

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EVAPORATÖR ve KONDENSERLERDE İÇTEN YİVLİ
BORU KULLANILMASININ AVANTAJLARI ve
DEZAVANTAJLARININ İNCELENMESİ**

Makine Mühendisi Levent CERAN

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Y.Doç.Dr. Derya B. TÜMER ÖZKAN

İSTANBUL, 2009

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EVAPORATÖR ve KONDENSERLERDE İÇTEN YİVLİ
BORU KULLANILMASININ AVANTAJLARI ve
DEZAVANTAJLARININ İNCELENMESİ**

Makine Mühendisi Levent CERAN

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Y.Doç.Dr. Derya B. TÜMER ÖZKAN

İSTANBUL, 2009

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖNSÖZ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ ELEMANLARININ İNCELENMESİ	2
2.1 Evaporatörler (Buharlaştırıcılar)	2
2.1.1 Evaporatör Tipleri	2
2.2 Soğutma Kompresörleri	3
2.3 Hava Soğutmalı Kondenserler	4
2.4 Genişleme Aparatları	5
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	7
3.1 Yoğuşmada (Kondenzasyonda) İçten Yivli Boru Kullanımı Çalışmalarının İncelenmesi	7
3.1.1 Büyük Ölçekli Bakır Boru Üretici Firmaların Yapmış Oldukları Çalışmaların İncelenmesi	10
3.2 Buharlaşmada (Evaporasyonda) İçten Yivli Boru Kullanımı Çalışmalarının İncelenmesi	12
3.2.1 Büyük Ölçekli Bakır Boru Üretici Firmaların Yapmış Oldukları Çalışmaların İncelenmesi	16
3.3 İçten Yivli Boru Kullanımında Yoğuşma ve Buharlaşma Sırasında Oluşan Boru Tarafı Basınç Kaybının İncelenmesi	18

4.	İÇTEN YİVLİ BAKIR BORU ÇEŞİTLERİ ve ÜRETİM TEKNİKLERİ	21
4.1	İçten Yivli Bakır Boru Tipleri	21
4.1.1	Spiral Tip Düz Yivli Boru	21
4.1.2	Herring-bone Tipi Yivli Boru.....	21
4.1.3	Çapraz Tip Yivli Boru.....	21
4.1.4	İki Kez Yüzeyi Genişletilmiş Tip Yivli Boru.....	22
4.2	Yivli Boru Üretim Teknikleri	22
4.2.1	Düz Boruya Yiv Açma Tekniği.....	22
4.2.2	Bakır Plaka Üzerinde Yiv Oluşturarak Boru Haline Getirme Tekniği	23
4.3	Yoğuşmada, İçten Yivli Boruların Geometrik Özelliklerinin Isı Transfer Katsayısı Üzerine Etkisinin İncelenmesi.....	24
4.3.1	Yiv Yüksekliğinin Etkisi	24
4.3.2	Helix Açısının Etkisi.....	25
4.3.3	Apex Açısının Etkisi.....	26
4.3.4	Boru İç Çapının Etkisi.....	28
4.3.5	Yiv Sayısının Etkisi.....	28
5.	DÜZ BAKIR BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN HAVA VE SOĞUTUCU AKIŞKAN TARAFI ISI TRANSFER KATSAYILARININ VE BASINÇ KAYIPLARININ TEORİK OLARAK İNCELENMESİ.....	31
5.1	ϵ -NTU Yöntemi.....	32
5.2	Hava Tarafı Yüzey Etkenliğini İncelenmesi.....	35
5.2.1	Düz Lamelde Hava Tarafı Yüzey Etkenliğini İncelenmesi.....	35
5.2.2	Dalgalı-Kaburgalı Lamelde Hava Tarafı Yüzey Etkenliğinin İncelenmesi.....	37
5.3	Soğutucu Akışkan Tarafı Bağlılıkları.....	37
5.3.1	Yoğuşmada Isı Transferi Bağlılıkları.....	37
5.3.2	Buharlaşmada Isı Transferi Bağlılıkları.....	42
5.3.2.1	Tek sıvı faz akış bölgesi.	42
5.3.2.2	Kaynama Bölgesi	42
5.3.3	Basınç Kaybı Bağlılıkları.....	44
5.3.3.1	Düz Boru Boyunca Basınç Kaybı.....	44
5.3.3.2	Boru Dönüşlerinde (Firkete ve Kurvelerde) Oluşan Basınç Kaybı.....	46
5.4	Hava Tarafı Bağlılıkları.....	47

5.4.1	Düz Lamelde Hava Tarafı Bağlıntıları.....	47
5.4.1.1	Isı Transferi Bağlıntıları.....	45
5.4.1.2	Basınç Kaybı Bağlıntıları.....	49
5.4.2	Dalgalı-Kaburgalı Lamelde Hava Tarafı Bağlıntıları.....	52
5.4.2.1	Isı Transferi Bağlıntıları.....	52
5.4.2.2	Basınç Kaybı Bağlıntıları.....	55
6.	İÇTEN YİVLİ BAKIR BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SOĞUTUCU AKIŞKAN TARAFIGI ISI TRANSFER KATSAYILARININ ve BASINÇ KAYIPLARININ TEORİK OLARAK İNCELENMESİ.....	56
6.1	Yoğuşmada Isı Transfer Bağlıntıları.....	56
6.2	Buharlaşmada Isı Transferi Bağlıntıları.....	58
6.3	İçten Yivli Borularda Soğutucu Akışkan Tarafı Basınç Kaybı Bağlıntıları.....	60
6.3.1	(A) Halkalı Akış.....	61
6.3.2	(Slug+I) Slug + Kesintili Akış.....	61
6.3.3	(SW) Katmanlı-Dalgalı Akış	62
6.3.4	(Slug + SW) Slug+Katmanlı-Dalgalı Akış	63
6.3.5	(M) Sisli Akış.....	63
6.3.6	(D) Kuru Akış	63
6.3.7	(S) Katmanlı Akış	64
7.	DENEYSEL ÇALIŞMA ve SONUÇLARI.....	65
7.1	Test Odasının Tanıtılması.....	65
7.2	Test Metodu.....	67
7.2.1	Evaporatör Test Metodu:	67
7.2.1.1	Öncelikli Test	67
7.2.1.2	Doğrulama testi.....	67
7.2.1.3	Evaporatör Test Şeması.....	67
7.2.2	Kondenser Test Metodu.....	69
7.2.2.1	Öncelikli Test.....	69
7.2.2.2	Doğrulama testi	69
7.2.2.3	Kondenser Test Şeması.....	69
7.3	Test Metodu Standartları.....	71

7.4	Ölçüm Aralıkları.....	71
7.5	Kontrol Noktaları.....	71
7.6	Ölçüm Noktaları.....	72
7.7	Test Odasında Kullanılan Ekipmanlar.....	73
7.8	Deneylerde Kullanılan Evaporatör ve Kondenserlerin Özellikleri.....	78
7.8.1	Kondenser Özellikleri.....	78
7.1.8.2	Standart Tip İçten Yivli Boru Özellikleri.....	79
7.1.8.3	Boru Tarafı Kondenzasyon Etkisi Yüksek Tipte İçten Yivli Boru Özellikleri	79
7.1.8.4	Alüminyum Lamel Özellikleri.....	79
7.8.2	Evaporatör Özellikleri.....	80
7.8.2.1	Düz Bakır Boru Özellikleri.....	80
7.8.2.2	İçten Yivli Boru Özellikleri.....	80
7.8.2.3	Alüminyum Lamel Özellikleri.....	81
7.9	Test Sonuçlarının İncelenmesi	81
7.9.1.	Kondenser Test Sonuçlarının İncelenmesi.....	81
7.9.1.1	Düz Borulu Kondenser Testi Şartlarının ve Test Sonuçlarının İncelenmesi	81
7.9.1.1.1	Kondenser Üzerinde Sıcaklık Hissedicilerin Yerleşimi.....	82
7.9.1.2	Standart Tip İçten Yivli Borulu Kondenser Testi Şartlarının İncelenmesi	83
7.9.1.2.1	Kondenser Üzerinde Sıcaklık Hissedicilerin Yerleşimi.....	84
7.9.1.3.	Boru Tarafı Kondenzasyon Etkisi Yüksek Tipte İçten Yivli Borulu Kondenser Testi Şartlarının İncelenmesi.....	84
7.9.1.3.1	Kondenser Üzerinde Sıcaklık Hissedicilerin Yerleşimi.....	85
7.9.2.	Evaporatör Test Sonuçlarının İncelenmesi.....	85
7.9.2.1	Düzborulu Evaporatör Testi Şartlarının ve Sonuçlarının İncelenmesi.....	85
7.9.2.2	İçten Yivli Bakır Borulu Evaporatör Test Sonuçları.....	86
7.10	Test Sonuçlarına Göre Isı Transfer Katsayılarının Hesaplanması.....	86
7.10.2	Soğutucu Akışkan Tarafı Isı Transferi Katsayılarının Hesaplanması.....	87
7.10.2.1	Logaritmik Sıcaklık Farkının Belirlenmesi.....	87
7.10.2.1.1	Düz Borulu Kondenser Testi.....	87
7.10.2.1.2	Standart Yivli Borulu Kondenser Testi.....	88
7.10.2.1.3	Boru Tarafı Kondenzasyon Etkisi Yüksek Tipte İçten Yivli Borulu Kondenser Testi.....	88
7.10.2.1.4	Düz Borulu Evaporatör Testi.....	89
7.10.2.1.5	Yivli Borulu Evaporatör Testi.....	89

7.10.2.2	Boru Tarafı Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması.....	89
8.	EVAPORATÖR ve KONDENSER ÜNİTELERİ ÜRETİM PROSESİNDE KULLANILAN YİVLİ BORULARIN ŞİŞİRİLME İŞLEMİNİN YİV YAPISINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ.....	90
8.1	Şişirme Makineleri.....	90
8.1.1	Yatay Şişirme İşlemi.....	90
8.1.2	Dikey Şişirme İşlemi.....	91
8.1.3	Manuel Şişirme İşlemi.....	92
9.	SONUÇLAR.....	93
9.1	Kondenser Test Sonuçlarının Karşılaştırılması	93
9.2	Evaporatör Test Sonuçlarının Karşılaştırılması	94
	KAYNAKLAR.....	96
	İNTERNET KAYNAKLARI	101
	ÖZGEÇMİŞ.....	102

