = a_p(L)^{b_{pa}}(G)^{b_{pb}}$								
Tanımlama, aralık (mm)	Hava akım yönü	Dolgu düzeni	Test edilen ölçüler; H, W, HTM [m]	a_d	b_d	a_p	b_{pa}	b_{pb}
Doron V-bar, 101,6x101,6	Paralel	Şaşırtmalı	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.268	0.56	0.751	0.66	-0.73
Doron V-bar, 203,2x203,2	Paralel	İç içe	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.239	0.38	0.985	0.72	-0.82
EcodyneT-bar, 101,6x203,2	Paralel	Şaşırtmalı	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.263	0.34	0.112	1.30	-0.22
EcodyneT-bar, 203,2x203,2	Paralel	İç içe	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.245	0.35	0.206	0.89	-0.069
Wood lath, 101,6x101,6	Paralel	Şaşırtmalı	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.274	0.45	1.427	0.76	-0.80
Wood lath, 101,6x101,6	Dikey	Şaşırtmalı	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.358	0.57	1.828	0.71	-0.59
Marley Alpha- bar, 101.6x406.4	Dikey	Şaşırtmalı	3.658x2.438x1.829 3.658x2.438x2.438	0.307	0.052	1.816	0.71	-0.85

Tablo 10.6 Film tipi dolguların performans sabitleri (Ölçüler feet birimindedir)

Film Tipi	Dolgu Boyutu Yükseklik x En	Ka Denkleminin Sabitleri Denk. (2.9)			DP Denkleminin Sabitleri Denk. (2.12)		
		C^a	m^a	n^a	A	b	d
Çapraz Akış XF12560/15	5 x 2	0.61	0.23	0.77	8.16 E-09	0.433	1.665
	5 x 3	0.60	0.20	0.80	14.10 E-09	0.210	1.849
	7.5 x 2	0.61	0.20	0.80	7.31 E-09	0.428	1.705
	7.5 x 3	0.54	0.22	0.78	7.09 E-09	0.371	1.757
	7.5 x 4	0.51	0.23	0.77	17.10 E-09	0.358	1.665
Çapraz Akış XF19060	7.5 x 3	0.19	0.54	0.46	0.20 E-09	0.739	1.682
	7.5 x 4	0.23	0.51	0.49	0.54 E-09	0.622	1.701
Karşı Akış CF12060	Yükseklik						
	1	1.08	0.25	0.75	44.10 E-12	0.305	2.545
	2	0.93	0.14	0.86	4.15 E-12	0.175	2.944
	3	0.80	0.12	0.88	1.32 E-12	0.148	3.103
Karşı Akış CF19060	2	0.50	0.16	0.84	1.01 E-09	0.272	2.065
	3	0.50	0.09	0.91	0.67 E-09	0.209	2.180
	4	0.49	0.04	0.96	0.76 E-09	0.257	2.120
	5	0.45	0.08	0.92	1.28 E-09	0.240	2.070

e) Gerekli Fan Gücü Hesabı

Soğutma kulelerinde fan seçimine esas olmak üzere gerekli basınç kayıplar şunlardan oluşur:

- Giriş panjuru
- Dolgu
- Damla tutucu
- Fan girişi

Özellikle bu elemanlardan dolgular en önemli basınç kaybı kaynağını oluşturur. Seçilen dolgu tipi CF1900 için K basınç kayıp katsayısı (K_d);

$$K_d = a_p(L)^{b_{pa}}(G)^{b_{pb}}HTM^{b_{pc}} = 3.691 \times 4.286^{0.31} \times 3.225^{-0.099} = 5,161 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Diğer elemanlar için K değerleri aşağıdaki Tablo 10.7'de verilmiştir:

Tablo 10.7 Soğutma kulesi elemanları için K basınç kaybı katsayıları [6]

S. No	Kule Birimi	K değeri	Örnek Seçim
1	Geniş Giriş Panjurlar	2.0 ila 3.0	3
	Dar Giriş Panjurlar	2.5 ila 3.5	
2	Dolgu	Üretici Verileri	5.161
3	Damla Tutucu	1.6 ila 3.0	3
4	Fan Girişi	0.1 ila 0.3	0.3
5	Kare Kanallar	1.5	
	Yuvarlak Kanallar	1.3	
	30 derece Konik Kanallar	1.2	
6	Boru ve Fiskiye	0.2	0.2
Toplam			11.661

Dinamik basınç kayıpları:

$$\Delta P_d = 0.6 K u^2 \frac{\rho_s}{\rho_g} = 0.6 \times 11.661 \times (2.9)^2 \times \frac{1.11}{1.131} = 57.75 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_s = 1.5 \Delta P_d = 1.5 \times 57.75 = 86.625 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_T = \Delta P_s + \Delta P_d = 57.75 + 86.625 = 144.375 \text{ Pa}$$

$$\text{Hacimsel fan debisi: } \dot{V} = 19.854 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 71474.4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{ (daha önce hesaplanmıştı)}$$

Fan Mil Gücü:

$$P_f = \frac{\dot{V} \Delta p}{\eta_{mek}} = \frac{19.854 \times 144.375}{0.95} = 3017 \text{ W}$$

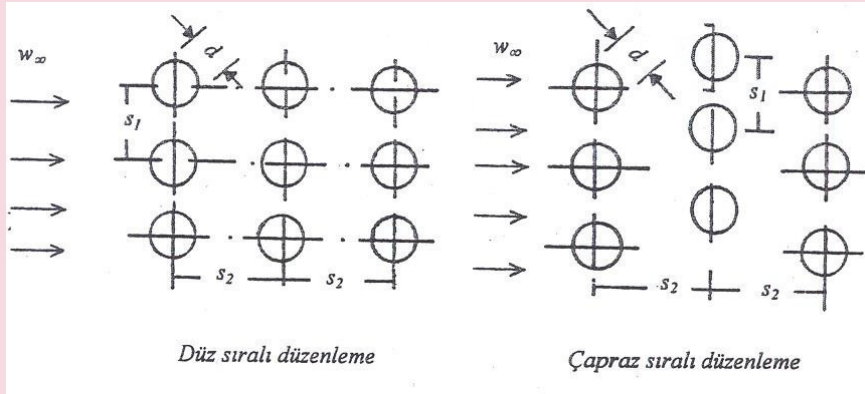
η_{mek} : Mekanik verim = 0,95 kabul edilmiştir. Özellikle redüktörlü fanlarda kayıplar %10 civarında kabul edilebilir. Dolayısıyla mekanik verimleri %90 olarak kabul edilebilir.

Fan Motor Gücü:

$$P_m = \frac{\dot{V} \Delta p}{\eta_{mek} \eta_m} = \frac{19.854 \times 144.375}{0.95 \times 0.85} = 3550 \text{ W}$$

η_m : Motor verimi = 0.85 kabul edilmiştir.

f) Isı Değiştiricisi Tasarımı



Şekil-10.40 Boru eksenine dik akış düzenlemeleri

Isı değiştiricimizin içindeki boruların dış çapı (d) = 19 mm, iç çapı (d_i) = 17 mm (L tipi bakır boru) olarak alındı. Çapraz sıralı düzenleme tercih edildi.

$$S_2/d = 3$$

$$S_2 = 123,82 \text{ mm}$$

$$S_1/d = 2,5$$

$$S_1 = 103,18 \text{ mm}$$

Sıvılar ve gazlar için boru eksenine dik akışta;

$$10^3 > Re_{d,max} > 3 \times 10^5$$

$$Nu = N'_s A Re_{d,max}^a Pr^{0,33} \left(\frac{Pr_f}{Pr_o} \right)^{0,25}$$

Tablo 10.8 Boru demetine dik akış katsayıları

Reynolds Sayısı	Düz Sıra					Çapraz Sıra				
	A	a	A	a	A	a	A	a	A	a
$Re_d < 10^3$	0,52	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5
$10^3 < Re_d < 3 \cdot 10^5$	0,27	0,63	0,4	0,63	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6
$Re_d > 3 \cdot 10^5$	0,02	0,02	0,021	0,02	0,021	0,02	0,021	0,02	0,021	0,02
<i>N_s akışa göre boru sayısı düzeltme katsayısı</i>										
w_{max}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	≥10
Düz sıra	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1,0
Çapraz sıra	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	1,0

$$Re_{d,max} = \frac{w_{max}d}{\vartheta} = \frac{\rho w_{max}d}{\mu}$$

$$w_{max} = w_{\infty} \frac{S_1}{S_1 - d}$$

$$w_{max} = 3x \frac{103,18}{103,18 - 41,275} = 5 \text{ m/s}$$

$$Re_{d,max} = \frac{5 \times 0,041275 \times 993}{7,724 \times 10^{-4}} = 265316 < Re_{max} = 3 \times 10^5$$

$$Nu = 0,92 \times 0,4 \times 265316^{0,6} \times 5,68^{0,33} \times \left(\frac{4,848}{5,068}\right)^{0,25} = 1159$$

$$h_G = \frac{Nu \times k}{d_d} = \frac{1159 \times 0,6125}{0,041275} = 17199 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Boru içindeki akış hızı $w = 0,6 \text{ m/s}$ kabul edilirse;

$$n = \frac{4\dot{m}}{w \rho \pi d_i^2} = \frac{4 \times 27,92}{0,6 \times 993 \times 3,14 \times 0,041275^2} = 35 \text{ adet}$$

$$Re = \frac{w_i d_i}{\vartheta_i}$$

$$Re = \frac{0,6 \times 0,041275}{0,83 \times 10^{-6}} = 29837$$

Genceli, 2005, Ek D3.8'den,

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,023 \times 29837^{0,8} \times 5,68^{0,4} = 175$$

$$h_i = \frac{Nu \times k}{d_i} = \frac{175 \times 0,6125}{0,038} = 2804 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\frac{1}{K_d} = \frac{1}{h_1} \frac{A_d}{A_i} + Rf_1 \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1} A_d + Rf_2 + \frac{1}{h_2}$$

$$\frac{1}{K_u} = \frac{1}{2804} x \left(\frac{41,275}{38,227}\right) + 0,0001 \left(\frac{41,275}{38,227}\right) + \frac{\ln \frac{41,275}{38,227}}{2\pi L 386} x \pi L x 0,041275 + 0,0006 + \frac{1}{12302,51}$$

$$K_u = 866 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{K \Delta t_m}$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesabı:

$$\Delta t_m = \frac{(\Delta t_1 + \Delta t_2)}{2} = \frac{4+4}{2} = 4 \text{ K}$$

Düzeltilme katsayısı hesabı;

$$\text{Kapasite oranı} \quad R = \frac{t_{1g} - t_{1\zeta}}{t_{2\zeta} - t_{2g}} \quad R = \frac{38-33}{34-29} = 1$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{K \Delta t_m} = \frac{585\,000}{866 \times 4} = 169 \text{ m}^2$$

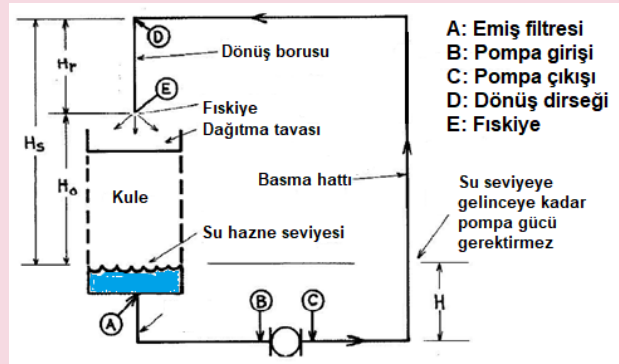
Akış yönündeki boru sayısı:

$$N_s = \frac{A}{n\pi dL} = \frac{168}{35 \times 0,041275 \times \pi \times 3} = 13,6 \text{ akış yönündeki boru sayısı 14 adet alınır.}$$



Şekil-10.41 Su püskürtmeli ısı değiştiricisi (Kaynak: YTO)

g) Kule Pompası Seçimi



Şekil-10.42 Kapalı çevrim soğutma kulesi su besleme sistemi

Kule Su Dolaşım Hattının Yaklaşık Ölçüleri (Şekil-10.43):

$H_s = 4 \text{ m}$

$H_f = 6 \text{ m}$ (fiskiye statik basıncı)

$H = 1 \text{ m}$

Yan Uzunluk: $2 \times 5 \text{ m}$

Bağlantı elemanları:

Emiş filtresi, 1 adet ($K = 10$)

Standart 90° dirsek, 3 adet ($K = 0,9$)

T (akış hat boyunca), 2 adet ($K = 0.4$)

Fiskiye ($K = 32$)

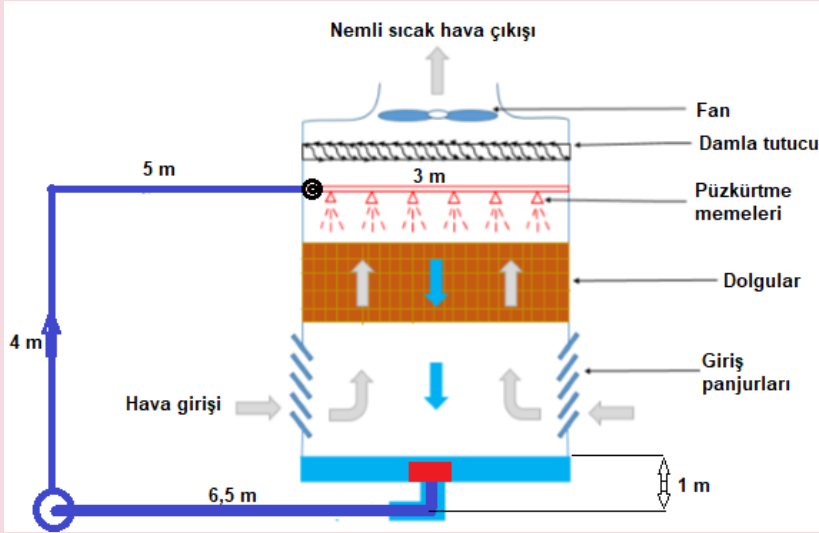
Boru içindeki Hız $w = 1 \text{ m/s}$ seçildi, bu durumda;

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.02811}{\pi \times 1.5}} = 0.154 \text{ m} \text{ Buna göre boru çapı } 170.5 \text{ mm olan } 6''(\text{DN150}) \text{ boru seçildi. Bu durumda}$$

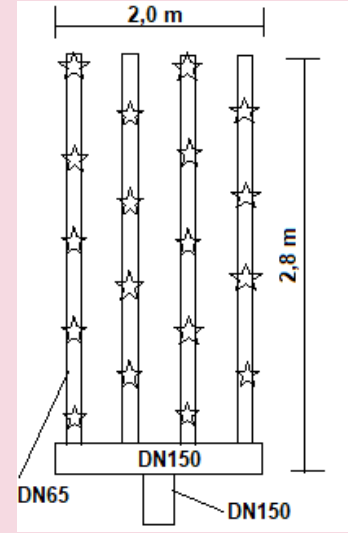
yeni hız;

$$w = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi d}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.02811}{\pi \times 0.1705^2}} = 1.11 \text{ m/s bulunur.}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4 \times 7.0275 \times 10^{-3}}{\pi \times 1.5}} = 0.077 \text{ m bulunur. Buna göre su dağıtım borularının çapı } 2 \frac{1}{2}''(\text{DN65}) \text{ alınır.}$$



Şekil-10.43 Örnek su dolaşım sistemi ölçüleri



Şekil-10.44 Boru fiskiye bağlantı detayı

$$Re_1 = \frac{w_1 d_1}{\nu_1} = \frac{1.11 \times 0.1705}{0.832 \times 10^{-6}} = 227470 \text{ ve } Re_2 = \frac{w_2 d_2}{\nu_1} = \frac{1.5 \times 0.077}{0.832 \times 10^{-6}} = 138832 \text{ bulunur. Ticari çelik için}$$

$$\varepsilon_{D1} = \frac{\varepsilon}{d_1} = \frac{0.045}{170.5} = 0.000263 \text{ ve } \varepsilon_{D2} = \frac{\varepsilon}{d_2} = \frac{0.045}{77.1} = 0.000583 \text{ bulunur. Sırasıyla Moody diyagramından}$$

$f_1 = 0.017$ ve $f_2 = 0.02$ bulunur.

Manometrik Basınç (H_m):

$$H_m = H_s - H + H_f + \left[f \frac{\sum L}{d_1} + \sum K \right] \frac{w_1^2}{2g} + \left[f \frac{\sum L}{d_2} + \sum K \right] \frac{w_2^2}{2g}$$

$$H_m = 4 - 1 + 6 + \left[0.017 \times \frac{17,5}{0.1705} + \sum 10 + 3 \times 0.9 + 0.4 \right] \frac{1.11^2}{2 \times 9.81} + \left[0.02 \times \frac{2.8}{0.077} + \sum 0.4 + 32 \right] \frac{1.5^2}{2 \times 9.81}$$

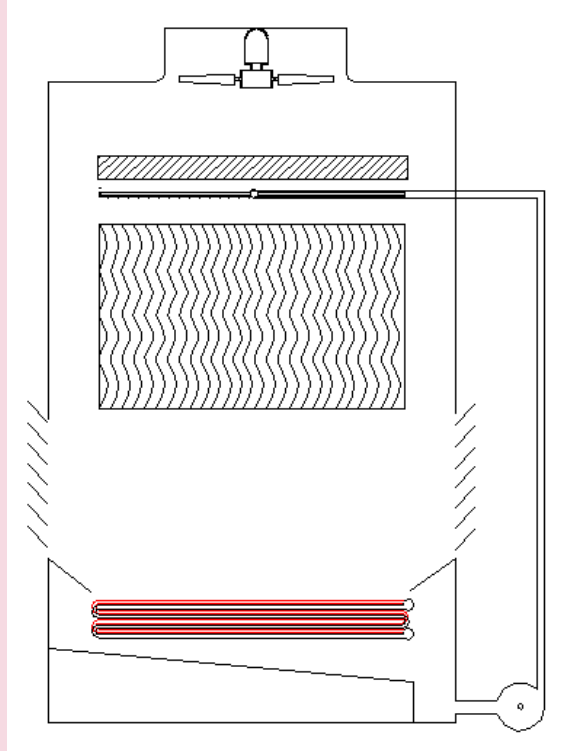
$H_m = 16$ mSS bulunur.

Buna göre kirlenme durumları da dikkate alınarak pompa karakteristikleri;

$H_m = 20$ mSS ve Debi $\dot{V} = Q = 102 \text{ m}^3/\text{h}$ alınmalıdır.

Pompa giriş gücü (Motor verimi %85, pompa verimi %65 alırsa)

$$P = \frac{\dot{m}_{su} g H}{\eta_p \eta_m} = \frac{0,02811 \times 9,81 \times 20}{0,65 \times 0,85} = 9,98 \text{ kW}$$
 Pompa giriş gücü 10 kW seçilebilir.



Şekil-10.45 Tasarlanan dolgu eklentili kapalı çevrim kule şeması

Tablo 10.9 Bağlantı elemanları için tipik K faktörleri

Bağlantı Elemanı	K Faktörü	Bağlantı Elemanı	K Faktörü
U dönüşü (kapalı)	2.2		
Standart 45° dirsek	0.4		
Standart 90° dirsek	0.9	Çek valf (klape), (mafsallı) (bilyalı) (kaldırmalı)	2.5
Uzun radyuslü (geniş) 90° dirsek	0.6		4.0
Dişli birleştirme (ünyon)	0.05		15.0
T (akış hat boyunca)	0.4	Klapeli valf, filtreli (mafsallı) (kaldırmalı)	2.0
T (akış yan taraftan)	1.8		10.0
Ani genişleme	$(1-A_1/A_2)^2$		
Ani daralma (A_2/A_1)	0	Stop (diskli) vana, (konumu) tam açık ¾ açık ½ açık ¼ açık	
	0.1		10.0
	0.3		11.0
	0.5		12.5
	0.7		50.0
	0.9		
	0.08		
Yavaş daralma	İhmal edilebilir		
Yavaş genişleme, açığa bağlı	>50°	Sürgülü (şiber) vana, (konumu) tam açık ¾ açık ½ açık ¼ açık	
	40°		0.2
	30°		0.9
	20°		5.0
	10°		24

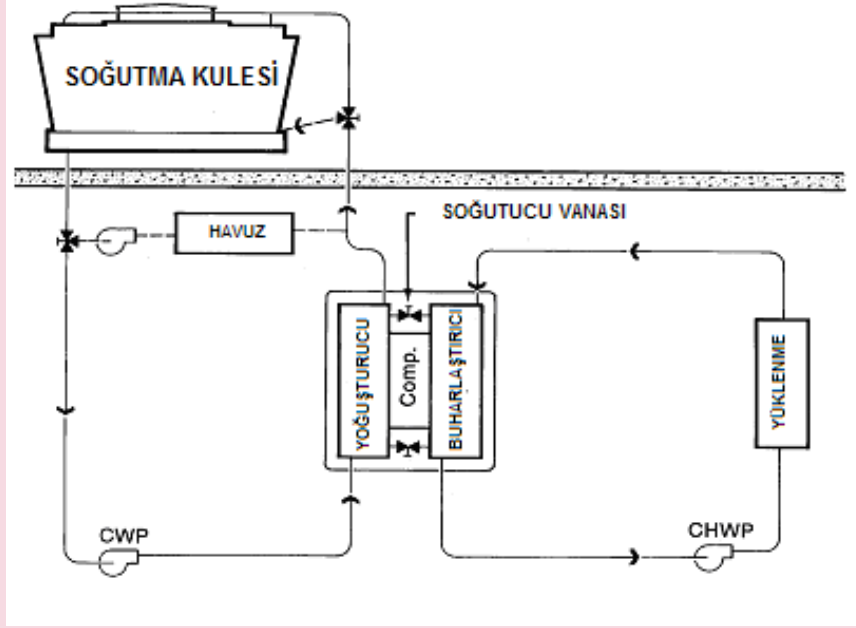
10.10 HİBRİT SOĞUTMA KULELERİ VE SERBEST SOĞUMA

Uygun donatılmış ve borulanmış sistem ile azaltılmış yüklemeye ve azaltılmış çevre şartları boyunca serbest soğutma için kule kullanmak enerji tüketimini önemli derecede azaltır. Çünkü kulenin soğuk su sıcaklığı, yük ve çevre sıcaklığı düştükçe, düşer, sonunda su sıcaklığı yükü doğrudan sunmak için yeterli düşüklükte olacaktır ve yoğun enerji soğutucusunun kapanmasını sağlar. Şekil-10.46, Şekil-10.47 ve Şekil-10.48, üç adet serbest soğutma metodunu gösterir, ama borulama, vanalama ve özel bir sistemin işleyişi için gerekli olan kontrolleri göstermez.

Sistem operasyonunun serbest soğutma durumunun maksimum kullanımı, çevre sıcaklığındaki düşüş, nem giderilmesi için olan ihtiyacı azalttığına ortaya çıkar. Bundan dolayı, soğuk su devresindeki yüksek sıcaklıklar normal olarak serbest soğutma bölümünde giderilir ve sistemin ısıtma soğutma dengesi için yararlıdır. Çoğu durumda, tipik olarak soğuk su sıcaklıklarının 13 °C'ye ya da çalışmanın serbest soğutma durumunda daha yükseğe çıkmasına izin verilir. Bu, kule kullanımını artırır ve sistem enerji tüketimini azaltır. Bazı uygulamalar sabit bir soğuk su tedarik sıcaklığı gerektirir, bu serbest soğutma çalışma saatlerini önemli ölçüde düşürür.

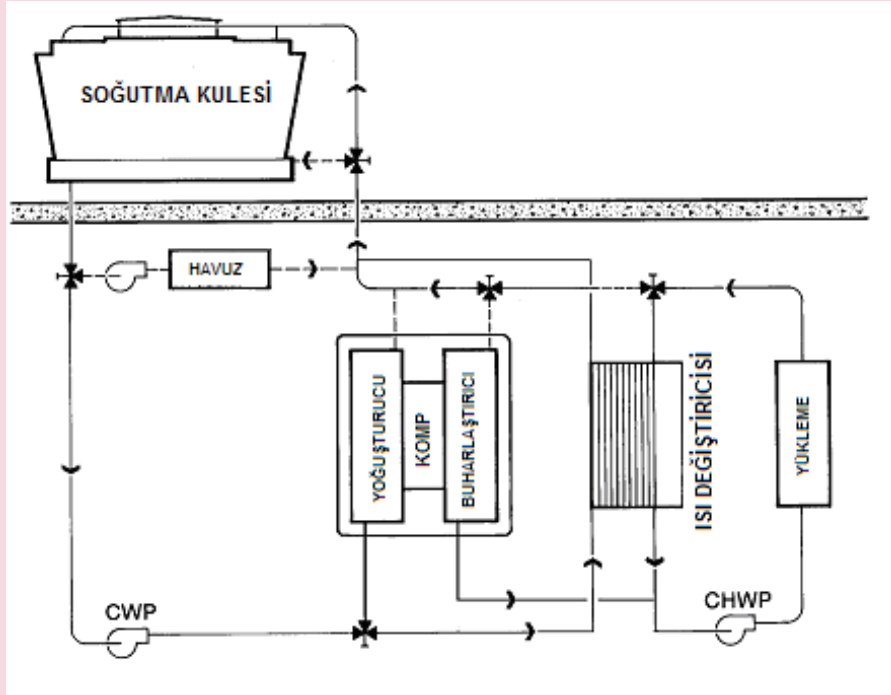
Dolaylı Serbest Soğutma: Bu tip soğutma soğutucu suyu ve soğuk su devrelerinin ayrı tutar ve aşağıdaki şekilde uygulanabilir.

1. Buhar göçü sisteminde (Şekil-10.46), buharlaştırıcı ve soğutucu arasındaki geçişler, soğutucu buhar akışının soğutucuya göçüne izin verir, kompresör çalışmadan buharlaştırıcıya sıvı soğutucunun ağırlık akışını da sağlar. Bütün soğutma sistemleri bu düzenlemeye uygulanamaz. Bazı durumlarda yardımcı pompalar soğutucu akışını ve bundan dolayı yük yeteneğini artırır.



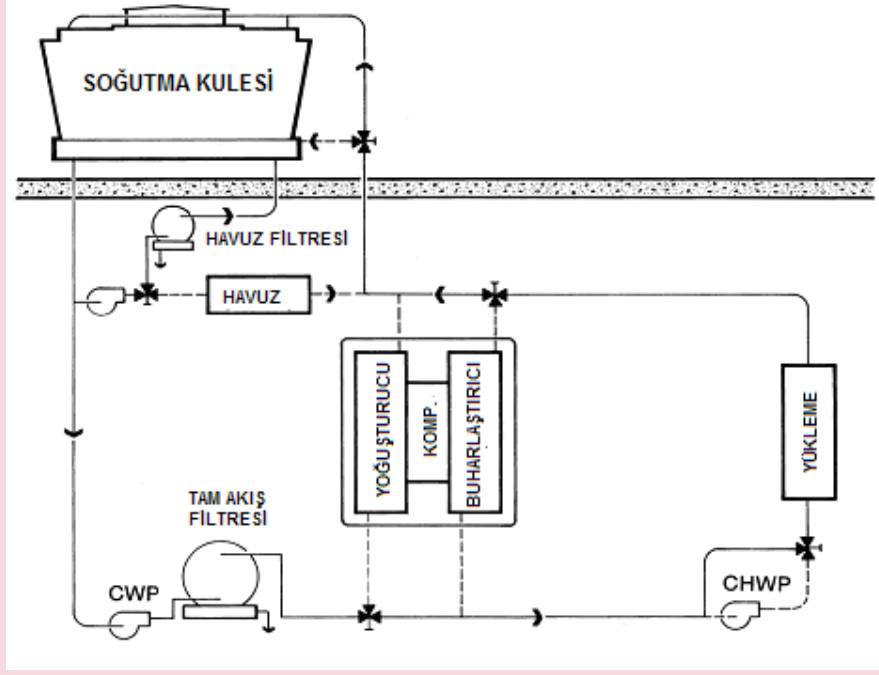
Şekil-10.46 Buharlaşmalı ve yoğuşmalı serbest soğutma

2. Sistemdeki ayrı bir ısı değiştiricisi (genellikle tepsi ve çerçeve tipi) ısının soğuk su devresinden soğutucu su devresine, soğutucu sistemin geçişi ile transfer edilmesini sağlar.



Şekil-10.47 Yardımcı ısı değiştirici kullanarak soğutma

Doğrudan Serbest Soğutma: Bu tip soğutma, soğutucu su ve soğuk su devreleri arasında bir bağıntıyı içerir bundan dolayı soğutma kulesi suyu doğrudan yüke hizmet eder (Şekil-10.48). Bu durumda, soğuk su pompası normal olarak atlatılır, ki tasarım su akışı, soğutma kulesi için korunabilsin. Doğrudan serbest soğutma sisteminin en önemli dezavantajı çok kirli soğutucu suyun temiz soğuk su sisteminin kirlenmesine neden olmasıdır. Filtre sistemleri bir kirlenmeyi azaltsa da çoğu uzmanlar bunun bir sorun olarak görür. Kapalı devre (dolaylı temas) soğutucu kulenin kullanımı ve kirlenme sorununu ortadan kaldırır. Yaz boyunca kuleden gelen su soğutucuda kapalı bir döngüde dolaşır. Kış süresince kuledeki su doğrudan soğuk su devresinde kapalı bir döngüde dolaşır.