SİMGE LİSTESİ

A_{fr}	Hava taraflı giriş kesit alanı (m^2)
A_t	Boru dış yüzey alanı (m^2)
A_o	Toplam hava taraflı ısı transfer yüzey alanı (m^2)
A_{Lamel}	Lamel alanı (m^2)
A_{Toplam}	Toplam hava taraflı ısı transfer alanı (m^2)
A_h	Hava taraflı ısı transfer alanı (m^2)
$A_{s.a.}$	Soğutucu akışkan taraflı ısı transfer alanı (m^2)
A	Toplam ısı transfer alanı (m^2)
B_θ	Boru dönüştürme katsayısı
β	Yiv helix açısı ($^\circ$)
C_r	C_{Min}/ C_{Mak}
C_{min}	Minimum ısı kapasite (kJ/kgK)
C_z	Sıra sayısı düzeltme faktörü
D_{hw}	Wang (1999b) hidrolik çapı $\left(\frac{4A_{min}}{L}\right)$ (mm)
D_c	Lamel kalınlığı eklenmiş boru çapı (mm)
D_i	Boru iç çapı (mm)
D_i'	Yiv ucu ölçüsü (mm)
D_c	Lamel kalınlığı (mm)
$\left(\frac{dp}{dz}\right)$	Birim boru uzunluğu için toplam basınç düşümü (kPa)
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f$	Birim boru uzunluğu için sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü (kPa)
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g$	Birim boru uzunluğu için yerçekiminden kaynaklanan basınç düşümü (kPa)
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_m$	Birim boru uzunluğu için momentumdan kaynaklanan basınç düşümü (kPa)
D_{depc}	Hava akış taraflı kondenser derinliği (mm)
D_h	Hidrolik Çap (mm)
e	Yiv Yüksekliği (mm)
Eu	Euler sayısı
ε	Isı değiştirici etkenliği
$\varepsilon_{z,v}$	Zivi boşluk oranı
ε_v	Boşluk oranı
$Eu_{düz}$	Düzeltilmiş Euler Sayısı
$Eö$	Eötvös Sayısı
F_s	$\left(\frac{1}{F_p}\right)$
f_{Lamel}	Lamel sürtünme katsayısı
f'	Darcy sürtünme katsayısı
F_p	Lameller arası mesafe (mm)
G_w	Wallis (1977) geçiş akış oranı
G	Kütleli akı (kg/m^2s)
g	Yerçekimi (N/kg)

h_{TP}	İki fazlı akış ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
$h_{TP,Trans}$	İki fazlı akış geçiş bölgesi lokal ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
$h_{TP,Strat.}$	İki fazlı akış katmanlı akış bölgesi lokal ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
$h_{TP,an,JG=2,5.}$	$J_G = 2,5$ 'te İki fazlı halkalı akış bölgesi lokal ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_{fg}	Gizli ısı (kJ/kg)
$h_{sa,sp}$	Soğutucu akışkan tarafı tek faz ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
\hat{h}_h	Ortalama hava tarafı ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
$\hat{h}_{s,a}$	Ortalama soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_f	Yiv yüksekliği (mm)
h	Yiv yüksekliği (mm)
J_G	Boyutsuz gaz fazı kütle hızı (m/s)
j	Colburn faktörü
J_z	Z adet sıra sayısı olan ısı değiştiricinin Colburn j faktörü
k_h	Hava tarafı ısı iletim katsayısı (W/m^2K)
$k_{b\theta}$	Verilen açıda boru dönüşü basınç kaybı katsayısı
L_h	Dalga-kaburga yüksekliği (mm)
L_p	Dalgalar-kaburgalar arası mesafe (mm)
m_{es}	Artırılmış yüzey parametresi
μ_l	Sıvı fazı dinamik viskozitesi (Pa.s)
μ_G	Gaz fazı dinamik viskozitesi (Pa.s)
n_b	Blasius katsayısı
$\eta_{s,h}$	Hava tarafı yüzey etkenliği
Nu_D	Nusselt sayısı
Np	Yapılan deneme adeti
η_{Lamel}	Dairesel lamelin yüzey etkenliği
n_g	Yiv adeti
$P_{altugen}$	Altıgen lamel parametresi
p_{Red}	İndirgenmiş Basınç (Pa)
ρ_l	Sıvı fazı yoğunluğu (kg/m^3)
ρ_g	Gaz fazı yoğunluğu (kg/m^3)
Δp_{Lamel}	Lameden oluşan basınç kaybı (Pa)
$\Delta p_{Borular}$	Borulardan oluşan basınç kaybı (kPa)
Q	Gerçekleşen ısı transfer miktarı (kcal/h)
Q_{Mak}	Gerçekleşebilecek maksimum ısı transfer miktarı (kcal/h)
$q_{Kond.Kız}$	Kondenser kızdırma bölgesi kütle başına ısı transferi miktarı (kcal/kg h)
$q_{Kond.Faz.Değ.}$	Kondenser faz değişimi bölgesi kütle başına ısı transferi miktarı (kcal/kg h)
$q_{Kon.Aş.Soğ.}$	Kondenser aşırı soğutma bölgesi kütle başına ısı transferi miktarı (kcal/kg h)
Re_{Di}	İç çapa göre Reynold sayısı
$Re_{Eş}$	Eşdeğer dairesel lamel yarıçapı (mm)
Re_l	Sıralar arası mesafeye göre Reynold sayısı
r_{Boru}	Boru dış çapı (mm)
St	Stanton sayısı
$T_{sic.gir.}$	Sıcak akışkan giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{soğ.gir.}$	Soğuk akışkan giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T^+	Boyutsuz sıcaklık değeri
T_w	Boru içi duvar sıcaklığı ($^{\circ}C$)
ΔT	($T_s - T_w$) (K)
T_s	Doyma sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_w	Boru içi duvar sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$t_{Lam.}$	Lamel kalınlığı (mm)
τ	Kayma gerilmesi

U	<i>Toplam ısı transferi katsayısı (W/m²K)</i>
u_T	<i>Kesme hızı (m/s)</i>
v_{mhava}	<i>Hava özgül hacmi (m³/kg)</i>
ν	<i>Kinematik viskozite(Pa.s)</i>
We	<i>Weber sayısı $\left(\frac{G^2 Di}{\rho_G \sigma_L} \right)$</i>
X_l	<i>Sıralar arası mesafe (mm)</i>
X_t	<i>Borular arası mesafe (mm)</i>
X_{diag}	<i>Çapraz borular arası mesafe (mm)</i>
X_{tt}	<i>Martinelli parametresi</i>
x	<i>Kuruluk Derecesi</i>
y	<i>Boru dönüşü (kurve veya firkete) için eşdeğer uzunluk</i>
γ	<i>Yiv apex açısı (°)</i>
z	<i>Sıra sayısı</i>
\emptyset	<i>Dairesel lamel etkenlik değeri</i>
σ	<i>Sıvı fazı yüzey gerilmesi (dyne/cm)</i>
δ^+	<i>Boyutsuz film kalınlığı (mm)</i>
Φ_{Lo}^2	<i>Sadece sıvı faz için iki fazlı akış çarpanı</i>
$\Phi_{b,Lo}$	<i>Sadece sıvı faz için boru dönüşlerinde iki fazlı akış çarpanı</i>
α_L	<i>Sıvı fazı Cavallini ısı transfer katsayısı parametresi</i>
α_{Lo}	<i>Sadece Sıvı fazı Cavallini ısı transfer katsayısı parametresi</i>
Θ	<i>Sıvı ve gaz fazı ara yüzeyi açısı (°)</i>
δ	<i>Film kalınlığı (mm)</i>
Γ_b	<i>Boru dönüşü fiziksel özellik katsayısı</i>

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	Örnek bir içten yivli borunun geometriksel özellikleri	1
Şekil 2.1	Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin şematik gösterimi.....	2
Şekil 2.2	Değişik modellerde hava soğutucu evaporatörler örnekleri.....	3
Şekil 2.3	Değişik modellerde soğutma kompresörü örnekleri.....	4
Şekil 2.4	Değişik modellerde hava soğutmalı tip kondenser örnekleri.....	5
Şekil 2.5	Sabit çıkış basınçlı ekspansiyon valf örnekleri.....	6
Şekil 2.6	Termostatik ekspansiyon valf örnekleri (a.iç dengeli, b.dış dengeli termostatik ekspansiyon valfler.).....	6
Şekil 3.1	Bir içten yivli bakır boru üretici firmanın değişik soğutucu akışkanlarda, akışkan debisi değişimine göre ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı değişimini gösteren katalog değerleri.....	11
Şekil 3.2	Bir içten yivli bakır boru üretici firmanın düz boru kullanımı ile değişik tiplerde içten yivli bakır boru kullanıldığı zaman ısı değiştiricide oluşan evaporasyon ve kondenzasyon performansının değişimini gösteren katalog değerleri.....	11
Şekil 3.3	Bir içten yivli bakır borunun geometriksel özellikleri.....	12
Şekil 3.4	Kullanılan yivli boru çeşidine göre yıllara göre evaporatör boru boyunun azalması.....	14
Şekil 3.5	Kullanılan yivli boru çeşidine göre evaporasyon ve kondenzasyon ısı transfer katsayı oranının yıllara göre değişimi.....	14
Şekil 3.6	Bir içten yivli bakır boru üretici firmanın değişik soğutucu akışkanlarda, akışkan debisi değişimine göre ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı değişimini gösteren katalog değerleri.....	17
Şekil 3.7	Bir içten yivli bakır boru üretici firmanın değişik soğutucu akışkanlarda, akışkan debisi değişimine göre ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı değişimini gösteren katalog değerleri.....	18
Şekil 4.1	Spiral tip düz yivli boru örneği ve değişik tipte spiral tip borular.....	21
Şekil 4.2	Herring-bone tip yivli boru örneği ve şematik resmi.....	21
Şekil 4.3	Çapraz tip yivli boru çeşitleri.....	22
Şekil 4.4	İki kez yüzeyi genişletilmiş tip yivli boru çeşitleri.....	22
Şekil 4.5	Bakır boru içerisine yiv oluşturma teknikleri (kaynaksız boru).....	22
Şekil 4.6	LWC tip paketlenmiş yivli boru.....	23
Şekil 4.7	Bakır plaka üzerine yiv oluşturarak kaynaklı boru üretim tekniği.....	23
Şekil 4.8	Bakır plaka üzerine yiv oluşturarak kaynaklı boru üretim tekniği 2.....	24
Şekil 4.9	Değişik yiv adetlerinde yiv yüksekliğinin ısı transfer katsayısına etkisi.....	25
Şekil 4.10	Japon yivli bakır boru üretici firma tarafından yapılan araştırmaya göre iki aynı tip yiv arasına farklı tipte yiv eklenmesinin evaporasyon performansını olumlu yönde etkilediği ortaya konmuş ve yapılan test ve sonuçları.....	25
Şekil 4.11	Apex açısının ısı transfer katsayısına etkisi.....	26
Şekil 4.12	Kullanılan yivli boru çeşidine göre evaporasyon ve kondenzasyon ısı transfer katsayı oranının yıllara göre değişimi.....	27
Şekil 4.13	Ortalama ısı transfer katsayısının boru çapına göre değişimi	28
Şekil 4.14	Yiv sayısının ısı transfer katsayısına etkisi.....	28
Şekil 4.15	Yivli boru performansını etkileyen faktörler.....	29
Şekil 5.1	Örnek evaporatör ve kondenser bataryalarının devre şemaları.....	32
Şekil 5.2	Bir soğutma çevrimi T-S diyagramı ve çevrim üzerinde soğutma çevrimi elamanlarının gösterimi.....	32
Şekil 5.3	Bir çapraz dizimli lamel örneği ve borular arasındaki mesafeler.....	35

Şekil 5.4	İki fazlı akış düzeni.....	39
Şekil 5.5	Uygulama basıncının kritik basınca oranı ile F(Pr) katsayısının değişimi.....	43
Şekil 5.6	Buharlaştırma sıcaklığına göre Fm katsayısı belirlemek için kullanılan grafik.....	44
Şekil 5.7	Bakır boruların dizilimi ve sıralar arası mesafeler.....	48
Şekil 5.8	Bazı kaburgalı kanatlı borulu ısı değiştiricilere ait kesitler.....	53
Şekil 6.1	Düz borudaki akış şekilleri.....	56
Şekil 6.2	Thome, Kattan ve Favard tarafından çıkartılan, test verileri ile kendi korolasyonlarını karşılaştırdıkları zaman ortaya çıkan grafikler.....	60
Şekil 6.3	R22 gazı için 5 °C doyma sıcaklığında, 7,5 kw/m ² ısı geçişinde aşağıda verilen akış haritası.....	61
Şekil 6.4	Katmanlı akıştan sisli akışa geçiş bölgesi olan kuruluk rejimi bölgesi şematik gösterimi.....	63
Şekil 7.1	Test odasının üstten görünüşü ve kullanılan ekipmanlar.....	65
Şekil 7.2	Test odası akış diyagramı.....	66
Şekil 7.3	Akış diyagramında gösterilen ekipmanların listesi.....	67
Şekil 7.4	Evaporatör test şeması.....	68
Şekil 7.5	Evaporatör test şeması 2.....	69
Şekil 7.6	Kondenser test şeması.....	70
Şekil 7.7	Kondenser test şeması 2.....	71
Şekil 7.8	MHS 40.21 Kondenser devreleme şeması ve ölçüleri.....	78
Şekil 7.9	Standart tip içten yivli boru ölçüleri.....	79
Şekil 7.10	Boru tarafı kondenzasyon etkisi yüksek tipte içten yivli boru ölçüleri.....	79
Şekil 7.11	Düz alüminyum lamel.....	80
Şekil 7.12	FEC 35.22 evaporatör devre şeması ve ölçüleri.....	80
Şekil 7.13	Evaporatör testinde kullanılan içten yivli boru ölçüleri.....	80
Şekil 7.14	Düz alüminyum lamel.....	81
Şekil 7.15	Düz borulu kondenser testinde kullanılan sıcaklık hissedicilerinin yerleşimi ve okunan sıcaklıklar.....	82
Şekil 7.16	Düz borulu kondenser testinde kullanılan sıcaklık hissedicilerinin yerleşimi.....	83
Şekil 7.17	Standart tipte yivli borulu kondenser testinde kullanılan sıcaklık hissedicilerinin yerleşimi ve okunan sıcaklıklar.....	84
Şekil 7.18	Boru tarafı kondenzasyon etkisi yüksek tipte içten yivli borulu kondenser testinde kullanılan sıcaklık hissedicilerinin yerleşimi ve okunan sıcaklıklar.....	85
Şekil 8.1	Tam otomatik yatay şişirme makinesi.....	90
Şekil 8.2	Yatay şişirme makinesinde bataryadaki bakır boruların şişirilme işlemi.....	91
Şekil 8.3	Örnek bir dikey şişirme makinesi.....	91
Şekil 8.4	Dikey şişirme makinesinde kullanılan örnek bir mil.....	92
Şekil 8.5	Örnek bir manuel şişirme makinesi mili.....	92
Şekil 8.6	Örnek bir manuel şişirme makinesi ve şişirme işlemi.....	92
Şekil 9.1	Boru iç yüzey alanına göre kondenser kapasitelerinin karşılaştırılması.....	93
Şekil 9.2	Kondenser hava çıkış sıcaklığına göre kondenser kapasitelerinin karşılaştırılması.....	93
Şekil 9.3	İç yüzey alanına göre ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması.....	93
Şekil 9.4	Boru iç yüzey alanına göre evaporatör kapasitelerinin karşılaştırılması.....	94
Şekil 9.5	İç yüzey ısı transfer katsayısına göre evaporatör kapasitelerinin karşılaştırılması.....	94

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1	Cavallini vd. (1996, 1997) tarafından çıkartılan içten yivli bakır borularda yoğunlaşmada ısı transfer katsayısını belirlemede kullanılan bağıntılar.....	8
Çizelge 3.2	Yıllara göre değişik araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda kullandıkları değerler.....	9
Çizelge 3.3	Yıllara göre değişik araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda kullandıkları değerler.....	15
Çizelge 4.1	Japon boru üretici firmanın yaptığı araştırma sonucu.....	27
Çizelge 4.2	Yivli boru geometriksel özelliklerinin soğutucu akışkan yüklemesi basınç kaybı faktörü ve ısı transfer katsayısı faktörü üzerine etkisi.....	30
Çizelge 5.1	İki saf akışkan arasındaki ϵ -NTU ilişkisi.....	34
Çizelge 5.2	Akış rejimini göre karakteristik değerleri.....	38
Çizelge 5.3	Cavallini tarafından kullanılan ısı transferi formülleri	40
Çizelge 5.4	Denenmiş halka akış modeli formülleri ($J_G > 2,5$).....	40
Çizelge 5.5	Cavallini v.d. (2002) Halkalı akış- katmanlı akış geçiş bölgesi ve katmanlı akışta ($J_G < 2,5$, $X_{tt} < 1,6$) Uygulanan formüller.....	41
Çizelge 5.6	Cavallini v.d. (2002) Katmanlı-Slug geçiş ve slug akışta ($J_G < 2,5$, $X_{tt} > 1,6$) uygulanan formüller.....	41
Çizelge 5.7	$J_G \geq 2,5$ için Basınç kaybı bağıntıları Cavallini (2002) (Halkalı Akış).....	45
Çizelge 5.8	$J_G < 2,5$ olduğunda kullanılan Friedel bağıntıları (1979).....	45
Çizelge 5.9	Zukauskas ve Ulinskas (1998), tarafından yukarıdaki formülde verilen katsayılar ve dış çapa göre Reynold numarası değerleri.....	50
Çizelge 5.10	Reynold sayılarına göre k_1 faktörleri.....	51
Çizelge 5.11	Sıra sayılarına göre C_z sayıları.....	52
Çizelge 5.12	Wang (1999b), tarafından verilen kaburgalı lamellerde ısı transfer katsayısını bulmak için kullanılan formüller.....	54
Çizelge 5.13	Wang (1999b) hava tarafı basınç kaybı bağıntıları.....	55
Çizelge 7.1	Test metodu standartları.....	71
Çizelge 7.2	Kontrol noktaları listesi.....	72
Çizelge 7.3	Ölçüm noktaları listesi.....	73
Çizelge 7.4	Test odasında kullanılan ekipmanlar.....	78
Çizelge 7.5	Düz borulu kondenser testi sonuçları.....	81
Çizelge 7.6	Standart tip içten yivli borulu kondenser testi sonuçları.....	83
Çizelge 7.7	Boru tarafı kondenzasyon etkisi yüksek tipte içten yivli borulu kondenser testi sonuçları.....	84
Çizelge 7.8	Düz borulu evaporatör test sonuçları.....	85
Çizelge 7.9	İçten yivli borulu evaporatör test sonuçları.....	86
Çizelge 7.10	Test sonuçlarına göre hava tarafı ısı transfer katsayıları.....	87
Çizelge 7.11	Düz borulu kondenser testi hesaplanan ve okunan sıcaklık değerleri.....	88
Çizelge 7.12	Standart yivli borulu kondenser testi hesaplanan ve okunan sıcaklık değerleri..	88
Çizelge 7.13	Boru Tarafı Kondenzasyon Etkisi Yüksek Tipte İçten Yivli Borulu Kondenser testi hesaplanan ve okunan sıcaklık değerleri.....	88
Çizelge 7.14	Düz borulu evaporatör testi hesaplanan ve okunan sıcaklık değerleri.....	89
Çizelge 7.15	Yivli borulu evaporatör testi hesaplanan ve okunan sıcaklık değerleri.....	89
Çizelge 7.16	Test edilen ürünlerin boru tarafı ısı transfer katsayıları.....	89

ÖNSÖZ

Çalışmalarım boyunca ve her zaman yanımda olan eşime ve aileme, yapılan deneylerde yardımlarını esirgemeyen Friterm A.Ş. yönetim kurulu üyelerine ve tüm çalışma arkadaşlarıma, değerli hocalarım Y.Doç.Dr. Derya B. TÜMER ÖZKAN ve Arş. Gör. Dr. Özden AĞRA'ya teşekkür ederim.