Şekil-10.48 Birbirine bağlı su dolaşımı serbest soğuma

10.11 KURU SOĞUTUCULAR VE ISLAK-KURU SOĞUTUCULAR

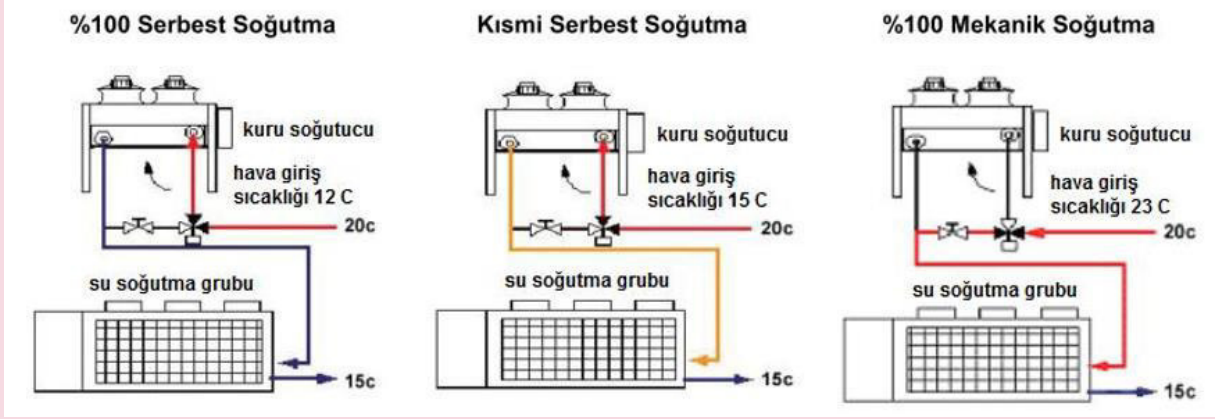
10.11.1 Kuru Soğutucular

Su soğutma işleminde kullanılan kanatlı-borulu ısı değiştiricili bir diğer yöntem de kuru soğutucu (dry cooler) olarak adlandırılan sistemlerdir. Temel mantık sistemdeki dönüş suyu yükünün bir fanlı ısı değiştirici sistemi yardımıyla havaya aktarılmasıdır. Fanlar (vantilatörler) ile emilen havanın kanatlar (lameller) arasından geçerken boru içindeki akışkanı soğutması esasına göre çalışır. Bu yöntemde ısı değiştiricinin dış yüzeyi kurudur. Bu durumda kanatlarda kireçlenme ve korozyon gibi sorunlar yoktur. Sistemin kapalı devre çalışması sayesinde soğutma suyunun azalması problemiyle karşılaşılmaz.



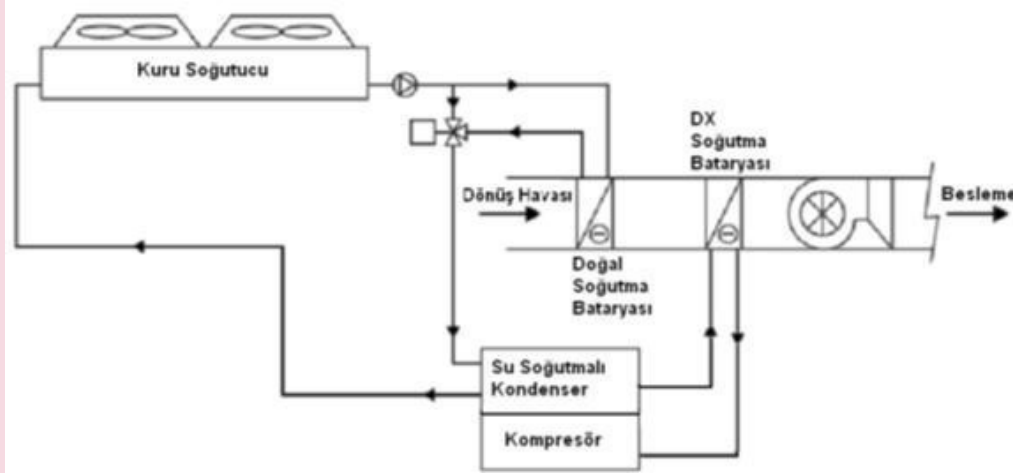
Şekil-10.49 Kuru soğutucu tipleri

Kuru soğutucularda elde edilen su sıcaklığı ortamın kuru termometre sıcaklığına bağlıdır; kuru termometre sıcaklığının yaklaşık 5 °C üzerine kadar soğutulmuş su elde edilebilir. Daha düşük sıcaklıklarda soğutma suyu ihtiyaç duyulan durumlarda ıslak-kuru soğutucular kullanılır. Bu sistemler yukarıda açıklaması yapılan serbest soğutma bataryalı sistemler ile aynı mantıkta çalışmaktadır. Tesiste kurulmuş bir su soğutma grubu mevcutsa ve düşük ortam sıcaklıklarında serbest soğutma işleminden faydalanılmak isteniyorsa kuru soğutucu sistemler bu durum için idealdir. Kuru soğutma sistemleri plastik, kimya, enerji, iklimlendirme vb. sektörleri içindeki uygulamalarda bir soğutma grubu ile birlikte kullanılabileceği gibi ayrıca su soğutma ihtiyacına bağlı olarak tek başına da kullanılabilmektedirler.



Şekil-10.50 Soğutma grubu ile birlikte kuru soğutucu uygulaması şematik gösterim

Şekil-5.'de paket tipi iklimlendirme cihazı ile yük paylaşımli olarak çalışan örnek bir kuru soğutucu sisteminin prensip şeması verilmiştir. Özellikle yirmi dört saat sürekli soğutma ihtiyacı olan bilgisayar ve sistem odaları, İnternet ve telekomünikasyon veri merkezlerinin soğutulması için kullanılan paket tipi iklimlendirme cihazlarında enerji tasarrufu için uygulanan yöntemlerdendir. Sistemin gece periyodunda sağladığı tasarruf ciddi boyuttur.



Şekil-10.51 Paket tipi klima ile yük paylaşımli çalışan kuru soğutucu sistemi prensip şeması [1]

10.11.2 Islak/Kuru Soğutucular

Islak-kuru soğutucular, temel prensip olarak kuru soğutucular gibi çalışır. Sistemde gerektiğinde ek soğutma sağlayacak bir su spreyleme sistemi bulunmaktadır. Püskürtülen su, giriş havası akışında adyabatik soğutma etkisi meydana getirir. Sistemdeki akışkanın dış ortam sıcaklığından daha düşük sıcaklık değerlerine kadar soğutulması gerektiğinde, basınçlı su püskürtme sistemi devreye girerek giriş havasını neme doyurur ve hava sıcaklığını ortam sıcaklığının altına düşürür. Islak-kuru soğutucular temel mantık aynı olmak üzere 5 farklı biçimde uygulanabilirler:

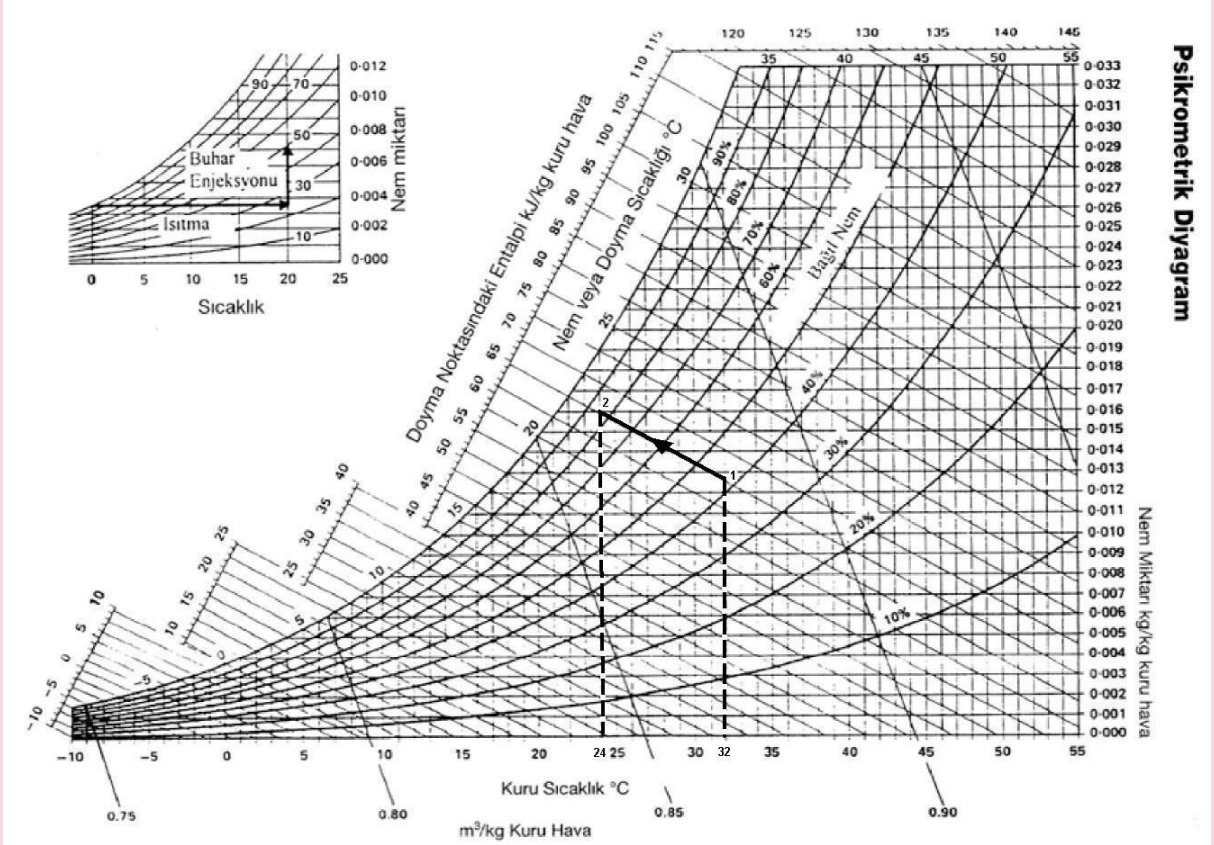
1. Doğrudan Spreyleme Sistemi
2. Sisleme Sistemi
3. Ağ Üzeri Spreyleme Sistemi
4. Ön Soğutucu Evaporatif Petekli Sistem
5. Hibrit Sistemler

Islak-Kuru, Evaporatif veya Adyabatik olarak adlandırılan Kuru Soğutucu sistemlerde adyabatik verim en önemli kavramdır. Adyabatik verim aşağıdaki formül vasıtası ile hesaplanabilir:

$$\text{Adyabatik verim} = \frac{t_{k1} - t_{k2}}{t_{k1} - t_{yt}} \quad (10.29)$$

Örnek olarak Şekil-10.52'de psikrometrik diyagramdan da görüldüğü üzere, 32°C kuru termometre ve 22°C yaş termometre sıcaklığındaki (1 durumu) hava, kuru soğutucuya girmeden önce adyabatik ön soğutma işlemine tabi tutulur. Böylelikle 24°C kuru termometre sıcaklığına düşürülür (2 durumu). Psikrometrik diyagramda görüldüğü üzere hava %80'nin üzerinde bağıl neme ulaşmıştır. Eğer hava %100 bağıl neme doyurulabilseydi giriş sıcaklığı 22°C'ye düşürülebilecekti. Bu durumda örnekteki adyabatik verim:

$$\text{Adyabatik verim} = \frac{32-24}{32-22} = \frac{8}{10} = 0.8 \text{ (\%80) olarak gerçekleşmiştir.}$$



Şekil-10.52 Psikrometrik diyagram üzerinden örnek noktaların gösterimi [14]

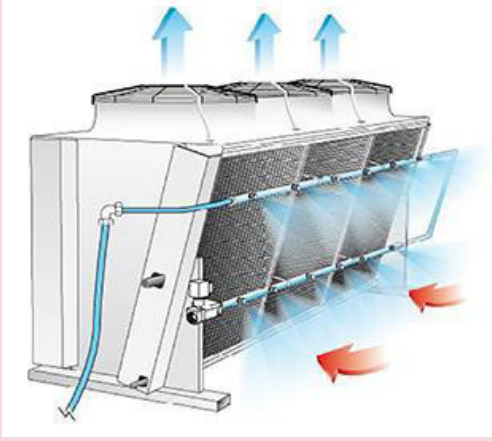
a) Doğrudan Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

Su püskürtme sistemi yıl boyunca yalnız en sıcak günlerindeki belli saatlerde termostat kontrollü olarak devreye girerek ihtiyaç duyulan ek soğutmayı sağlayarak özel durumlar için ek bir soğutma sistemi ihtiyacını ortadan kaldırır. Diğer zamanlarda kuru çalışma olacağı için sistemde su tüketimi yoktur. Spreyleme sistemi kuru soğutucuların yanı sıra hava soğutmali su soğutma gruplarının kondenserlerine de uygulanabilir.

Aralıklı olarak yerleştirilmiş nozullardan giriş havasına püskürtülen su zerrecikleri giriş havasını neme doyurmakta ve ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktadır. Spreyleme sisteminde kullanılan suyun sertliği alınmış ve filtrelenmiş olması gerekir; aksi halde ısı değiştirici kanatları üzerinde biriken kireç ve tortu, zamanla ısı değiştirici kapasitesini düşürecek ve ömrünün kısalmasına neden olacaktır. Bu etkiyi önlemek için bir ağı sistemi üzerine su spreyleme yapılan Ağı Üzeri Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru soğutucular geliştirilmiştir.

Islak-Kuru Soğutucularda aşındırıcı etkiye karşı ek önlem olarak epoksi kaplı lamel kullanılmalıdır. Epoksi kaplama, ortamdaki tuz ve aside karşı oldukça yüksek dayanıma sahiptir. Ünitenin epoksi toz boyalı galvaniz sac ya da ileri korozif ortamlarda paslanmaz çelik olması tercih edilir. Su kulesine kıyasla suyun zararlı etkilerine çok daha az maruz kalmasına karşın, Islak-Kuru Soğutucuların uzun ömürlü olması için bu önlemlerin alınması önemlidir.

Giriş havasının neme doyurulabilmesi amacıyla harcanacak su miktarı kullanılan püskürtücüye ve püskürtme basıncına göre değişiklik gösterir. Seçim, ortam havasının bağıl nemine bağlıdır; bağıl nemi %100'e mümkün olduğunca yaklaştırmak için yeterli miktarda ve kalitede su püskürtüldüğünden emin olunmalıdır. Bu nedenle tamamen buharlaşacak miktardan bir miktar daha fazla su püskürtülür ve artan su ortamda sıvı olarak kalır. Bu önlem, püskürtme sisteminin performansında zamanla oluşabilecek kayıplara karşı da emniyet sağlar. Doğrudan su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucularda herhangi bir su haznesi yoktur.



Şekil-10.53 Doğrudan su spreylemeli ıslak-kuru soğutucu **Şekil-10.54** Sisleme sistemli ıslak-kuru soğutucu [11]

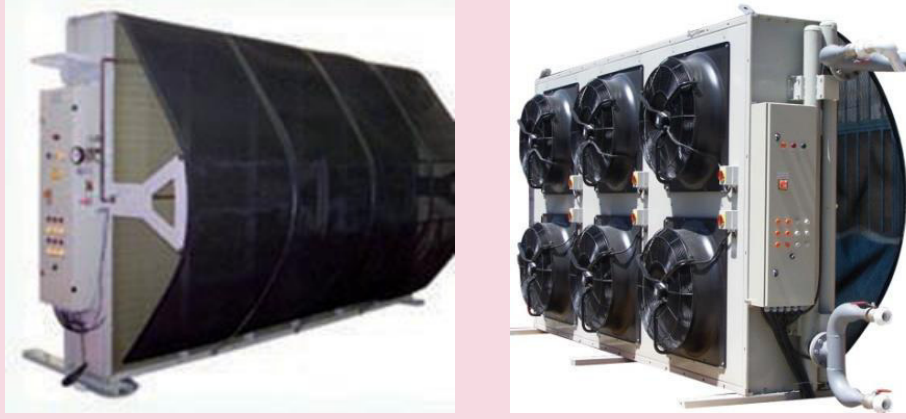
b) Sisleme (Fogging) Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

Doğrudan su spreyleme sistemlerine benzer bu uygulamada yüksek basınçta (70 bar) nozullardan 35 mikronunun altında püskürtülen su zerrecikleri giriş havasını neme doyurmakta ve ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktadır. Bu sistemde de spreyleme sisteminde olduğu gibi kullanılan suyun sertliği alınmış ve filtrelenmiş olması gerekir. Sisleme sistemli ıslak-kuru soğutucularda herhangi bir su haznesi yoktur.