ÖZET

İçten yivli bakır borular yaygın olarak iklimlendirme uygulamalarında, su ve hava soğutmalı eşanjörlerde, ısı pompası uygulamalarında ve dx bataryalarında kullanılmaktadırlar.

Evaporatör ve kondenser ünitelerinde içten yivli bakır boru kullanılmasındaki en önemli avantaj, soğutucu akışkan tarafı ısı transfer katsayısının düz borulu ünitelere göre artmasıdır.

Böylelikle aynı boru boyuna ait içten yivli borulu ünite ile düz borulu ünite karşılaştırıldığı zaman, değişik soğutucu akışkanlar için, değişik şartlarda ısı transfer katsayısının yükselmesi, toplam ısı transfer katsayısını yükseltmekte ve aynı zamanda ürünün kapasitesini yükseltmektedir.

Buna karşın yiv özelliklerine ve kullanılan soğutucu akışkanlara göre soğutucu akışkan tarafı basınç kaybının artması, karşılaşılan en önemli dezavantaj olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu doğrultuda yapılan literatür araştırmaları, içten yivli boru içerisinde yoğuşma, buharlaşma ve basınç düşümü olarak üçe ayrılmıştır.

Bu tez çalışması literatürde yapılan tek boru boyunca içten yivli (grooved) borularda oluşan yoğuşma ve buharlaşma araştırmalarından farklı olarak R 404-A gazı ile çalışan içten yivli bakır borulu üretilmiş evaporatör ve kondenser ünitelerinin, düz (smooth) bakır borulu ünitelere göre değişik şartlarda avantaj ve dezavantajlarının belirlenmesini amaçlamaktadır.

Bu farklılıkları belirlemek için belirlenen evaporatör ve kondenser üniteleri değişik şartlarda, farklı içten yivli boru tiplerinde, hem teorik olarak hem de deneysel olarak incelenecektir.

Anahtar Kelimeler: İçten yivli borular, yoğuşma, buharlaşma, ısı geçişi

ABSTRACT

Inner grooved copper tubes are widely used in air conditioning applications, water and air cooled heat exchangers, heat pump applications and DX coils.

The increase of heat transfer coefficient in refrigerant side comparing to smooth tubes, is the most important advantage in using inner grooved copper tubes in evaporator and condenser units.

Thus, when comparing units with inner grooved and smooth tubes, the increase in heat transfer coefficient for different refrigerants and conditions leads to increase in total heat transfer coefficient and also product capacity.

However, the fluid side pressure drop increase in respect of groove characteristics and used refrigerant, is the most important disadvantage faced in inner grooved tube applications. The literature researches carried out on this issue, are divided into 3 parts as condensation, evaporation and pressure drop in inner grooved tubes.

As to be different from the other studies in literature on condensation and evaporation in inner grooved tubes carried out through a single tube, this study aims to determine advantages and disadvantages of R404-A employed evaporator and condenser units with inner grooved tubes comparing to the ones with smooth tubes, under varied conditions.

In order to determine these differences under varied conditions in respect of various inner grooved tubes, the designated evaporator and condenser units will be analyzed theoretically and also in an experimental way.

Keywords: Internally grooved tubes, condensation, evaporation, heat transfer

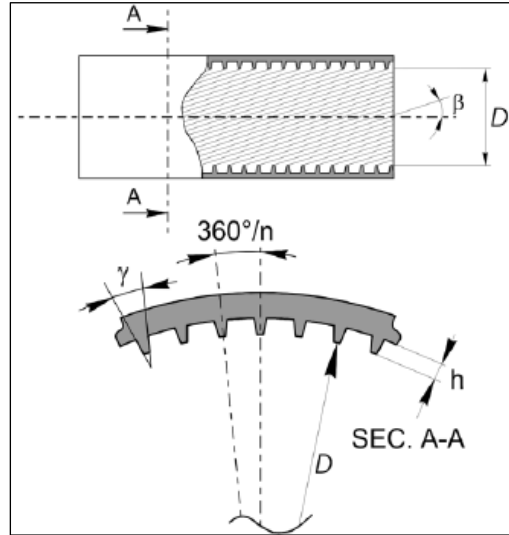
1. GİRİŞ

Eşanjör imalatçıları cihaz masrafı ile beraber cihazın ihtiva ettiği gaz miktarını da azaltmak için eşanjörleri geliştirilmiş borulu olarak tasarlamaya başlamışlardır.

Bunun yanında Montreal protokolü çerçevesinde 2. dereceden ozon tabakasını delen halokarbon (CFC, HCFC) bileşikleri içeren soğutucu gazların kullanımının yasaklanmasıyla birlikte, soğutucu gaz üreticileri, alternatif saf soğutucu akışkanlara ve soğutucu akışkan karışımlarına yönelmişlerdir.

Yasaklanan R12 ve R22 soğutucu akışkanlarının performanslarının yeni çıkan akışkanlara göre daha yüksek olması cihaz üreticilerini içten yivli bakır boru kullanmaya yöneltmiştir.

Endüstri uygulamalarında mevcut içten yivli borular genellikle bakır hammaddesinden üretilmektedir. Üretilen bu boruların dış çapları 4mm ile 19 mm arasında, yiv adetleri 50-75 arasında spiral (helix) açısı (β) 15-30 derece arasında yiv derinliği (h) 0,1 ila 0,25 mm arasında ve yiv açısı (apex açısı) (γ) 25 ila 90 derece arasında değişmektedir.

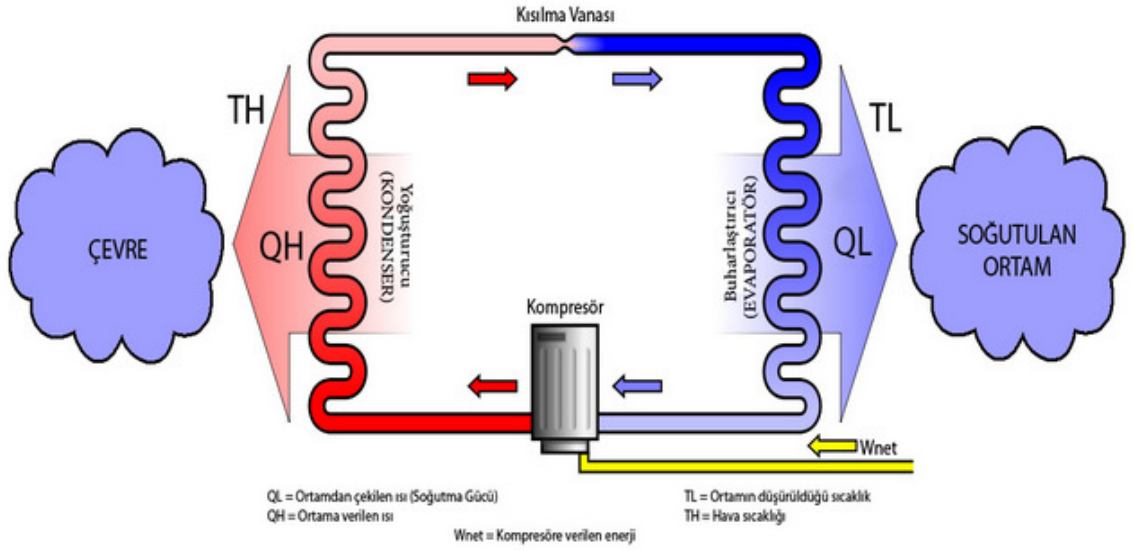


Şekil 1.1 Örnek bir içten yivli borunun geometriksel özellikleri

2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ ELEMANLARININ İNCELENMESİ

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde temel olarak kullanılan elemanlar aşağıda sıralanmıştır:

1. Evaporatör (Buharlaştırıcı)
2. Kompresör
3. Kondenser (Yoğusturucu)
4. Kısılma Vanası



Şekil 2.1 Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin şematik gösterimi

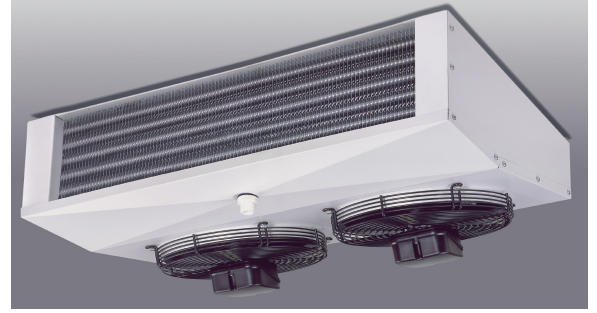
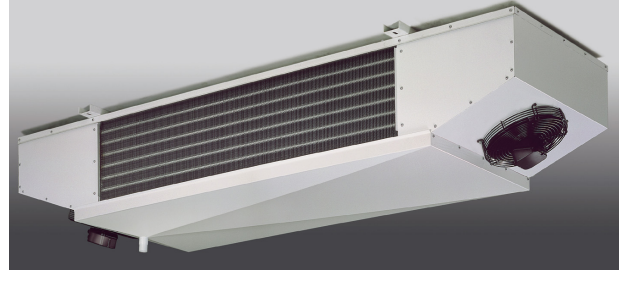
2.1 Evaporatörler (Buharlaştırıcılar)

Soğutucu akışkanın buharlaşarak, soğutulmak istenen ortamdaki ısının çekilmesini sağlayan elemanlardır.