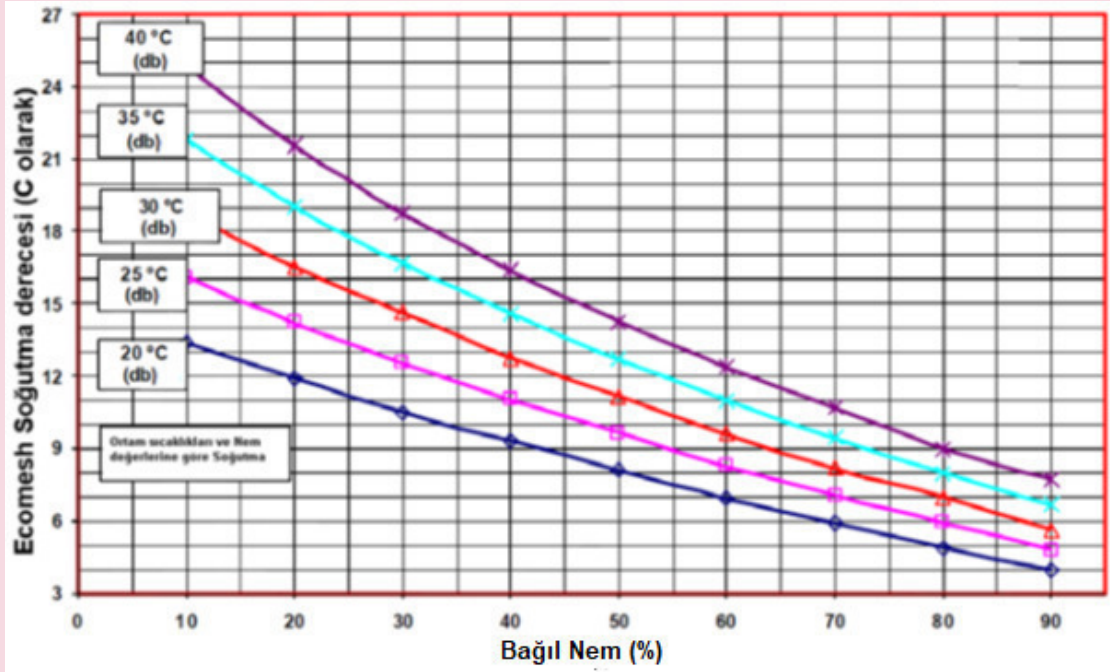
c) Ağ Üzeri (Ecomesh) Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

Ağ üzeri (Ecomesh) su spreyleme sistemi, kuru soğutucuların ön kısmına yerleştirilmiş geniş sık gözlü ağ yapılı malzemenin üzerine belirli mesafelerde bulunan nozullardan aralıklı olarak sistemin ihtiyacı kadar su spreyleme ve püskürtülen suyun adyabatik olarak buharlaşması sonucu ısı değiştirgeci yüzeyine temas eden giriş havası sıcaklığının düşürülerek, soğutmada verimin artırılmasını sağlama mantığı ile çalışan sistemdir. Daha önce de açıklandığı üzere su spreyleme, giriş havası akışında adyabatik soğutma etkisi meydana getirir. Belirlenmiş set değerlerinin aşılması ile kontrol sistemi ısı değiştirgecine giren hava sıcaklığını düşürmek için su spreyleme sistemini başlatır. Çok kuru iklim şartlarında su spreyleme sistemi giriş havası için 15°C ile 20°C arası değerlere varan adyabatik soğutma sağlayabilir. Nem değerine ve ortam kuru termometre sıcaklığına karşın yapılabilecek soğutma değerleri Şekil-10.56'da verilmektedir [15].

Su spreyleme sisteminin çalışma süresi ve frekans ayarı, sistem performansının optimizasyonu ve su tüketiminin en aza indirilmesi amacı ile sürekli olarak kontrol cihazı tarafından sağlanır. Su, ısı değiştirgeci yüzeyine doğrudan püskürtülmediği, ağ yüzeyine püskürtüldüğü için lamellerin üzerinde kireç tabakası oluşmaz. Böylelikle ısı transfer veriminin düşmesi engellenir. Bu sistemde su yumuşatma işlemine ayrıca gerek de kalmamaktadır.



Şekil-10.55 Ağ üzerine su spreylemeli ıslak-kuru soğutucu



Şekil-10.56 Nem değerine ve ortam kuru termometre sıcaklığına karşın yapılabilecek soğutma (°C)

(Not: Şekil-10.56'da verilen değerler Ağ (Ecomesh) üreticisi firma tarafından, ürünün zemine yakınlığı ve zemindeki hava sıcaklığının ortam sıcaklığından ortalama 3 °C daha yüksek olduğu kabulü ile hazırlanmıştır.)

d) Evaporatif Ön soğutucu Kuru Soğutucular

Evaporatif ön soğutucu kuru soğutucuların çalışmasındaki temel mantık da ortam sıcaklığını yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktır. Isı Değiştiricilerinin ön kısmına yerleştirilen evaporatif peteklerin üzerinden şebeke basıncındaki suyun akıtılarak peteklerin ıslatılması vasıtası ile havanın geçerken evaporatif ön soğutması sağlanır [1]. Ön soğutucuların tasarımları imalatçı firmalara göre farklılık göstermekle birlikte kasetleme malzemesi genellikle paslanmaz çeliktir. Petekler farklı kalınlıklarda imal edilebilirler. Su, ünitenin yukarısında yer alan dağıtım borusundan püskürtülür ve ünitenin altında toplanarak sirküle ettirilir. İlave su ise, taze su kullanılarak sağlanır.

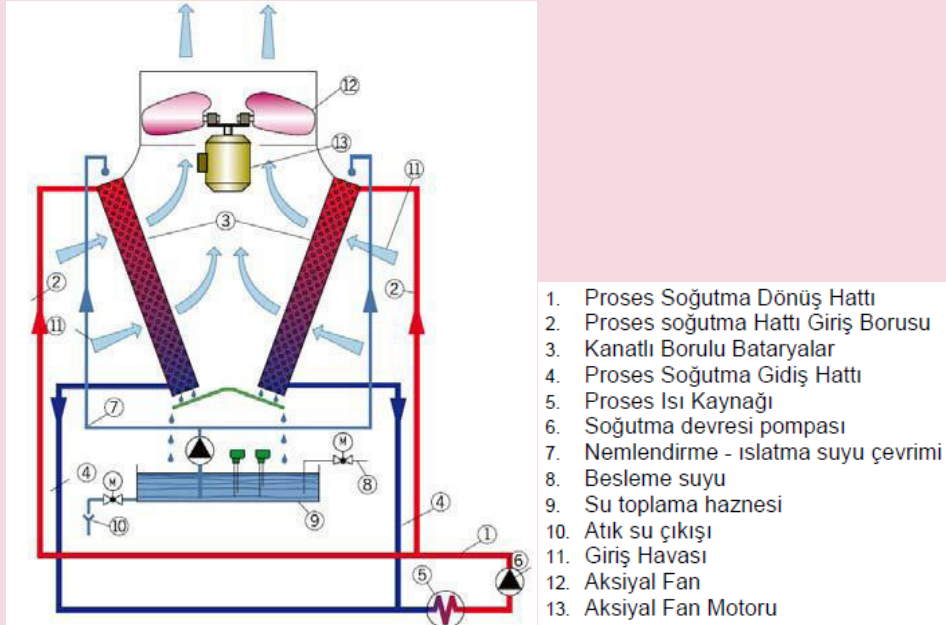


Şekil-10.57 Evaporatif ön soğutucu kuru soğutucu

Ön soğutma performansı hava şartlarına ve ünite verimliliğine doğrudan bağlı olmasına karşın, BSRIA hesapları bize Londra gibi bir yerde enerji tasarrufunun %10-12 olabileceğini göstermiştir [1]. Evaporatif soğutucu peteklerin uygulanacakları ünitenin giriş havası basınç kaybını yükselteceği ve buna uygun fan ve motor seçimi yapmak gerekliliği unutulmamalıdır. Evaporatif ön soğutucu sistemin en büyük dezavantajı, havadan gelen toz ve kirin peteklerde toplanmasıdır. İyi bir temizlik ve bakım işlemi yapılmadığı sürece lejyonella vb. bakterilerin su haznesinde oluşması engellenemez. Dolayısıyla mutlaka sık periyotlarda bakım gerektirmektedir. Evaporatif soğutucu sistemlerin işletme maliyetleri son derece düşüktür. Kış aylarında adyabatik ön soğutma gerekmediğinden, petekler kolayca sökülüp depolanabilir.

e) Hibrid Kuru Soğutucular

Spreyleme sistemli bir diğer ıslak-kuru soğutucu tip "Hibrid Kuru Soğutucu" olarak adlandırılan sistemdir. Temel olarak diğer adyabatik soğutucular ile aynı mantıkta çalışırlar. Bir su haznesinden sağlanan su doğrudan lameller üzerine verilmekte ve bu şekilde sirküle ettirilmektedir (Bkz. Şekil-11 A,B,C) [18]. Bu sistemlerde suyun sertliği alınmış olması veya belirli zamanlarda hızla blöf edilmesi gerekir.



Şekil-10.58 Hibrit (kuru+sulu) soğutucu

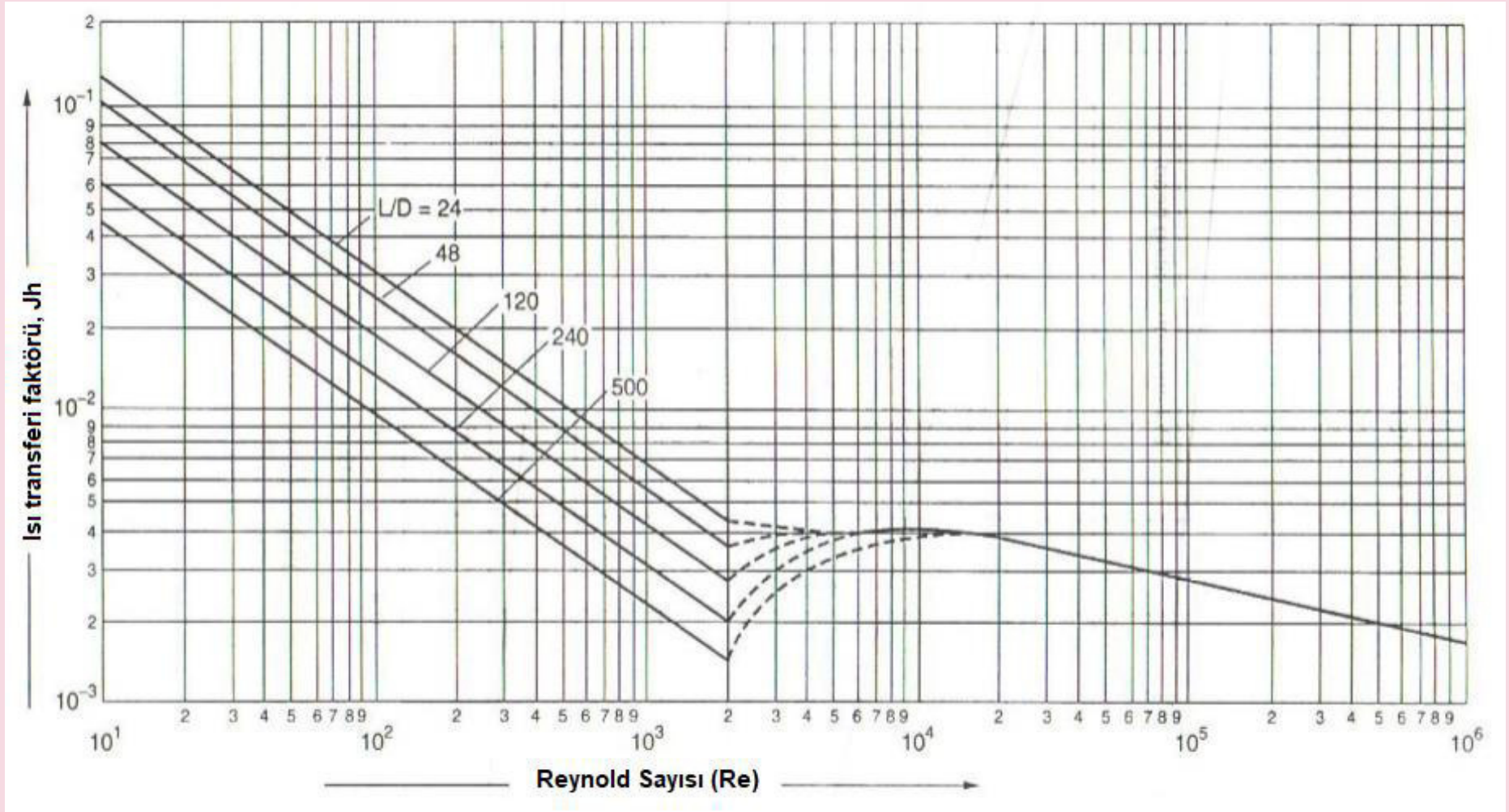
10.BÖLÜM KISALTMALARI

Değişken	Tanımlama
A	Yaş hazne yaklaşımı [K]
C	Dolaşım suyu derişikliği [mg/L, $\mu S/cm$]
$c_{p,h}$	Nemli havanın özgül ısısı [J/kg]
$c_{p,su}$	Suyun özgül ısısı [J/kg/K]
d	Boru çapı [m]
E	Buharlaşan su miktarı [m^3/h]
FL	Akış kayıpları [m^3/h]
h_s	Doymuş hava filmi entalpisi [kJ/kg]
HTM	Hava taşıma mesafesi
H_v	Suyun gizli buharlaşma ısısı [kJ/kg]
L/G	Sıvı (su)-gaz (hava) kütlelel debi oranı [-]
M	Şartlanmış su ihtiyacı [kg/s]
\dot{m}_{su}	Suyun kütlelel debisi [kg/s]
\dot{m}_h	Havanın kütlelel debisi [kg/s]
\dot{Q}	Kuleden atılan ısıl güç [W]
P_f	Fan mil gücü [W]
P_m	Fan motor gücü [W]
ΔP_d	Dinamik basınç kayıpları [Pa]
ΔP_s	Statik basınç kayıpları [Pa]
ΔP_T	Toplam basınç kayıpları [Pa]
R	Kule giriş çıkış sıcaklıkları arasındaki fark [K]
Re	Reynolds sayısı [-]
\dot{V}_h	Havanın hacimsel debisi [m^3/s]
W	Damlama ve sürüklenme kaybı [kg/s]
η_k	Kule verimi [-]
ε_k	Kule etkenlik katsayısı [-]