2.1.1 Evaporatör (Buharlaştırıcı) Tipleri:

Evaporatör tipleri aşağıda genel olarak sıralanmıştır:

1. Soğutucu akışkanın beslenmesine göre,
2. Çalışma şartlarına göre,
3. Soğutulmak istenen sıvı veya havanın sirkülasyon yöntemine göre,
4. Soğutucu akışkan kontrol tipine göre,
5. Uygulamaya göre pratikte çok değişik konstrüksiyonlarda ve boyutlarda buharlaştırıcı tipi bulunmaktadır.



Şekil 2.2 Değişik modellerde hava soğutucu evaporatörler örnekleri

2.2 Soğutma Kompresörleri

Soğutma kompresörünün sistemdeki görevi buharlaştırıcıdaki ısı yüklü soğutucu akışkanın basıncını kondenserdeki yoğunlaşma sıcaklığına karşılık gelen basınca çıkarmaktır. Bunun yanında soğutucu akışkan buharını buharlaştırıcıdan uzaklaştırarak arkadan gelen akışkana yer açmaktır.

Genel olarak soğutma kompresörleri aşağıdaki şekilde gruplandırılabilir:

- Pozitif Sıkıştırılmalı Kompresörler
 - Pistonlu Kompresörler
 - Paletli Dönel Kompresörler

- Helisel-Vida tipi dönel kompresörler
- Çift Spiralli-Scrol kompresörler
- Trokoidal-Trochoidal Kompresörler
- Santrifüj Kompresörler

Değişik tipteki soğutma kompresörü modelleri aşağıda sunulmuştur.



Semi Hermetik Kompresör



2 Kademeli Semi Hermetik Kompresör



Açık Tip Pistonlu Kompresör



V Tipi Kompresör



Semi Hermetik Vidalı Kompresör



Kompakt Vidalı Kompresör



Open Drive Vidalı Kompresör



Scroll Kompresör

Şekil 2.3 Değişik modellerde soğutma kompresörü örnekleri

2.3 Hava Soğutmalı Kondenserler (Yoğuşturucular)

Kondenser (yoğuşturucular) soğutma çevriminde, soğutucu akışkanın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olan ısının sistemden atılarak, soğutucu akışkanı yoğuşurma görevini yapan elemanlardır.

Kondenserdeki ısı alışverişi üç aşamada gerçekleşir.

- Kızgınlığın alınması
- Soğutkanın yoğuşması
- Aşırı soğutma

Kondenser dizaynına bağlı olarak aşırı soğutma kondenser alanının %0-10'unu kullanacaktır. Kızgınlığı alınması için ise kondenser alanının %5'ini bu işleme tahsis etmek gerekir. (Özkol N. 2004)

Hava Soğutmalı Kondenserlerde yoğuşan soğutkanı kondenserdan almak ve depolamak üzere genellikle bir soğutkan deposu (Receiver) kullanılması gerekir. Bunun sebebi, kondenserin faydalı alanını sıvı depolamak için harcamamaktadır.

Genel itibari ile 3 değişik tip kondenser mevcuttur:

- Su Soğutmalı Kondenserler

- Hava Soğutmalı Kondenserler
- Evaporatif Kondenserler



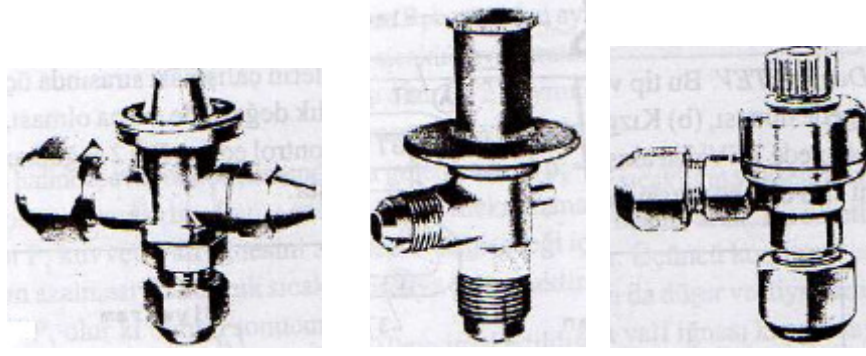
Şekil 2.4 Değişik modellerde hava soğutmalı tip kondenser örnekleri

2.4 Genleşme Elemanları (Soğutucu Akışkanın Evaporatöre Geçişinin Kontrolü)

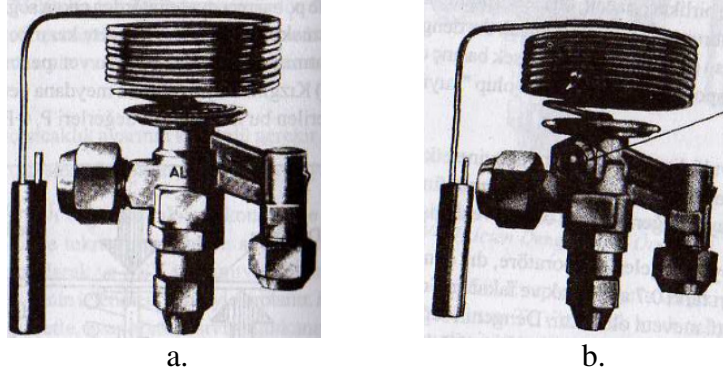
Soğutucu akışkanın evaporatörde buharlaşarak ortamdan ısı alabilmesi için basıncının, evaporatör sıcaklıklarında buharlaşmasına imkan verecek seviyeye düşürülmesi gereklidir. Sıvı soğutucu akışkanın evaporatöre geçişini kontrol edecek kapasite ihtiyaçlarına-değişimlerine uygun miktarda geçişini ve basıncın evaporatörde istenen şartlara düşürülmesini sağlayan elemanlara genleşme elemanları denir.

Genel itibariyle aşağıdaki şekilde gruplandırılabilir:

- Genişleme-Basınç düşürme(Ekspansiyon) elemanları
 - Kılcal/Kapiler Borular; El Genişleme Valfleri; Basınç Düşürme Memeleri
 - Sabit Çıkış Basıncılı-Direk Valfler (Otomatik Ekspansiyon Valfleri)
 - Termostatik Ekspansiyon Valfleri
 - Elektronik Ekspansiyon Valfleri
- Sıvı Seviyesi Kontrol Elemanları (Sıvı taşmalı evaporatörler için)
- Genişleme Türbinleri, Genişleme Silindirleri. (Hava Çevrimlerinde)



Şekil 2.5 Sabit çıkış basınçlı ekspansiyon valf örnekleri



Şekil 2.6 Termostatik ekspansiyon valf örnekleri (a.iç dengeli, b.dış dengeli termostatik ekspansiyon valfler.)

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

3.1 Yoğuşmada (Kondenzasyonda) İçten Yivli Boru Kullanımı Çalışmalarının İncelenmesi

Cavallini vd. (1997) , Chamra(2005) ,Chamra ve Mago (2006), Han ve Lee, Kedzierski ve Goncalves (1997), Koyama ve Yonemoto (2006), Yu ve Koyama (1998) ve Wang (2007), yatay içten yivli boru içerisinde yoğuşma esnasındaki ısı transfer katsayısı hesaplaması için farklı öneriler sunmuşlardır. Araştırmacılara ait çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

Kedzierski ve Goncalves (1997) içten yivli borularda saf soğutucu gaz yoğuşması için kendi deneysel verileriyle bir model oluşturmuşlardır. Araştırmacılar, yüzey geriliminin azalmasının ve türbülans etkisinin, ısı transferine etkisinin az olduğunu, sıvı gaz karışımı ile boru duvarı yanındaki düzensiz karışımın yiv yapısıyla bağlantılı olduğunu belirtmişlerdir.

Yu ve Koyama (1998), Haraguchi vd. (1993) modelini prüzsüz borularda yoğuşma için değiştirmişlerdir. Yu ve Koyama modeli R22, R123 ve R134a gazları ile yapılan deneylerle ($\% \pm 30$) uyumludur.

Cavallini vd. (2000) ısı transfer katsayısındaki artışın 3 farklı nedenle açıklanabileceğini belirtmişlerdir. Bunlar:

- Isı transfer yüzeyindeki alan artışı,
- Film yüzeyindeki türbülans etkisi
- Yivli yüzeyin akışkanı laminar bölgeden türbülanslı bölgeye daha hızlı geçirebilmesidir.

Yine Cavallini vd. (2002 a,b-2006a) içten yivli boruların, aynı koşullar altında denk olan düz borularla karşılaştırıldığında akışkan tarafı ısı transfer katsayısının arttığını, diğer taraftan düz borulara göre çok daha yüksek akışkan tarafı basınç kaybı verdiğini belirtmişlerdir.

Doretti vd. (2005) , Cavallini vd. (2006b), deneysel olarak 2 fazlı akış modelini göz önüne alarak, içten yivli boru içerisindeki halojen soğutucu yoğuşmasında ısı transferi yükselmesine yönelik akış model bağlantısını oluşturmayı amaçlamışlardır.

Han ve Lee modeli (2005) akışkan sıvı film kalınlığının borunun çevresinde sabit kaldığı varsayımı ile hazırlanmıştır. Bu model, araştırmacıların kendi buldukları deneysel veriler ve Kendiersky ve Goncalves' in verileriyle tatmin edici şekilde uyumludur.

Koyama ve Yonemoto (2006), Yu ve Koyama (1998) modelini değiştirerek yarı amprik bir model ortaya koymuşlardır. Bu model, R22, R123 ve R134a gazları ile yapılan 900'e yakın deneyle uyumludur.

Chamra ve Mago (2006) yoğuşma sırasında ısı transfer katsayısının bulunabilmesi için 2 farklı bağıntı önermişlerdir. Bu bağıntılardan biri saf akışkanlar için, diğeri ise karışım gazları için geçerlidir. Bu bağıntılar, akışkanın prüzsüz bir boru boyunca dairesel bir akış gerçekleştirdiği düşünülerek hazırlanmıştır.