10. BÖLÜM KAYNAKLARI

1. ASHRAE 2008 HVAC "Systems and Equipment Handbook", Chapter 39 Cooling Towers.
2. BAKER, D. R., and SHRYOCK, H. A., A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance, ASME Transactions, Journal of Heat Transfer, August 1961, p. 339.
3. SOYLEMEZ M. S. On the optimum performance of forced draft counter flow cooling towers. Energy Conservation and Management, 2004; 45: 2335-41.
4. GENCELİ O.F., Isı Değişiricileri Birsen Yayın Evi 2005
5. KRÖGER D. G., "Air Cooled Heat Exchanger and Cooling Towers, Thermal Flow Performance and Design", PennWell Corporation, 1421 South Sheridan Road/P. O. Box 1260 Tulsa, Oklahoma 74101, 2004.
6. SINGH, Kripal Lahhi, Thermal Analysis and Design of Cooling Towers, <http://web.iitd.ac.in/~pmvs/courses/mel709/mel709-41.ppt>

EKLER



Ek-1 Isı transferi faktörü (Colburn Faktörü)

TERMO-FİZİKSEL ÖZELLİKLER

Table A.1 Molar, Gas, and Critical Properties

Gas	Chemical formula	Molecular mass	<i>Properties of various ideal gases at 25°C, 100 kPa^a (SI Units)</i>				
			R kJ/kg-K	ρ kg/m ³	C_p^* kJ/kg-K	C_p^* kJ/kg-K	k
Steam	H ₂ O	18.015	0.4615	0.0231	1.872	1.410	1.327
Acetylene	C ₂ H ₂	26.038	0.3193	1.05	1.699	1.380	1.231
Air	–	28.97	0.287	1.169	1.004	0.717	1.400
Ammonia	NH ₃	17.031	0.4882	0.694	2.130	1.642	1.297
Argon	Ar	39.948	0.2081	1.613	0.520	0.312	1.667
Butane	C ₄ H ₁₀	58.124	0.1430	2.407	1.716	1.573	1.091
Carbon monoxide	CO	28.01	0.2968	1.13	1.041	0.744	1.399
Carbon dioxide	CO ₂	44.01	0.1889	1.775	0.842	0.653	1.289
Ethane	C ₂ H ₆	30.07	0.2765	1.222	1.766	1.490	1.186
Ethanol	C ₂ H ₅ OH	46.069	0.1805	1.883	1.427	1.246	1.145
Ethylene	C ₂ H ₄	28.054	0.2964	1.138	1.548	1.252	1.237
Helium	He	4.003	2.0771	0.1615	5.193	3.116	1.667
Hydrogen	H ₂	2.016	4.1243	0.0813	14.209	1.008	1.409
Methane	CH ₄	16.043	0.5183	0.648	2.254	1.736	1.299
Methanol	CH ₃ OH	32.042	0.2595	1.31	1.405	1.146	1.227
Neon	Ne	20.183	0.4120	0.814	1.03	0.618	1.667
Nitric oxide	NO	30.006	0.2771	1.21	0.993	0.716	1.387
Nitrogen	N ₂	28.013	0.2968	1.13	1.042	0.745	1.400
Nitrous oxide	N ₂ O	44.013	0.1889	1.775	0.879	0.690	1.274
n-octane	C ₈ H ₁₈	114.23	0.07279	0.092	1.711	1.638	1.044
Oxygen	O ₂	31.999	0.2598	1.292	0.922	0.662	1.393
Propane	C ₃ H ₈	44.094	0.1886	1.808	1.679	1.490	1.126
R-12	CCl ₂ F ₂	120.914	0.06876	4.98	0.616	0.547	1.126
R-22	CHClF ₂	86.469	0.09616	3.54	0.658	0.562	1.171
R-134a	CF ₃ CH ₂ F	102.03	0.08149	4.20	0.852	0.771	1.106
Sulfur dioxide	SO ₂	64.059	0.1298	2.618	0.624	0.494	1.263
Sulfur trioxide	SO ₃	80.053	0.10386	3.272	0.635	0.531	1.196

Table A.2 Thermophysical Properties of Gases at atmospheric Pressure

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
Ammonia (NH₃)							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869

(continued)

Table A.2 (continued)

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Ammonia (NH₃) (continued)							
400	0.5136	2.287	138	26.9	37.0	31.5	0.853
420	0.4888	2.322	145	29.7	40.4	35.6	0.833
440	0.4664	2.357	152.5	32.7	43.5	39.6	0.826
460	0.4460	2.393	159	35.7	46.3	43.4	0.822
480	0.4273	2.430	166.5	39.0	49.2	47.4	0.822
500	0.4101	2.467	173	42.2	52.5	51.9	0.813
520	0.3942	2.504	180	45.7	54.5	55.2	0.827
540	0.3795	2.540	186.5	49.1	57.5	59.7	0.824
560	0.3708	2.577	193	52.0	60.6	63.4	0.827
580	0.3533	2.613	199.5	56.5	63.8	69.1	0.817
Carbon Dioxide (CO₂)							
280	1.9022	0.830	140	7.36	15.20	9.63	0.765
300	1.7730	0.851	149	8.40	16.55	11.0	0.766
320	1.6609	0.872	156	9.39	18.05	12.5	0.754
340	1.5618	0.891	165	10.6	19.70	14.2	0.746
360	1.4743	0.908	173	11.7	21.2	15.8	0.741
380	1.3961	0.926	181	13.0	22.75	17.6	0.737
400	1.3257	0.942	190	14.3	24.3	19.5	0.737
450	1.1782	0.981	210	17.8	28.3	24.5	0.728
500	1.0594	1.02	231	21.8	32.5	30.1	0.725
550	0.9625	1.05	251	26.1	36.6	36.2	0.721
600	0.8826	1.08	270	30.6	40.7	42.7	0.717
650	0.8143	1.10	288	35.4	44.5	49.7	0.712
700	0.7564	1.13	305	40.3	48.1	56.3	0.717
750	0.7057	1.15	321	45.5	51.7	63.7	0.714
800	0.6614	1.17	337	51.0	55.1	71.2	0.716
Carbon Monoxide (CO)							
200	1.6888	1.045	127	7.52	17.0	9.63	0.781
220	1.5341	1.044	137	8.93	19.0	11.9	0.753
240	1.4055	1.043	147	10.5	20.6	14.1	0.744
260	1.2967	1.043	157	12.1	22.1	16.3	0.741
280	1.2038	1.042	166	13.8	23.6	18.8	0.733
300	1.1233	1.043	175	15.6	25.0	21.3	0.730
320	1.0529	1.043	184	17.5	26.3	23.9	0.730
340	0.9909	1.044	193	19.5	27.8	26.9	0.725
360	0.9357	1.045	202	21.6	29.1	29.8	0.725
380	0.8864	1.047	210	23.7	30.5	32.9	0.729
400	0.8421	1.049	218	25.9	31.8	36.0	0.719
450	0.7483	1.055	237	31.7	35.0	44.3	0.714
500	0.67352	1.065	254	37.7	38.1	53.1	0.710
550	0.61226	1.076	271	44.3	41.1	62.4	0.710
600	0.56126	1.088	286	51.0	44.0	72.1	0.707

Table A.2 (continued)

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Carbon Monoxide (CO) (continued)							
650	0.51806	1.101	301	58.1	47.0	82.4	0.705
700	0.48102	1.114	315	65.5	50.0	93.3	0.702
750	0.44899	1.127	329	73.3	52.8	104	0.702
800	0.42095	1.140	343	81.5	55.5	116	0.705
Helium (He)							
100	0.4871	5.193	96.3	19.8	73.0	28.9	0.686
120	0.4060	5.193	107	26.4	81.9	38.8	0.679
140	0.3481	5.193	118	33.9	90.7	50.2	0.676
160	—	5.193	129	—	99.2	—	—
180	0.2708	5.193	139	51.3	107.2	76.2	0.673
200	—	5.193	150	—	115.1	—	—
220	0.2216	5.193	160	72.2	123.1	107	0.675
240	—	5.193	170	—	130	—	—
260	0.1875	5.193	180	96.0	137	141	0.682
280	—	5.193	190	—	145	—	—
300	0.1625	5.193	199	122	152	180	0.680
350	—	5.193	221	—	170	—	—
400	0.1219	5.193	243	199	187	295	0.675
450	—	5.193	263	—	204	—	—
500	0.09754	5.193	283	290	220	434	0.668
550	—	5.193	—	—	—	—	—
600	—	5.193	320	—	252	—	—
650	—	5.193	332	—	264	—	—
700	0.06969	5.193	350	502	278	768	0.654
750	—	5.193	364	—	291	—	—
800	—	5.193	382	—	304	—	—
900	—	5.193	414	—	330	—	—
1000	0.04879	5.193	446	914	354	1400	0.654
Hydrogen (H₂)							
100	0.24255	11.23	42.1	17.4	67.0	24.6	0.707
150	0.16156	12.60	56.0	34.7	101	49.6	0.699
200	0.12115	13.54	68.1	56.2	131	79.9	0.704
250	0.09693	14.06	78.9	81.4	157	115	0.707
300	0.08078	14.31	89.6	111	183	158	0.701
350	0.06924	14.43	98.8	143	204	204	0.700
400	0.06059	14.48	108.2	179	226	258	0.695
450	0.05386	14.50	117.2	218	247	316	0.689
500	0.04848	14.52	126.4	261	266	378	0.691
550	0.04407	14.53	134.3	305	285	445	0.685

(continued)

Table A.2 (continued)

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Hydrogen (H₂) (continued)							
600	0.04040	14.55	142.4	352	305	519	0.678
700	0.03463	14.61	157.8	456	342	676	0.675
800	0.03030	14.70	172.4	569	378	849	0.670
900	0.02694	14.83	186.5	692	412	1030	0.671
1000	0.02424	14.99	201.3	830	448	1230	0.673
1100	0.02204	15.17	213.0	966	488	1460	0.662
1200	0.02020	15.37	226.2	1120	528	1700	0.659
1300	0.01865	15.59	238.5	1279	568	1955	0.655
1400	0.01732	15.81	250.7	1447	610	2230	0.650
1500	0.01616	16.02	262.7	1626	655	2530	0.643
1600	0.0152	16.28	273.7	1801	697	2815	0.639
1700	0.0143	16.58	284.9	1992	742	3130	0.637
1800	0.0135	16.96	296.1	2193	786	3435	0.639
1900	0.0128	17.49	307.2	2400	835	3730	0.643
2000	0.0121	18.25	318.2	2630	878	3975	0.661
Nitrogen (N₂)							
100	3.4388	1.070	68.8	2.00	9.58	2.60	0.768
150	2.2594	1.050	100.6	4.45	13.9	5.86	0.759
200	1.6883	1.043	129.2	7.65	18.3	10.4	0.736
250	1.3488	1.042	154.9	11.48	22.2	15.8	0.727
300	1.1233	1.041	178.2	15.86	25.9	22.1	0.716
350	0.9625	1.042	200.0	20.78	29.3	29.2	0.711
400	0.8425	1.045	220.4	26.16	32.7	37.1	0.704
450	0.7485	1.050	239.6	32.01	35.8	45.6	0.703
500	0.6739	1.056	257.7	38.24	38.9	54.7	0.700
550	0.6124	1.065	274.7	44.86	41.7	63.9	0.702
600	0.5615	1.075	290.8	51.79	44.6	73.9	0.701
700	0.4812	1.098	321.0	66.71	49.9	94.4	0.706
800	0.4211	1.22	349.1	82.90	54.8	116	0.715
900	0.3743	1.146	375.3	100.3	59.7	139	0.721
1000	0.3368	1.167	399.9	118.7	64.7	165	0.721
1100	0.3062	1.187	423.2	138.2	70.0	193	0.718
1200	0.2807	1.204	445.3	158.6	75.8	224	0.707
1300	0.2591	1.219	466.2	179.9	81.0	256	0.701
Oxygen (O₂)							
100	3.945	0.962	76.4	1.94	9.25	2.44	0.796
150	2.585	0.921	114.8	4.44	13.8	5.80	0.766
200	1.930	0.915	147.5	7.64	18.3	10.4	0.737
250	1.542	0.915	178.6	11.58	22.6	16.0	0.723
300	1.284	0.920	207.2	16.14	26.8	22.7	0.711

Table A.2 (continued)

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Oxygen (O₂) (continued)							
350	1.100	0.929	233.5	21.23	29.6	29.0	0.733
400	0.9620	0.942	258.2	26.84	33.0	36.4	0.737
450	0.8554	0.956	281.4	32.90	36.3	44.4	0.741
500	0.7698	0.972	303.3	39.40	41.2	55.1	0.716
550	0.6998	0.988	324.0	46.30	44.1	63.8	0.726
600	0.6414	1.003	343.7	53.59	47.3	73.5	0.729
700	0.5498	1.031	380.8	69.26	52.8	93.1	0.744
800	0.4810	1.054	415.2	86.32	58.9	116	0.743
900	0.4275	1.074	447.2	104.6	64.9	141	0.740
1000	0.3848	1.090	477.0	124.0	71.0	169	0.733
1100	0.3498	1.103	505.5	144.5	75.8	196	0.736
1200	0.3206	1.115	532.5	166.1	81.9	229	0.725
1300	0.2960	1.125	588.4	188.6	87.1	262	0.721
Water Vapor (Steam)							
380	0.5863	2.060	127.1	21.68	24.6	20.4	1.06
400	0.5542	2.014	134.4	24.25	26.1	23.4	1.04
450	0.4902	1.980	152.5	31.11	29.9	30.8	1.01
500	0.4405	1.985	170.4	38.68	33.9	38.8	0.998
550	0.4005	1.997	188.4	47.04	37.9	47.4	0.993
600	0.3652	2.026	206.7	56.60	42.2	57.0	0.993
650	0.3380	2.056	224.7	66.48	46.4	66.8	0.996
700	0.3140	2.085	242.6	77.26	50.5	77.1	1.00
750	0.2931	2.119	260.4	88.84	54.9	88.4	1.00
800	0.2739	2.152	278.6	101.7	59.2	100	1.01
850	0.2579	2.186	296.9	115.1	63.7	113	1.02

Adapted from Reference [2].

Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	335	54	17	41	65	74					
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	95	137	149					
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	25	6.71	19	395	425					
Germanium	1211	5360	322	99.9	34.7	362	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4	17.4	
Gold	1336	19300	129	317	127	290	337	348	357	375	395	395	
Indium	2720	22500	130	147	50.3	327	311	298	284	270	255	255	
						109	131	135	140	145	155	155	
						172	144	138	132	126	120	120	111
Iron						90	139	138	144	153	161	161	172
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	28.3	32.1
Armco						216	490	574	680	975	609	609	654
(99.75% pure)	7870		447	72.7	20.7	95.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	28.7	31.4
						215	490	574	680	975	609	609	654
Carbon steels													
Plain carbon (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)	7854		434	60.5	17.7		56.7	48.0	39.2	30.0			
AISI 1010	7832		434	63.9	18.8		487	559	685	1169			
							58.7	48.8	39.2	31.3			
Carbon-silicon (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)	7817		446	51.9	14.9		487	559	685	1168			
							49.8	44.0	37.4	29.3			
Carbon-manganese- silicon (0.1% < Mn ≤ 1.65%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)	8131		434	41.0	11.6		501	582	699	971			
							42.2	39.7	35.0	27.6			
							487	559	685	1090			

To continue >

Table A.3 (continued)

Composition	Melting point (K)	ρ (kg/m^3)	c_p ($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$)	Properties at 300 K		Properties at various temperatures (K)									
				k ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)	$\alpha \cdot 10^6$ (m^2/s)	k ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$) ($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$)									
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Titanium	1953	4500	522	21.9	9.32	30.5	24.5	20.4	19.4	19.7	20.7	22.0	24.5		
Tungsten	3690	19300	132	174	68.3	208	186	159	137	125	118	113	107	100	95
Uranium	1406	19070	116	27.6	12.5	21.7	25.1	29.6	34.0	38.8	43.9	49.0			
Vanadium	2192	6100	489	30.7	10.3	35.8	31.3	31.3	33.3	35.7	38.2	40.8	44.6	50.9	
Zinc	693	7140	389	11.6	41.8	117	118	111	103	90	85	81	77	74	70
Zirconium	2125	6570	278	22.7	12.4	33.2	25.2	21.6	20.7	21.6	23.7	26.0	28.8	33.0	
						205	264	300	322	342	362	344	344	344	

Adapted from Reference [2].

Table A.4 Properties of Working Fluids

Helium									
Temp ^o C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m ^o C × 10 ⁻³	Liquid viscos. cP × 10 ²	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg ^o C	Liquid surface tension N/m × 10 ³
-271	22.8	148.3	26.0	1.81	3.90	0.20	0.06	2.045	0.26
-270	23.6	140.7	17.0	2.24	3.70	0.30	0.32	2.699	0.19
-269	20.9	128.0	10.0	2.77	2.90	0.60	1.00	4.619	0.09
-268	4.0	113.8	8.5	3.50	1.34	0.90	2.29	6.642	0.01

Nitrogen									
Temp ^o C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m ^o C	Liquid viscos. cP × 10 ³	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg ^o C	Liquid surface tension N/m × 10 ³
-203	210.0	830.0	1.84	0.150	2.48	0.48	0.48	1.083	1.054
-200	205.5	818.0	3.81	0.146	1.94	0.51	0.74	1.082	0.985
-195	198.0	798.0	7.10	0.139	1.51	0.56	1.62	1.079	0.870
-190	190.5	778.0	10.39	0.132	1.26	0.60	3.31	1.077	0.766
-185	183.0	758.0	13.68	0.125	1.08	0.65	4.99	1.074	0.662
-180	173.7	732.0	22.05	0.117	0.95	0.71	6.69	1.072	0.561
-175	163.2	702.0	33.80	0.110	0.86	0.77	8.37	1.070	0.464
-170	152.7	672.0	45.55	0.103	0.80	0.83	1.07	1.068	0.367
-160	124.2	603.0	80.90	0.089	0.72	1.00	19.37	1.063	0.185
-150	66.8	474.0	194.00	0.075	0.65	1.50	28.80	1.059	0.110

(continued)

Table A.4 (continued)

Ammonia										
Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²	
-60	13.43	714.4	0.03	0.294	0.36	0.72	0.27	2.050	4.062	
-40	13.84	690.4	0.05	0.303	0.29	0.79	0.76	2.075	3.574	
-20	13.38	665.5	1.62	0.304	0.26	0.85	1.93	2.100	3.090	
0	12.63	638.6	3.48	0.298	0.25	0.92	4.24	2.125	2.480	
20	11.87	610.3	6.69	0.286	0.22	1.01	8.46	2.150	2.133	
40	11.01	579.5	12.00	0.272	0.20	1.16	15.34	2.160	1.833	
60	10.26	545.2	20.49	0.255	0.17	1.27	29.80	2.180	1.367	
80	8.91	505.7	34.13	0.235	0.15	1.40	40.90	2.210	0.767	
100	6.99	455.1	54.92	0.212	0.11	1.60	63.12	2.260	0.500	
120	4.28	374.4	113.16	0.184	0.07	1.89	90.44	2.292	0.150	

Pentane										
Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²	
-20	390.0	663.0	0.01	0.149	0.344	0.51	0.10	0.825	2.01	
0	378.3	644.0	0.75	0.143	0.283	0.53	0.24	0.874	1.79	
20	366.9	625.5	2.20	0.138	0.242	0.58	0.76	0.922	1.58	
40	355.5	607.0	4.35	0.133	0.200	0.63	1.52	0.971	1.27	
60	342.3	585.0	6.51	0.128	0.174	0.69	2.28	1.021	1.17	
80	329.1	563.0	10.61	0.127	0.147	0.74	3.89	1.050	0.97	
100	295.7	537.6	16.54	0.124	0.123	0.81	7.19	1.088	0.83	
120	269.7	509.4	25.20	0.122	0.120	0.90	13.81	1.164	0.68	

C-1000000

Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ³	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ³
-40	660.0	860.0	0.03	0.200	0.800	0.68	0.01	2.00	3.10
-20	615.6	845.0	0.10	0.189	0.500	0.73	0.03	2.06	2.76
0	564.0	812.0	0.26	0.183	0.395	0.78	0.10	2.11	2.62
20	552.0	790.0	0.64	0.181	0.323	0.82	0.27	2.16	2.37
40	536.0	768.0	1.05	0.175	0.269	0.86	0.60	2.22	2.12
60	517.0	744.0	2.37	0.168	0.226	0.90	1.15	2.28	1.86
80	495.0	719.0	4.30	0.160	0.192	0.95	2.15	2.34	1.62
100	472.0	689.6	6.94	0.148	0.170	0.98	4.43	2.39	1.34
120	426.1	660.3	11.02	0.135	0.148	0.99	6.70	2.45	1.07
140	394.4	631.8	18.61	0.126	0.132	1.03	10.49	2.50	0.81

Methanol

Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ³	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ³
-50	1194	843.5	0.01	0.210	1.700	0.72	0.01	1.20	3.26
-30	1187	833.5	0.01	0.208	1.300	0.78	0.02	1.27	2.95
-10	1182	818.7	0.04	0.206	0.945	0.85	0.04	1.34	2.63
10	1175	800.5	0.12	0.204	0.701	0.91	0.10	1.40	2.36
30	1155	782.0	0.31	0.203	0.521	0.98	0.25	1.47	2.18
50	1125	764.1	0.77	0.202	0.399	1.04	0.55	1.54	2.01
70	1085	746.2	1.47	0.201	0.314	1.11	1.31	1.61	1.85
90	1035	724.4	3.01	0.199	0.259	1.19	2.69	1.79	1.66
110	980	703.6	5.64	0.197	0.211	1.26	4.98	1.92	1.46
130	920	685.2	9.81	0.195	0.166	1.31	7.86	1.92	1.25
150	850	653.2	15.90	0.193	0.138	1.38	8.94	1.92	1.04

Table A.4 (continued)

Fluorec PP2									
Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²
-30	106.2	1942	0.13	0.637	5.200	0.98	0.01	0.72	1.90
-10	103.1	1886	0.44	0.626	3.500	1.03	0.02	0.81	1.71
10	99.8	1829	1.39	0.613	2.140	1.07	0.09	0.92	1.52
30	96.3	1773	2.96	0.601	1.435	1.12	0.22	1.01	1.32
50	91.8	1716	6.43	0.588	1.005	1.17	0.39	1.07	1.13
70	87.0	1660	11.79	0.575	0.720	1.22	0.62	1.11	0.93
90	82.1	1599	21.99	0.563	0.543	1.26	1.43	1.17	0.73
110	76.5	1538	34.92	0.550	0.429	1.31	2.82	1.25	0.52
130	70.3	1515	57.21	0.537	0.314	1.36	4.83	1.33	0.32
160	59.1	1440	109.63	0.518	0.167	1.43	8.76	1.45	0.01

Ethanol									
Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²
-30	939.4	825.0	0.02	0.177	3.40	0.75	0.01	1.25	2.76
-10	928.7	813.0	0.03	0.173	2.20	0.80	0.02	1.31	2.66
10	904.8	798.0	0.05	0.170	1.50	0.85	0.03	1.37	2.57
30	888.6	781.0	0.38	0.168	1.02	0.91	0.10	1.44	2.44
50	872.3	762.2	0.72	0.166	0.72	0.97	0.29	1.51	2.31
70	858.3	743.1	1.32	0.165	0.51	1.02	0.76	1.58	2.17
90	832.1	725.3	2.59	0.163	0.37	1.07	1.43	1.65	2.04
110	786.6	704.1	5.17	0.160	0.28	1.13	2.66	1.72	1.89
130	734.4	678.7	9.25	0.159	0.21	1.18	4.30	1.78	1.75

Heptane

Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²
-20	364.0	715.5	0.01	0.143	0.69	0.57	0.01	0.83	2.42
0	372.6	699.0	0.17	0.141	0.53	0.60	0.02	0.87	2.21
20	362.2	683.0	0.49	0.140	0.43	0.63	0.08	0.92	2.01
40	351.8	667.0	0.97	0.139	0.34	0.66	0.20	0.97	1.81
60	341.5	649.0	1.45	0.137	0.29	0.70	0.32	1.02	1.62
80	331.2	631.0	2.31	0.135	0.24	0.74	0.62	1.06	1.43
100	319.6	612.0	3.71	0.133	0.21	0.77	1.10	1.09	1.28
120	305.0	592.0	6.08	0.132	0.18	0.82	1.85	1.16	1.10

Water

Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²
20	2448	998.2	0.02	0.603	1.00	0.96	0.02	1.81	7.28
40	2402	992.3	0.05	0.630	0.65	1.04	0.07	1.89	6.96
60	2359	983.0	0.13	0.649	0.47	1.12	0.20	1.91	6.62
80	2309	972.0	0.29	0.668	0.36	1.19	0.47	1.95	6.26
100	2258	958.0	0.60	0.680	0.28	1.27	1.01	2.01	5.89
120	2200	945.0	1.12	0.682	0.23	1.34	2.02	2.09	5.50
140	2139	928.0	1.99	0.683	0.20	1.41	3.90	2.21	5.06
160	2074	909.0	3.27	0.679	0.17	1.49	6.44	2.38	4.66
180	2005	888.0	5.16	0.669	0.15	1.57	10.04	2.62	4.29
200	1967	865.0	7.87	0.659	0.14	1.65	16.19	2.91	3.89

(continued)

Table A.4 (continued)

Fluorec PPS									
Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ³	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²
-30	103.0	2098	0.01	0.060	5.77	0.82	0.00	0.80	2.36
0	98.4	2029	0.01	0.059	3.31	0.90	0.00	0.87	2.08
30	94.5	1960	0.12	0.057	1.48	1.06	0.01	0.94	1.80
60	90.2	1891	0.61	0.056	0.94	1.18	0.03	1.02	1.52
90	86.1	1822	1.93	0.054	0.65	1.21	0.12	1.09	1.24
120	83.0	1753	4.52	0.053	0.49	1.23	0.28	1.15	0.95
150	77.4	1685	11.81	0.052	0.38	1.26	0.61	1.23	0.67
180	70.8	1604	25.13	0.051	0.30	1.33	1.58	1.30	0.40
225	59.4	1455	63.27	0.049	0.21	1.44	4.21	1.41	0.01

High Temperature Organic (Diphenyl-Diphenyl Oxide Eutectic)									
Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²
100	35.40	992.0	0.03	0.131	0.97	0.67	0.01	1.34	3.50
150	33.8.0	951.0	0.22	0.125	0.57	0.78	0.05	1.51	3.00
200	32.1.0	905.0	0.94	0.119	0.39	0.89	0.25	1.67	2.50
250	30.1.0	858.0	3.60	0.113	0.27	1.00	0.88	1.81	2.00
300	27.8.0	809.0	8.74	0.106	0.20	1.12	2.43	1.95	1.50
350	25.1.0	755.0	19.37	0.099	0.15	1.23	5.55	2.03	1.00
400	21.9.0	691.0	41.89	0.093	0.12	1.34	10.90	2.11	0.50
450	18.5.0	625.0	81.00	0.086	0.10	1.45	19.00	2.19	0.03

Mercury

Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²
150	306.8	13230	0.01	9.99	1.09	0.39	0.01	1.04	4.45
250	303.8	12995	0.60	11.23	0.96	0.48	0.18	1.04	4.15
300	301.8	12880	1.73	11.73	0.93	0.53	0.44	1.04	4.00
350	298.9	12763	4.45	12.18	0.89	0.61	1.16	1.04	3.82
400	296.3	12656	8.75	12.58	0.86	0.66	2.42	1.04	3.74
450	293.8	12508	16.80	12.96	0.83	0.70	4.92	1.04	3.61
500	291.3	12308	28.60	13.31	0.80	0.75	8.86	1.04	3.41
550	288.8	12154	44.92	13.62	0.79	0.81	15.03	1.04	3.25
600	286.3	12054	65.75	13.87	0.78	0.87	23.77	1.04	3.15
650	283.5	11962	94.39	14.15	0.78	0.95	34.95	1.04	3.03
750	277.0	11800	170.00	14.80	0.77	1.10	63.00	1.04	2.75

Caesium

Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³ × 10 ²	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²
375	530.4	1740	0.01	20.76	0.25	2.20	0.02	1.56	5.81
425	520.4	1730	0.01	20.51	0.23	2.30	0.04	1.56	5.61
475	515.2	1720	0.02	20.02	0.22	2.40	0.09	1.56	5.36
525	510.2	1710	0.03	19.52	0.20	2.50	0.16	1.56	5.11
575	502.8	1700	0.07	18.83	0.19	2.55	0.36	1.56	4.81
625	495.3	1690	0.10	18.13	0.18	2.60	0.57	1.56	4.51
675	490.2	1680	0.18	17.48	0.17	2.67	1.04	1.56	4.21
725	485.2	1670	0.26	16.83	0.17	2.75	1.52	1.56	3.91
775	477.8	1655	0.40	16.18	0.16	2.28	2.46	1.56	3.66
825	470.3	1640	0.55	15.53	0.16	2.90	3.41	1.56	3.41

(continued)

Table A.4 (continued)

Potassium										
Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²	
350	2093	763.1	0.002	51.08	0.21	0.15	0.01	5.32	9.50	
400	2078	748.1	0.006	49.08	0.19	0.16	0.01	5.32	9.04	
450	2060	735.4	0.015	47.08	0.18	0.16	0.02	5.32	8.69	
500	2040	725.4	0.031	45.08	0.17	0.17	0.05	5.32	8.44	
550	2020	715.4	0.062	43.31	0.15	0.17	0.10	5.32	8.16	
600	2000	705.4	0.111	41.81	0.14	0.18	0.19	5.32	7.86	
650	1980	695.4	0.193	40.08	0.13	0.19	0.35	5.32	7.51	
700	1969	685.4	0.314	38.08	0.12	0.19	0.61	5.32	7.12	
750	1938	675.4	0.486	36.31	0.12	0.20	0.99	5.32	6.72	
800	1913	665.4	0.716	34.81	0.11	0.20	1.55	5.32	6.32	
850	1883	653.1	1.054	33.31	0.10	0.21	2.34	5.32	5.92	

Sodium										
Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²	
500	4370	828.1	0.003	70.08	0.24	0.18	0.01	9.04	1.51	
600	4243	805.4	0.013	64.62	0.21	0.19	0.04	9.04	1.42	
700	4090	763.5	0.090	60.81	0.19	0.20	0.15	9.04	1.33	
800	3977	757.3	0.134	57.81	0.18	0.22	0.47	9.04	1.23	
900	3913	745.4	0.306	53.35	0.17	0.23	1.25	9.04	1.13	
1000	3827	725.4	0.667	49.08	0.16	0.24	2.81	9.04	1.04	
1100	3690	690.8	1.306	45.08	0.16	0.25	5.49	9.04	0.95	
1200	3577	669.0	2.303	41.08	0.15	0.26	9.59	9.04	0.86	
1300	3477	654.0	3.622	37.08	0.15	0.27	15.91	9.04	0.77	

Lithium									
Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ³	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²
1030	20500	450	0.006	67	0.24	1.67	0.07	0.532	2.90
1130	20100	440	0.013	69	0.24	1.74	0.17	0.532	2.85
1230	20000	430	0.028	70	0.23	1.83	0.45	0.532	2.75
1330	19700	420	0.057	69	0.23	1.91	0.96	0.532	2.60
1430	19200	410	0.108	68	0.23	2.00	1.85	0.532	2.40
1530	18900	405	0.193	65	0.23	2.10	3.30	0.532	2.25
1630	18500	400	0.340	62	0.23	2.17	5.30	0.532	2.10
1730	18200	398	0.490	59	0.23	2.26	8.90	0.532	2.05

Adapted from Reference [3].