Çeşitli araştırmacılar deneysel olarak halojen ve doğal soğutucu akışkanların, saf sıvıların ve azetropik karışımların içten yivli borularda ısı transferi katsayısını ölçmüşlerdir. Şu ana kadar yapılan bu çalışmalardan yaklaşık 3100 adet deneysel veri toparlanmış ve özeti aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Isı transfer katsayısını bulmaya yönelik ilk yayınlardan biri Cavallini vd.'nin (1996,1997) ortaya çıkardığı modeldir. Bu modelin uygulanabilmesi için $Re_{eq} > 15,000$, $0.3 < (\beta_o.Fr) < 30$, and spiral angle $7^\circ < \beta < 30^\circ$ olması gerektiği belirtilmiştir. Bu model düşük basınçlı gazlarda tatmin edici sonuç verirken, yüksek basınçlı gazlarda hatalı çıkma olasılığı fazladır.

Çizelge 3.1 Cavallini vd. (1996, 1997) tarafından çıkartılan içten yivli bakır borularda yoğuşmada ısı transfer katsayısını belirlemede kullanılan bağıntılar.

Açıklama	Korolasyon
Korolasyon: Cavallini vd. (1996, 1997)	$h_i = \left[0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_i^{1/3} R_x^{2.0} (Bo.Fr)^{-0.26} \right] \frac{k_l}{D_f}$
Akış Rejimi:Halka	
Reynold Sayısı: $Re_{eq} > 15\ 000$	
$3 < Pr_i < 6.5$	
$0.3 < Bo.Fr < 508$	$Re_{eq} = 4 \dot{m} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{1/2} \right] / (\pi D_f \mu_i)$
$70^\circ < \beta < 30^\circ$	
$0.2 < x < 0.8$	
$0.15\text{mm} < e < 0.38\text{mm}$	$R_x = \frac{A_{tot}}{A_{Dt}} = \left\{ \left[2en(1 - \sin(\gamma/2)) / [\pi D_f] \cos(\gamma/2) \right] + 1 \right\} / \cos \beta$
Kullanılan Soğutucu Akışkanlar: R-22, R-134a, R-12, R-113, R-407c, R-32/R-134a, R-502	$Fr = \frac{u_{GO}^2}{g D_f}$
Sapma: 17%	$Bo = \frac{g \rho_l e \pi D_f}{8 \sigma_i}$
Farklı araştırmacıların deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.	$D_f = \text{Yiv tipleri arasındaki ölçü}$

Çizelge 3.2 Yıllara göre değişik araştırmacıların yaptıkları çalışmalarında kullandıkları değerler.

Araştırmacı	Yıl	Np	Soğutucu Akışkan	Ts (°C)	ρ_{red}	x	G (kgm ⁻² s ⁻¹)	$\Delta T(K)$	D(mm)	n _g	h(mm)	$\gamma(^\circ)$	$\beta(^\circ)$
Tatsumi vd.	1982	8	22	36	0,28	0,00-1,00	100-300	-	8,32-8,52	65	0,15-0,25	45	7-25
Shinohara ve Tobe	1985	8	22	36	0,28	0,00-1,00	100-300	-	8,52-8,68	60-65	0,12-0,20	25-80	7-25
Schlager vd.	1989a	13	22	39,43	0,30-0,33	0,15-0,90	133-487	-	7,75-8,32	21-60	0,20-0,38	0-50	18-30
Schlager vd.	1989b	15	22	40,5	0,31	0,15-0,85	205-550-	-	8,52-8,62	60	0,15-0,20	50	15-25
Yasuda vd.	1990	14	22	40	0,31	0,00-1,00	120-326	-	6,94-8,52	50-60	0,20-0,25	40	18-30
Hori ve Shinora	1991	7	22	40	0,31	0,00-1,00	250	-	5,95-6,21	30-60	0,15-0,20	33-60	8-18
Eckels ve Pate	1991	28	12,134a	30-50	0,18-0,32	0,14-0,88	142-448	-	8,32	60	0,2	50	17
Hitachi Cable	1991	12	R22	40	-	0,5	100-300	-	-	-	-	-	-
Eckels vd.	1993	61	12,134a	3841	0,22-0,26	0,10-0,90	90-384	1,5-5,4	8,52-11,5	60	0,2	50	17
Torikoshi ve Ebisu	1993,1994	23	22,32,134a	50	0,33-0,45	0,00-1,00	143-569	-	6,14	50	0,18	40	18
Eckels vd.	1994	4	134a	40	0,25	0,15-0,90	141-390	-	8,52	60	0,2	50	17
Haraguchi	1994	190	22,123,134a	48-70	0,1-0,38	0,10-0,95	107-319	0,8-11,3	8,16	60	0,16	41,7	18
Goto vd.	1995	52	R22	40	-	0,9-0,1	48-598	-	-	-	-	-	-
Arosio vd.	1996	14	R22	35	0,27	0,20-0,80	96-436	2,5-7,5	8,52	60-65	015-0,20	53-90	18-25
Chamra	1996	24	R22	24	-	0,8-0,2	40-200	-	-	-	-	-	-
Epri	1996	44	22,134a,404a,407C,502,507	51-53	0,40-0,67	0,00-1,00	163-868	1,2-8,0	8,52	60	0,2	53	18
Webb vd.	1996	22	22	23,8	0,2	0,20-0,80	80-320	-	14,18	74-80	0,2	30	15-27
Kedzierski ve Goncalves	1997	1489	32,125,134a,410a	22-51	0,22-0,63	0,00-1,00	85-500	0,8-12,6	8,51	60	0,35	50	18
Tang	1997	228	22,134a,410a	35-41	0,22-0,50	0,00-0,90	277-890	-	8,52	60-72	0,2	40-15	18
Uchida vd.	1997	28	22	41	0,32	0,10-0,90	141-446	0,8-4,3	6,06	50	0,22	25,4	12
Kwon ve Kim	1998	42	22,410a	31	0,25-0,40	0,85-0,05	97-202	-	8,52	60	0,2	53	18
Thors ve Bogard	1998	26	22,134a,410a	40,6	0,31-0,50	0,20-0,80	224-910	-	8,51	60	0,2	50	18
Muzzio vd.	1998	24+37	R22	35	-	0,8-0,1	80-410	-	-	-	-	-	-
Eckels ve Tesene	1999	610	22,134a,410A	39-53	0,24-0,65	0,10-0,90	135-650	0,8-12,4	8,51	60	0,203	51	18
Bogard ve Thors	1999	11	R22	40,6	-	0,8-0,1	200-800	-	-	-	-	-	-
Nazu ve Honda	2000	52	11	29-50	0,02-0,05	0,05-0,951	134-516	0,8-10,7	7,96	47	0,24	64,2	20
Miyara vd.	2000	64	410a	40	0,49	0,05-1,00	109-435	0,8-12,3	6,08-6,11	50-60	0,21-0,19	40,9-26,2	18
Jeong vd.	2000	21	R410A	31	-	0,1-0,9	90-210	-	-	-	-	-	-
M.H. Kim vd.	2002	43	22,410a	45	0,35-0,56	0,10-0,85	292	1,0-3,2	8,52-8,47-8,53	60-65-54	0,20-0,25-0,195	53-40-25	18-22-15,5
Cavallini vd.	2002a,b,2006a	323	22,134a,410A	30-60	0,24-0,51	0,20-0,85	100-800	3,8-16,7	7,69	60	0,23	43	13
Zilli vd.	2003	25	744	15-25	0,23-0,31	0,10-0,90	220-440	3,0-6,0	5,97	54	0,15	45	18
Colombo vd.	2006	46	134a	35	0,22	0,15-0,80	94-468	2,7-18,1	8,53-8,25	54-82	0,195-0,18	40	18

3.1.1 Büyük Ölçekli Bakır Boru Üretici Firmaların Yapmış Oldukları Çalışmaların İncelenmesi

Büyük ölçekli bakır boru üretici firmaların ürettikleri içten yivli bakır boru katalogları incelenmiştir. Aşağıda, referans alınan içten yivli bakır boru ile düz bakır boruda değişik soğutucu akışkanların ısı transfer katsayıları ölçülmüş ve tablo halinde sunulmuştur.

Üretici firmanın test şartları aşağıda verilmiştir.

Boru Çapı: 9,52 mm

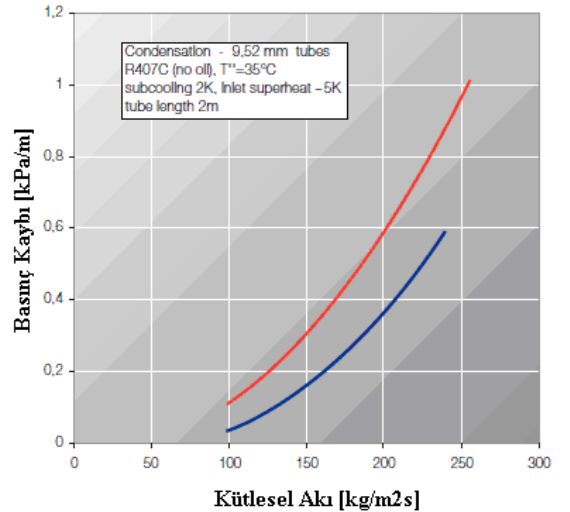
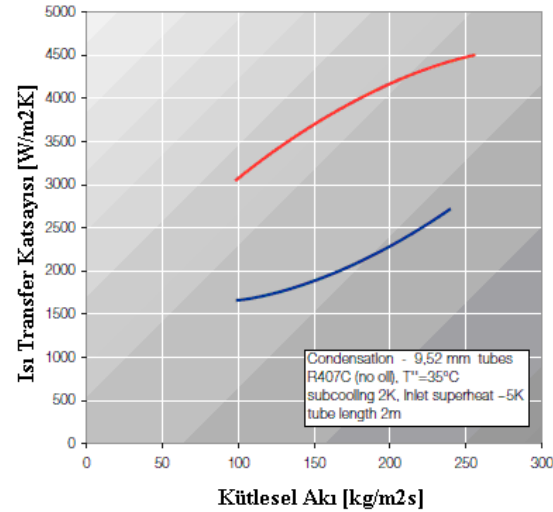
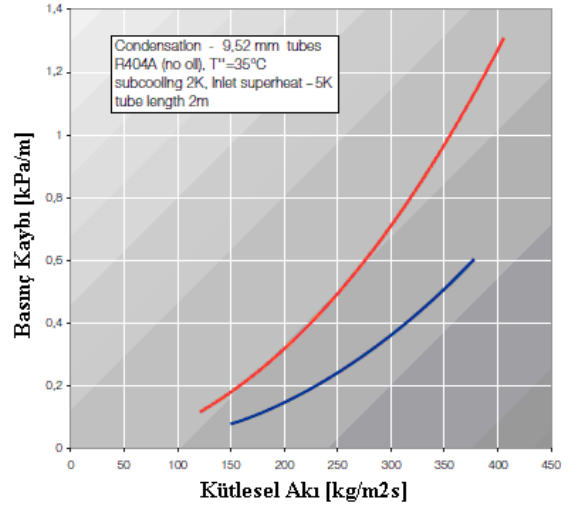
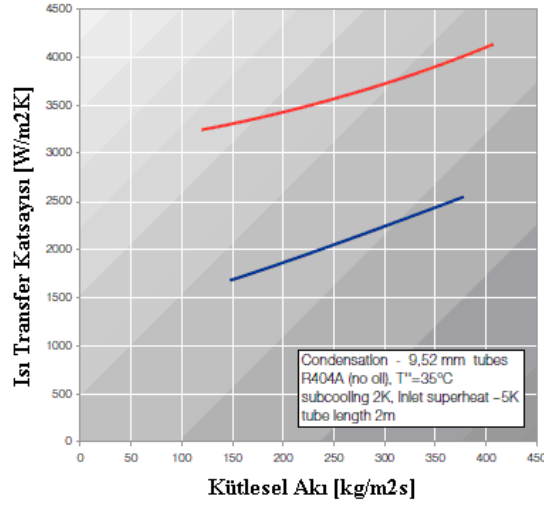
Soğutucu Akışkan: R404-A, R407-C, R410-A

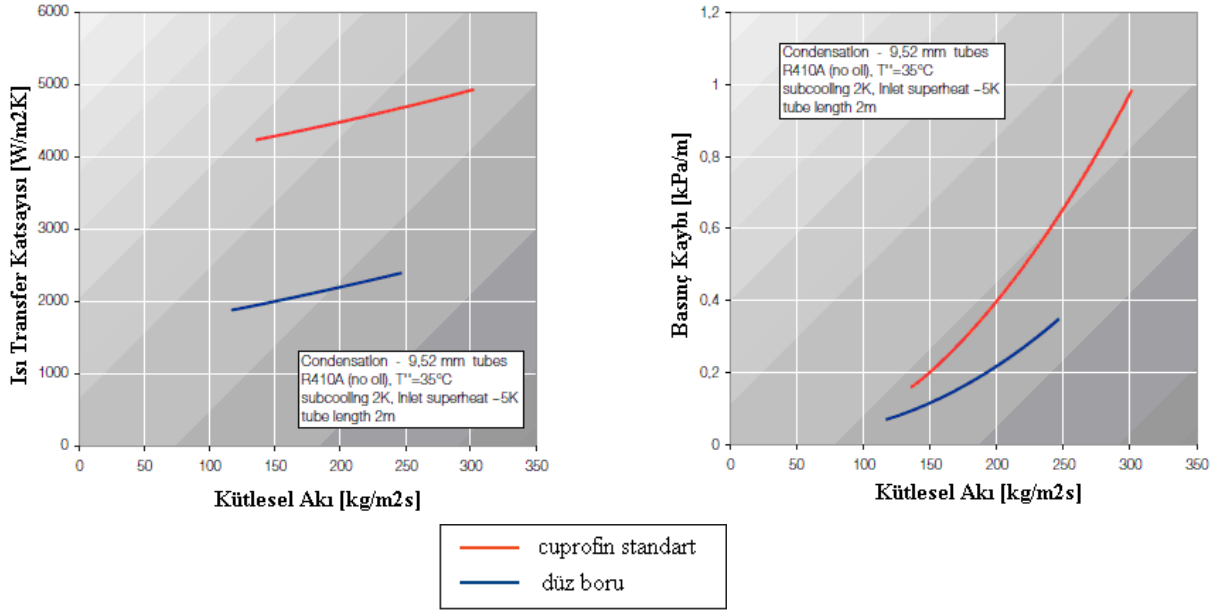
Kondenzasyon Sıcaklığı: 35 °C

Aşırı Soğutma Sıcaklığı: 2 K

Aşırı kızdırma sıcaklığı: 5 K

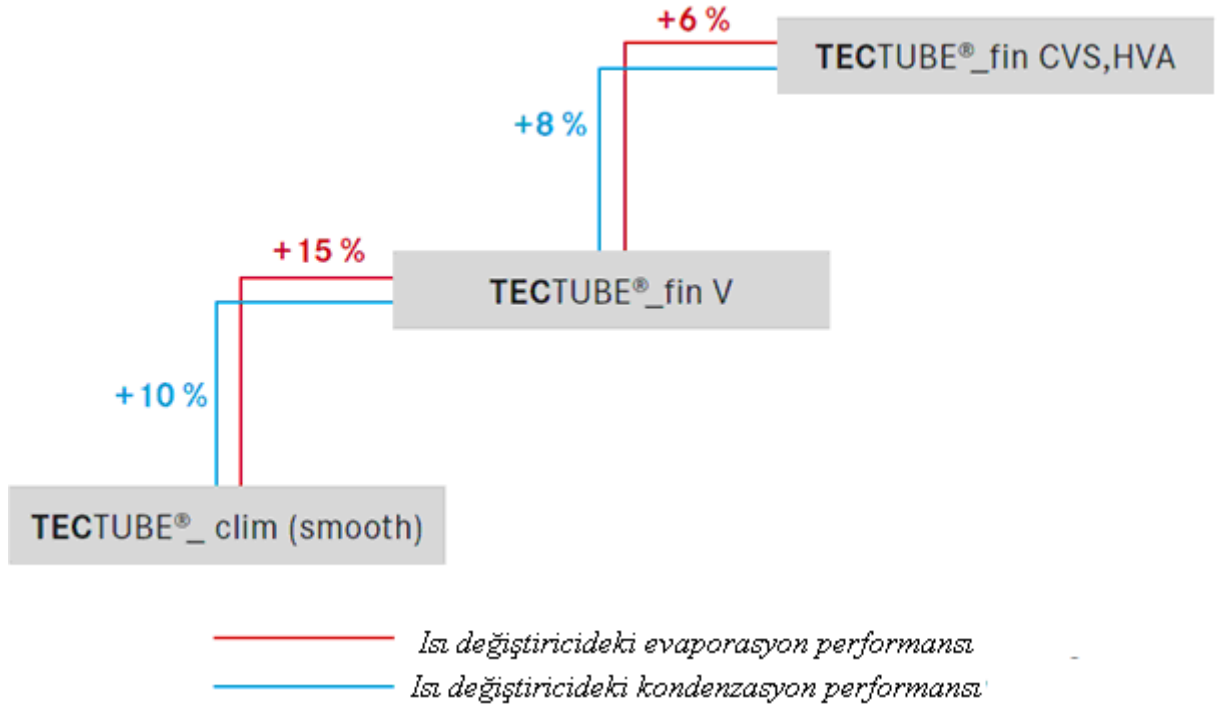
Boru Uzunluğu: 2 m





Şekil 3.1 Bir içten yivli bakır boru üretici firmanın değişik soğutucu akışkanlarda, akışkan debisi değişimine göre ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı değişimini gösteren katalog değerleri

Başka bir üretici firma tarafından yapılan çalışmada da düz boru kullanımı ile değişik tiplerde içten yivli bakır boru kullanıldığı zaman ısı değiştiricide oluşan evaporasyon ve kondenzasyon performansının değişimi aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Bir içten yivli bakır boru üretici firmanın düz boru kullanımı ile değişik tiplerde içten yivli bakır boru kullanıldığı zaman ısı değiştiricide oluşan evaporasyon ve kondenzasyon performansının değişimini gösteren katalog değerleri

Üretici firma kondenzasyonu bir kondenser bataryasında test etmiş ve aşağıda test şartları ve test sonucu verilmiştir.

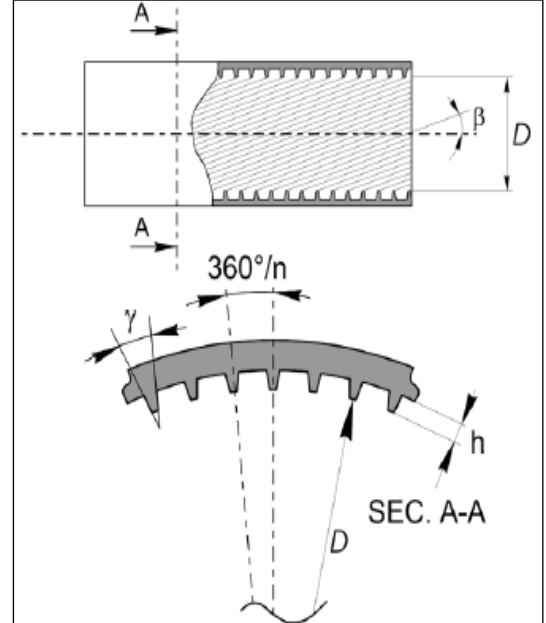
Kondenser bataryası özellikleri.

Lamel uzunluğu: 550 mm
Sıra sayısı: 3
Yukarıdan aşağı bir sıradaki boru sayısı: 22
Devre sayısı: 3
Kullanılan boru çapı: 3/8"
Hatve: 2mm
Borular arası mesafe: 25mm
Sıralar arası mesafe: 25mm

Hava ve soğutucu akışkan tarafı özellikler.