Table A.6 Thermophysical Properties of Common Materials

Description/composition	Typical properties at 300 K		
	Density, ρ (kg/m ³)	Thermal conductivity, k (W/m · K)	Specific heat, c_p (J/kg · K)
Structural building materials			
Building Boards			
Asbestos–cement board	1920	0.58	—
Gypsum or plaster board	800	0.17	—
Plywood	545	0.12	1215
Sheathing, regular density	290	0.055	1300
Acoustic tile	290	0.058	1340
Hardboard, siding	640	0.094	1170
Hardboard, high density	1010	0.15	1380
Particle board, low density	590	0.078	1300
Particle board, high density	1000	0.170	1300
Woods			
Hardwoods (oak, maple)	720	0.16	1255
Softwoods (fir, pine)	510	0.12	1380
Masonry Materials			
Cement mortar	1860	0.72	780
Brick, common	1920	0.72	835
Brick, face	2083	1.3	—
Clay tile, hollow			
1 cell deep, 10 cm thick	—	0.52	—
3 cells deep, 30 cm thick	—	0.69	—
Concrete block, 3 oval cores			
Sand/gravel, 20 cm thick	—	1.0	—
Cinder aggregate, 20 cm thick	—	0.67	—
Concrete block, rectangular core			
2 cores, 20 cm thick, 16 kg	—	1.1	—
Same with filled cores	—	0.60	—
Plastering Materials			
Cement plaster, sand aggregate	1860	0.72	—
Gypsum plaster, sand aggregate	1680	0.22	1085
Gypsum plaster, vermiculite aggregate	720	0.25	—

Table A.6 (continued)

Insulating Materials and systems

Description/composition	Typical properties at 300 K		
	Density, ρ (kg/m ³)	Thermal conductivity, k (W/m · K)	Specific heat, c_p (J/kg · K)
Blanket and Batt			
Glass fiber, paper faced	16	0.046	—
	28	0.038	—
	40	0.035	—
Glass fiber, coated; duct liner	32	0.038	835
Board and Slab			
Cellular glass	145	0.058	1000
Glass fiber, organic bonded	105	0.036	795
Polystyrene, expanded			
Extruded (R-12)	55	0.027	1210
Molded beads	16	0.040	1210
Mineral fiberboard; roofing material	265	0.049	—
Wood, shredded/cemented	350	0.087	1590
Cork	120	0.039	1800
Loose Fill			
Cork, granulated	160	0.045	—
Diatomaceous silica, coarse			
Powder	400	0.091	—
Diatomaceous silica, fine powder	200	0.052	—
	275	0.061	—
Glass fiber, poured or blown	16	0.043	835
Vermiculite, flakes			
	80	0.068	835
	160	0.063	1000
Formed/Foamed-in-Place			
Mineral wool granules with asbestos/inorganic binders, sprayed	190	0.046	—
Polyvinyl acetate cork mastic; sprayed or troweled	—	0.100	—
Urethane, two-part mixture; rigid foam	70	0.026	1045
Reflective			
Aluminum foil separating fluffy glass mats; 10–12 layers, evacuated; for cryogenic applications (150 K)	40	0.00016	—
Aluminum foil and glass paper laminare; 75–150 layers; evacuated; for cryogenic application (150 K)	120	0.000017	—
Typical silica powder, evacuated	160	0.0017	—

(continued)

4-ply	420	190								0.078	0.082	0.098						
6-ply	420	255								0.071	0.074	0.085						
8-ply	420	300								0.068	0.071	0.082						
Magnesia, 85%	590	185									0.051	0.055	0.061					
Calcium silicate	920	190									0.055	0.059	0.063					
Cellular glass	700	145		0.046	0.048	0.051	0.052	0.055	0.058	0.062	0.069	0.079	0.075	0.089	0.104			
Diatomaceous silica	1145	345												0.092	0.098	0.104		
	1310	385												0.101	0.100	0.115		
Polystyrene, rigid																		
Extruded (R-12)	350	56	0.023	0.023	0.022	0.023	0.023	0.025	0.026	0.027	0.029							
Extruded (R-12)	350	35	0.023	0.023	0.023	0.023	0.025	0.026	0.027	0.029								
Molded beads	350	16	0.026	0.029	0.030	0.033	0.035	0.036	0.038	0.040								
Rubber, rigid foamed	340	70						0.029	0.030	0.032	0.033							
Insulating Cement																		
Mineral fiber (rock, slag or glass)																		
With clay binder	1255	430												0.071	0.079	0.088	0.106	0.123
With hydraulic setting binder	922	560												0.108	0.115	0.123	0.137	
Loose Fill																		
Cellulose, wood or paper pulp	—	45																
Perlite, expanded	—	105	0.036	0.039	0.042	0.043	0.046	0.049	0.051	0.053	0.056							
Vermiculite, expanded	—	122			0.056	0.058	0.061	0.063	0.065	0.068	0.071							
		80			0.049	0.051	0.055	0.058	0.061	0.063	0.066							

(continued)

Table A.6 (continued)

<i>Other materials</i>				
Description/ composition	Temperature (K)	Density, ρ (kg/m ³)	Thermal conductivity, k (W/m · K)	Specific heat, c_p (J/kg · K)
Asphalt	300	2115	0.062	920
Bakelite	300	1300	1.4	1465
Brick, refractory				
Carborundum	872	—	18.5	—
	1672	—	11.0	—
Chrome brick	473	3010	2.3	835
	823		2.5	
	1173		2.0	
Diatomaceous silica, fired	478	—	0.25	—
	1145	—	0.30	
Fire clay, burnt 1600 K	773	2050	1.0	960
	1073	—	1.1	
	1373	—	1.1	
Fire clay, burnt 1725 K	773	2325	1.3	960
	1073		1.4	
	1373		1.4	
Fire clay brick	478	2645	1.0	960
	922		1.5	
	1478		1.8	
Magnesite	478	—	3.8	1130
	922	—	2.8	
	1478		1.9	
Clay	300	1460	1.3	880
Coal, anthracite	300	1350	0.26	1260
Concrete (stone mix)	300	2300	1.4	880
Cotton	300	80	0.06	1300
Foodstuffs				
Banana (75.7% water content)	300	980	0.481	3350
Apple, red (75% water content)	300	840	0.513	3600
Cake, batter	300	720	0.223	—
Cake, fully baked	300	280	0.121	—
Chicken meat, white (74.4% water content)	198	—	1.60	—
	233	—	1.49	
	253		1.35	
	263		1.20	
	273		0.476	
	283		0.480	
	293		0.489	
Glass				
Plate (soda lime)	300	2500	1.4	750
Pyrex	300	2225	1.4	835
Ice	273	920	1.88	2040
	253	—	2.03	1945

Table A.6 (continued)

<i>Other materials (continued)</i>				
Description/ composition	Temperature (K)	Density, ρ (kg/m ³)	Thermal conductivity, k (W/m · K)	Specific heat, c_p (J/kg · K)
Leather (sole)	300	998	0.159	—
Paper	300	930	0.180	1340
Paraffin	300	900	0.240	2890
Rock				
Granite, Barre	300	2630	2.79	775
Limestone, Salem	300	2320	2.15	810
Marble, Halston	300	2680	2.80	830
Quartzite, Sioux	300	2640	5.38	1105
Sandstone, Berea	300	2150	2.90	745
Rubber, vulcanized				
Soft	300	1100	0.13	2010
Hard	300	1190	0.16	—
Sand	300	1515	0.27	800
Soil	300	2050	0.52	1840
Snow	273	110	0.049	—
		500	0.190	—
Teflon	300	2200	0.35	—
	400		0.45	—
Tissue, human				
Skin	300	—	0.37	—
Fat layer (adipose)	300	—	0.2	—
Muscle	300	—	0.5	—
Wood, cross grain				
Balsa	300	140	0.055	—
Cypress	300	465	0.097	—
Fir	300	415	0.11	2720
Oak	300	545	0.17	2385
Yellow pine	300	640	0.15	2805
White pine	300	435	0.11	—
Wood, radial				
Oak	300	545	0.19	2385
Fir	300	420	0.14	2720

Adapted from Reference [2]

Table A.7 Thermophysical Properties of Saturated Fluids

<i>Saturated liquids</i>								
T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^2$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\beta \cdot 10^3$ (K ⁻¹)
Engine Oil (Unused)								
273	899.1	1.796	385	4280	147	0.910	47,000	0.70
280	895.3	1.827	217	2430	144	0.880	27,500	0.70
290	890.0	1.868	99.9	1120	145	0.872	12,900	0.70
300	884.1	1.909	48.6	550	145	0.859	6400	0.70
310	877.9	1.951	25.3	288	145	0.847	3400	0.70
320	871.8	1.993	14.1	161	143	0.823	1965	0.70
330	865.8	2.035	8.36	96.6	141	0.800	1205	0.70
340	859.9	2.076	5.31	61.7	139	0.779	793	0.70
350	853.9	2.118	3.56	41.7	138	0.763	546	0.70
360	847.8	2.161	2.52	29.7	138	0.753	395	0.70
370	841.8	2.206	1.86	22.0	137	0.738	300	0.70
380	836.0	2.250	1.41	16.9	136	0.723	233	0.70
390	830.6	2.294	1.10	13.3	135	0.709	187	0.70
400	825.1	2.337	0.874	10.6	134	0.695	152	0.70
410	818.9	2.381	0.698	8.52	133	0.682	125	0.70
420	812.1	2.427	0.564	6.94	133	0.675	103	0.70
430	806.5	2.471	0.470	5.83	132	0.662	88	0.70
Ethylene Glycol [C₂H₄(OH)₂]								
273	1130.8	2.294	6.51	57.6	242	0.933	617	0.65
280	1125.8	2.323	4.20	37.3	244	0.933	400	0.65
290	1118.8	2.368	2.47	22.1	248	0.936	236	0.65
300	1114.4	2.415	1.57	14.1	252	0.939	151	0.65
310	1103.7	2.460	1.07	9.65	255	0.939	103	0.65
320	1096.2	2.505	0.757	6.91	258	0.940	73.5	0.65
330	1089.5	2.549	0.561	5.15	260	0.936	55.0	0.65
340	1083.8	2.592	0.431	3.98	261	0.929	42.8	0.65
350	1079.0	2.637	0.342	3.17	261	0.917	34.6	0.65
360	1074.0	2.682	0.278	2.59	261	0.906	28.6	0.65
370	1066.7	2.728	0.228	2.14	262	0.900	23.7	0.65
373	1058.5	2.742	0.215	2.03	263	0.906	22.4	0.65
Glycerin [C₃H₅(OH)₃]								
273	1276.0	2.261	1060	8310	282	0.977	85,000	0.47
280	1271.9	2.298	534	4200	284	0.972	43,200	0.47
290	1265.8	2.367	185	1460	286	0.955	15,300	0.48
300	1259.9	2.427	79.9	634	286	0.935	6780	0.48
310	1253.9	2.490	35.2	281	286	0.916	3060	0.49
320	1247.2	2.564	21.0	168	287	0.897	1870	0.50

Table A.7 (continued)

<i>Saturated liquids (continued)</i>								
T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^2$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\beta \cdot 10^3$ (K ⁻¹)
Refrigerant-134a (C₂H₂F₄)								
230	1426.8	1.249	0.04912	0.3443	112.1	0.629	5.5	2.02
240	1397.7	1.267	0.04202	0.3006	107.3	0.606	5.0	2.11
250	1367.9	1.287	0.03633	0.2656	102.5	0.583	4.6	2.23
260	1337.1	1.308	0.03166	0.2368	97.9	0.560	4.2	2.36
270	1305.1	1.333	0.02775	0.2127	93.4	0.537	4.0	2.53
280	1271.8	1.361	0.02443	0.1921	89.0	0.514	3.7	2.73
290	1236.8	1.393	0.02156	0.1744	84.6	0.491	3.5	2.98
300	1199.7	1.432	0.01905	0.1588	80.3	0.468	3.4	3.30
310	1159.9	1.481	0.01680	0.1449	76.1	0.443	3.3	3.73
320	1116.8	1.543	0.01478	0.1323	71.8	0.417	3.2	4.33
330	1069.1	1.627	0.01292	0.1209	67.5	0.388	3.1	5.19
340	1015.0	1.751	0.01118	0.1102	63.1	0.355	3.1	6.57
350	951.3	1.961	0.00951	0.1000	58.6	0.314	3.2	9.10
360	870.1	2.437	0.00781	0.0898	54.1	0.255	3.5	15.39
370	740.3	5.105	0.00580	0.0783	51.8	0.137	5.7	55.24
Refrigerant-22 (CHClF₂)								
230	1416.0	1.087	0.03558	0.2513	114.5	0.744	3.4	2.05
240	1386.6	1.100	0.03145	0.2268	109.8	0.720	3.2	2.16
250	1356.3	1.117	0.02796	0.2062	105.2	0.695	3.0	2.29
260	1324.9	1.137	0.02497	0.1884	100.7	0.668	2.8	2.45
270	1292.1	1.161	0.02235	0.1730	96.2	0.641	2.7	2.63
280	1257.9	1.189	0.02005	0.1594	91.7	0.613	2.6	2.86
290	1221.7	1.223	0.01798	0.1472	87.2	0.583	2.5	3.15
300	1183.4	1.265	0.01610	0.1361	82.6	0.552	2.5	3.51
310	1142.2	1.319	0.01438	0.1259	78.1	0.518	2.4	4.00
320	1097.4	1.391	0.01278	0.1165	73.4	0.481	2.4	4.69
330	1047.5	1.495	0.01127	0.1075	68.6	0.438	2.5	5.75
340	990.1	1.665	0.00980	0.0989	63.6	0.386	2.6	7.56
350	920.1	1.997	0.00831	0.0904	58.3	0.317	2.8	11.35
360	823.4	3.001	0.00668	0.0811	53.1	0.215	3.8	23.88
Mercury (Hg)								
273	13,595	0.1404	0.1688	0.1240	8180	42.85	0.0290	0.181
300	13,529	0.1393	0.1523	0.1125	8540	45.30	0.0248	0.181
350	13,407	0.1377	0.1309	0.0976	9180	49.75	0.0196	0.181
400	13,287	0.1365	0.1171	0.0882	9800	54.05	0.0163	0.181
450	13,167	0.1357	0.1075	0.0816	10,400	58.10	0.0140	0.181
500	13,048	0.1353	0.1007	0.0771	10,950	61.90	0.0125	0.182
550	12,929	0.1352	0.0953	0.0737	11,450	65.55	0.0112	0.184
600	12,809	0.1355	0.0911	0.0711	11,950	68.80	0.0103	0.187

(continued)

Table A.7 (continued)

<i>Saturated liquid—vapor, 1 atm</i>					
Fluid	T_{sat} (K)	h_{fg} (kJ/kg)	ρ_f (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	$\sigma \cdot 10^3$ (N/m)
Ethanol	351	846	757	1.44	17.7
Ethylene glycol	470	812	1111 ^c	—	32.7
Glycerin	563	974	1260 ^c	—	63.0 ^c
Mercury	630	301	12,740	3.90	417
Refrigerant R-134a	247	217	1377	5.26	15.4
Refrigerant R-22	232	234	1409	4.70	18.1

Adapted from Reference [2]

Table A.8 Thermophysical Properties of Saturated Water

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^a	Specific volume (m^3/kg)		Heat of vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific heat (kJ/kg · K)		Viscosity ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$) $\mu_f \cdot 10^6$	Thermal conductivity ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$) $k_f \cdot 10^3$	Prandtl number		Surface tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion coefficient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K^{-1})	Temperature, T (K)		
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$			Pr_f	Pr_g					
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1.750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1.652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1.422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1.225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1.080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.006	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1063	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1361	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.693	2329	4.191	1.941	389	10.89	666	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	679.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2069	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400

(continued)

Table A.8 (continued)

Temperature, T (K)	Pressure, P (bars) ^a	Specific volume (m^3/kg)		Heat of vaporization, h_g (kJ/kg)	Specific heat (kJ/kg · K)		Viscosity ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)		Thermal conductivity ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)		Prandtl number		Surface tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion coefficient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K^{-1})	Temperature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.064	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	—	430
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1	—	440
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	—	450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	—	460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	—	470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.25	36.2	—	480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	—	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	—	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	—	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	—	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	—	530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	—	540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	—	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	—	560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	70.7	0.94	1.59	15.0	—	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	—	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	—	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	—	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	—	610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	—	620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	—	625
630	179.7	1.836	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	—	630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	—	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	—	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	—	645
647.3 ^c	221.2	3.170	0.0032	0	90	90	45	45.0	238	238	90	90	0.0	—	647.3 ^c

Adapted from Reference [3]

Table A.9 Thermophysical Properties of Liquid Metals

Composition	Melting point (K)	T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\nu \cdot 10^7$ (m ² /s)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^5$ (m ² /s)	Pr
Bismuth	544	589	10,011	0.1444	1.617	16.4	0.138	0.0142
		811	9739	0.1545	1.133	15.6	1.035	0.0110
		1033	9467	0.1645	0.8343	15.6	1.001	0.0083
Lead	600	644	10,540	0.159	2.276	16.1	1.084	0.024
		755	10,412	0.155	1.849	15.6	1.223	0.017
		977	10,140	—	1.347	14.9	—	—
Potassium	337	422	807.3	0.80	4.608	45.0	6.99	0.0066
		700	741.7	0.75	2.397	39.5	7.07	0.0034
		977	674.4	0.75	1.905	33.1	6.55	0.0029
Sodium	371	366	929.1	1.38	7.516	86.2	6.71	0.011
		644	860.2	1.30	3.270	72.3	6.48	0.0051
		977	778.5	1.26	2.285	59.7	6.12	0.0037
NaK, (45 %/55 %)	292	366	887.4	1.130	6.522	25.6	2.552	0.026
		644	821.7	1.055	2.871	27.5	3.17	0.0091
		977	740.1	1.043	2.174	28.9	3.74	0.0058
NaK, (22 %/78 %)	262	366	849.0	0.946	5.797	24.4	3.05	0.019
		672	775.3	0.879	2.666	26.7	3.92	0.0068
		1033	690.4	0.883	2.118	—	—	—
PbBi, (44.5 %/55.5 %)	398	422	10,524	0.147	—	9.05	0.586	—
		644	10,236	0.147	1.496	11.86	0.790	0.189
		922	9835	—	1.171	—	—	—
Mercury	234			See Table A.5				

Adapted from Reference [2]

Table A.10 Total, Normal (n) or Hemispherical (h) Emissivity of Selected Surfaces

<i>Metallic solids and their oxides</i>												
Description/composition		Emissivity, ϵ_n or ϵ_h , at various temperatures (K)										
		100	200	300	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aluminum												
Highly polished, film	(h)	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06						
Foil, bright	(h)	0.06	0.06	0.07								
Anodized	(h)			0.82	0.76							
Chromium												
Polished or plated	(n)	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14						
Copper												
Highly polished	(h)			0.03	0.03	0.04	0.04	0.04				
Stably oxidized	(h)					0.50	0.58	0.80				
Gold												
Highly polished or film	(h)	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06				
Foil, bright	(h)	0.06	0.07	0.07								
Molybdenum												
Polished	(h)					0.06	0.08	0.10	0.12	0.15	0.21	0.26
Shot-blasted, rough	(h)					0.25	0.28	0.31	0.35	0.42		
Stably oxidized	(h)					0.80	0.82					
Nickel												
Polished	(h)					0.09	0.11	0.14	0.17			
Stably oxidized	(h)					0.40	0.49	0.57				
Platinum												
Polished	(h)						0.10	0.13	0.15	0.18		
Silver												
Polished	(h)			0.02	0.02	0.03	0.05	0.08				
Stainless steels												
Typical, polished	(n)			0.17	0.17	0.19	0.23	0.30				
Typical, cleaned	(n)			0.22	0.22	0.24	0.28	0.35				
Typical, lightly oxidized	(n)						0.33	0.40				
Typical, highly oxidized	(n)						0.67	0.70	0.76			
AISI 347, stably oxidized	(n)					0.87	0.88	0.89	0.90			
Tantalum												
Polished	(h)								0.11	0.17	0.23	0.28
Tungsten												
Polished	(h)							0.10	0.13	0.18	0.25	0.29

Table A.10 (continued)

<i>Nonmetallic substances</i>			
Description/composition		Temperature (K)	Emissivity ϵ
Aluminum oxide	(s)	600	0.69
		1000	0.55
		1500	0.41
Asphalt pavement	(h)	300	0.85–0.93
Building materials			
Asbestos sheet	(h)	300	0.93–0.96
Brick, red	(h)	300	0.93–0.96
Gypsum or plaster board	(h)	300	0.90–0.92
Wood	(h)	300	0.82–0.92
Cloth	(h)	300	0.75–0.90
Concrete	(h)	300	0.88–0.93
Glass, window	(h)	300	0.90–0.95
Ice	(h)	273	0.95–0.98
Paints			
Black (Parsons)	(h)	300	0.98
White, acrylic	(h)	300	0.90
White, zinc oxide	(h)	300	0.92
Paper, white	(h)	300	0.92–0.97
Pyrex	(s)	300	0.82
		600	0.80
		1000	0.71
		1200	0.62
Pyroceram	(s)	300	0.85
		600	0.78
		1000	0.69
		1500	0.57
Refractories (furnace liners)			
Alumina brick	(s)	800	0.40
		1000	0.33
		1400	0.28
		1600	0.33
Magnesia brick	(s)	800	0.45
		1000	0.36
		1400	0.31
		1600	0.40
Kaolin insulating brick	(s)	800	0.70
		1200	0.57
		1400	0.47
		1600	0.53
Sand	(h)	300	0.90
Silicon carbide	(s)	600	0.87
		1000	0.87
		1500	0.85
Skin	(h)	300	0.95
Snow	(h)	273	0.82–0.90
Soil	(h)	300	0.93–0.96

(continued)

Table A.10 (continued)

<i>Nonmetallic substances</i>			
Description/composition		Temperature (K)	Emissivity ϵ
Rocks	(h)	300	0.88–0.95
Teflon	(h)	300	0.85
		400	0.87
		500	0.92
Vegetation	(h)	300	0.92–0.96
Water	(h)	300	0.96

Adapted from Reference [2]

Table A.11 Solar Radiative Properties for Selected Materials

Description/composition	α_p	ϵ	α_p/ϵ	τ_p
Aluminum				
Polished	0.09	0.03	3.0	
Anodized	0.14	0.84	0.17	
Quartz overcoated	0.11	0.37	0.30	
Foil	0.15	0.05	3.0	
Brick, red (Purdue)	0.63	0.93	0.68	
Concrete	0.60	0.88	0.68	
Galvanized sheet metal				
Clean, new	0.65	0.13	5.0	
Oxidized, weathered	0.80	0.28	2.9	
Glass, 3.2-mm thickness				
Float or tempered				0.79
Low iron oxide type				0.88
Metal, plated				
Black sulfide	0.92	0.10	9.2	
Black cobalt oxide	0.93	0.30	3.1	
Black nickel oxide	0.92	0.08	11	
Black chrome	0.87	0.09	9.7	
Mylar, 0.13-mm thickness				0.87
Paints				
Black (Parsons)	0.98	0.98	1.0	
White, acrylic	0.26	0.90	0.29	
White, zinc oxide	0.16	0.93	0.17	
Plexiglas, 3.2-mm thickness				0.90
Snow				
Fine particles, fresh	0.13	0.82	0.16	
Ice granules	0.33	0.89	0.37	
Tedlar, 0.10-mm thickness				0.92
Teflon, 0.13-mm thickness				0.92

Adapted from Reference [2].

Table A.12 Thermophysical Properties of Fluids (Heat Exchangers)

Engine oil					
T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/KgK)	k (W/mK)	$\mu \times 10^2$ (N.s/m ²)	Pr
0	899	1796	0.147	384.8	47100
20	888	1880	0.145	79.92	10400
40	876	1964	0.144	21.02	2870
60	864	2047	0.14	7.249	1050
80	852	2131	0.138	3.195	490
100	840	2219	0.137	1.705	276
120	828	2307	0.135	1.027	175
140	816	2395	0.133	0.653	116
160	805	2483	0.132	0.451	84

50% Ethylene glycol					
T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/KgK)	k (W/mK)	$\mu \times 10^2$ (N.s/m ²)	Pr
0	1083	3180	0.379	1.029	86.3
20	1072	3310	0.319	0.459	47.6
40	1061	3420	0.404	0.238	20.1
60	1048	3520	0.417	0.139	11.8
80	1034	3590	0.429	0.099	8.3
100	1020	3650	0.442	0.080	6.6
120	1003	3680	0.454	0.066	5.4

Ethylene glycol					
T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/KgK)	k (W/mK)	$\mu \times 10^2$ (N.s/m ²)	Pr
0	1130	2294	0.242	6.501	615
20	1116	2382	0.249	2.140	204
40	1101	2474	0.256	0.957	93
60	1087	2562	0.26	0.516	51
80	1077	2650	0.261	0.321	32.4
100	1058	2742	0.263	0.215	22.4

Glycerin					
T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/KgK)	k (W/mK)	$\mu \times 10^2$ (N.s/m ²)	Pr
0	1276	2261	0.282	1060.4	84700
10	1270	2319	0.284	381.0	31000
20	1264	2386	0.286	149.2	12500
30	1258	2445	0.286	62.9	5380
40	1252	2512	0.286	27.5	2450
50	1244	2583	0.287	18.7	1630

Table A.12 (continued)

Water					
T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/KgK)	k (W/mK)	$\mu \times 10^6$ (N.s/m ²)	Pr
0	1002	4217	0.552	1792	13.6
20	1000	4181	0.597	1006	7.02
40	994	4178	0.628	654	4.34
60	985	4184	0.651	471	3.02
80	974	4196	0.668	355	2.22
100	960	4216	0.68	282	1.74
120	945	4250	0.685	233	1.45
140	928	4283	0.684	199	1.24
160	909	4342	0.67	173	1.10
180	889	4417	0.675	154	1.00
200	866	4505	0.665	139	0.94
220	842	4610	0.572	126	0.89
240	815	4756	0.635	117	0.87
260	785	4949	0.611	108	0.87
280	752	5208	0.58	102	0.91
300	714	5728	0.54	96	1.11

**Air Cooled Heat
Exchanger**
Hava Soğutmalı
Isı Değiştirici



Cooling Tower
Soğutma Kulesi

**EVAPORATOR, CONDENSER, COOLING
TOWERS, RADIATORS, ECONOMIZERS,
SHELL & TUBE HEAT EXCHANGERS,
AIR COOLED HEAT EXCHANGERS,
SERPENTINES, PRESSURE VESSELS,
AIR CHARGE COOLER,
WATER OIL HEAT EXCHANGERS,
UNIT HEATERS, SPIRAL BOILER TUBES,
PLATE HEAT EXCHANGERS,
STAINLESS STEEL TUBES
DIRECT CONTACT STEAM
CONDENSER(REBOILER)**

**Other
Products**
Diğer
Ürünler

 **KONUK ISI**[®]
MAK. SAN. VE TİC. LTD. ŞTİ.

 **KON THERM**[®]

FACTORY ADDRESS /FABRİKA ADRESİ

Velimeşe Mahallesi Sultan Sokak No:1 39930 Ergene / Tekirdağ - TÜRKİYE

Tel: +90 282 676 48 90 - 676 48 91 - Fax: +90 282 676 48 98

www.kontherm.com - www.konukisi.com - info@kontherm.com - info@konukisi.com



Isı değiştircileri kimyasal ve sürec (proses) endüstrilerinde buharlaştırma, yoğuşturma, sterilize etme, damıtma, pastörize etme, kısımlara ayırma ve kimyasal reaksiyon oranlarını kontrol etme gibi birçok işlemlerde kullanılmaktadır. Pratikte çok değişik tiplerde bulunabilen ısı değiştircilerinin, kullanıldığı alana göre tasarımı ve optimizasyonu büyük önem taşımaktadır. Isı değiştircilerinin optimizasyonunda ve dizaynında birçok parametre etkilidir. Isı değiştircinin imalat yöntemi, ısı geçiş mekanizması, akışkanların akım durumları, ısı değiştircilerinin tasarımı ve verimli bir şekilde kullanılmasında etkilidir.



ISBN-13: 978-0000000002



9 780000 000002