Kondenzasyon Sıcaklığı: 40 °C
Hava giriş sıcaklığı: 25 °C
Aşırı Soğutma Derecesi: 2 °C
Hava giriş hızı: 1,5 m/s
Hava debisi: 1603,8 m³/h

D	Dış Çap	: 9,55 mm +/- 0,03 (.375")
Tf	Boru Et Kalınlığı	: 0,28mm +/-0,03 (.0110")
H	Yiv Yüksekliği	: 0,20mm +/- 0,03 (.00788")
α	Yiv Apex Açısı	: 25° +10/- 5
β	Yiv Helix Açısı	: 25° +/- 3
Wm	Ağırlık/Metre	: 89 g/m +/- 4
D	İç Çap	: 8,59 mm +/- 0,05 (.338")
N	Yiv Adeti	: 66
	İç Yüzey Alanı	: 5,22 dm ² / m
	Düz Boruya Göre Yüzey Alanı Oranı	: 1,85



Şekil 3.3 Bir içten yivli bakır borunun geometriksel özellikleri

Deney sonucunda CVS tipi içten yivli bakır borulu üretilmiş kondenser ünitesinin toplam kapasitesinin 1,5 m/s hava hızında düz borulu kondenser ünitesinin kapasitesine göre %11,7 oranında artış gösterdiği belirlenmiştir.

3.2 Buharlaşmada (Evaporasyonda) İçten Yivli Boru Kullanımı Çalışmalarının İncelenmesi

Çeşitli araştırmacılar, saf soğutucu gazlar ve soğutucu gaz karışımları için buharlaşma sırasındaki ısı transfer katsayısı verilerini temin etmişlerdir. Araştırmacılar değişik yiv

çeşitlerinde deneyleri yapmış ve ısı transfer katsayısını tahmin etmek için çeşitli bağıntılar ortaya koymuşlardır.

Koyama vd. (1995), Chen tipi bir yivli boru modelini, çekirdek ve konvektif kaynama etkilerini yivli borunun iyileştirilmesinde ele almışlardır. Ama yiv yüksekliğini modele yerleştirememişlerdir.

Kattan vd. (1998), R134A, R123, R404A ve R502'nin deneysel verilerine dayanarak 2 fazlı akışın etkilerini, ve buharlaşma sırasında ortaya çıkan verileri ele alarak bir korelasyon geliştirmişlerdir.

Thome vd.(1999), yivli borularda soğutucu gaz buharlaşması için genelleştirilen bir model sunmuşlardır. Yiv yapısı ve boyutlarını model içerisine koyabilmişlerdir fakat yivli boruların tamamı için soğutucu gazların buharlaşma ısı transferi katsayısının tahmininde iyi bir tahmin oluşturamamıştır.

Cavalini vd. (1999) yoğuşma için oluşturdukları korelasyon modelini buharlaşma için çevirerek yeni bir yivli boru korelasyonu sunmuşlardır.

Choi vd.(2000), yatay tek boru üzerinde R407C soğutucu gazı ile buharlaşma esnasındaki ısı transferini araştırmışlardır. Choi vd. yaptıkları deneylere göre karışım gazları için yeni bir korelasyon sunmuşlardır.

Boissieux vd. (2000) R417A, R407C ve R404A' nın yatay pürüzsüz boruda buharlaşmasıyla ilgili deneysel bir çalışmayı, deney sonuçlarına bağlı olarak geliştirmişlerdir. Kattan vd.' nin modelini değiştirmişler ve yeni bir model sunmuşlardır.

Lallemand vd. (2001), deneysel olarak R407C soğutucu gazının buharlaşması sırasında akışkan tarafı ısı transferi katsayısını yatay pürüzsüz ve yivli borularda deneysel olarak araştırmışlardır. Deney sonuçlarına göre, R407C gazı ile yapılan deneylerde tahmin edilen ısı transfer katsayıları ile R22 soğutucu gazı ile yapılan deneyler kıyaslayınca, R407C gazı için düz ve yivli boruda sırası ile ısı transfer katsayısının R22'ye göre %15ve %35 daha az olduğunu göstermişlerdir.

Yun vd. (2002), çekirdek ve konvektif kaynama sırasında ısı transferi nedeniyle oluşan türbülans etkisini ele almışlardır ve içten yivli borular için korelasyon oluşturmuşlar. Oluşturdukları korelasyonu, 5 farklı soğutucu gaz için 1333 veri ile karşılaştırmışlar ve %20.5' lik bir sapma ortaya koymuşlardır.

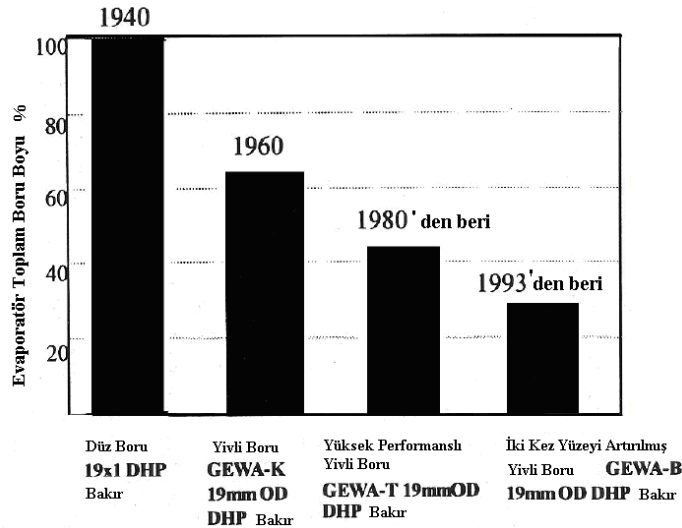
R407C'nin ısı transferi özellikleri yatay ve yivli düz boruda Passos vd. (2003) tarafından araştırılmış, ısı akışı, kütle akışı ve geometrik özellikleri göre analizlerini yapmışlardır.

Kim ve Shin vd. (2005) tarafından R22 ve R410A gazları için buharlaşma sırasında oluşan ısı transferi araştırmaları, yatay düz ve yivli boruda yapılmış, 7 farklı içten yivli boru için

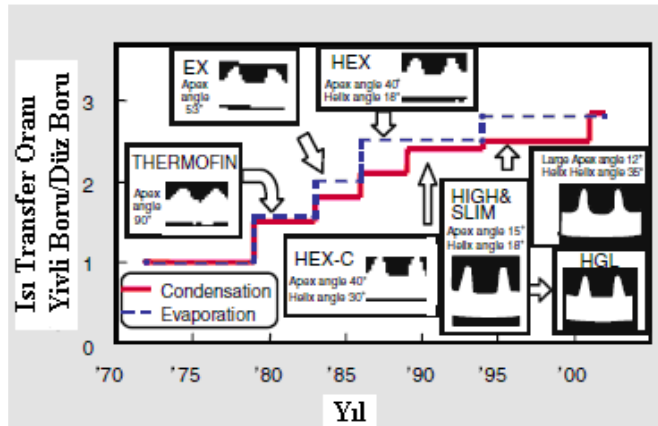
ortalama ısı transfer katsayısı 1.86, 3.27 olarak tespit edilmiştir. Bu değerler düz boruda ki ısı transfer katsayısının 1.64 –2.99 katı olduğunu bildirmişlerdir.

Greco ve Vonoli (2005) tarafından R 410A ve R404A gazlarının buharlaşması esnasındaki ısı transfer özellikleri araştırılmış, buharlaşma sırasında oluşan basınç, ısı ve kütle transferinin bir fonksiyonu olarak analiz edilmiş ve ısı transfer katsayısının tahmini için değiştirilmiş bir Kandlikar korelasyonu önerilmiştir.

Wellsandt ve Vamling(2005) deneysel olarak R407C ve R410A gazlarının yatay herringbone tipi yivli boruda buharlaşmasını araştırmışlardır. Kütle akış oranları ve ısı transferinde ısı akışı analizi yaptılar. Deneysel sonuçları çeşitli korelasyonlarda karşılaştırdılar. Bu korelasyonların kendi sonuçlarına göre yüksek olduğu görülmüştür. Buharlaşma ısı transfer katsayısının tahmini için çeşitli korelasyonlar önermişlerdir. Herringbon tipi yivli borularda ısı transferinin tahmini için çeşitli korelasyonlar da önermişlerdir. Bu korelasyon ile R134A gazı için iyi bir ısı transferi katsayısı tahmini oluşturmuşlardır fakat R410A ve R407C gazları için iyi tahmin oluşturamamışlardır.



Şekil 3.4 Kullanılan yivli boru çeşidine göre yıllara göre evaporatör boru boyunun azalması (verhandlung chapter1)



Şekil 3.5 Kullanılan yivli boru çeşidine göre evaporasyon ve kondenzasyon ısı transfer katsayı oranının yıllara göre değişimi (Hitachi Cable Review No.26 (August 2007))

Çizelge 3.3 Yıllara göre değişik araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda kullandıkları değerler.

	Yıl	Np	Soğutucu Akışkan	Ts (°C)	G (kgm ⁻² s ⁻¹)	Di(mm)	β(°)
Chmra ve Webb	1995	34	R22	24	151-255-327	14,66	15/-15
Kaul vd.	1996	9	R22	4,4	314	8,525	
Khanpera vd.	1987	36	R22	2,5	270-540	8,825	16-17,5
Seo ve Kim	2000	151	R22	-15 -5	70-211	8,82	25
Reid vd.	1991	124	R113	70	234-637	8,509-8,712	17,5-30,0
Murata vd.	1993	22	R123	47	93-278	10,7	30
Kattan vd.	1999	27	R123	29,9	101,1-300,5	11,9	11,9
Singh vd.	1996	24	R134A	20,15	50	11,78	11,78
Kim vd.	2002	214	R410A	-15 -5	70-211	8,82	25

Referans İsim (Yıl)	Test Şartları			Boru Özellikleri (mm)		
	Akışkan	\dot{m} (kg/m ² s)	T _{sat} or P _{sat}	Max ID	Boru Tipi	No./Açı/Ht/AR
Christoffersen vd. (1993)	R-32/ R-125	204-510	5°C	7.75	Smooth	-
	"	204-510	5°C	10.92	Smooth	-
	"	51-510	5°C	8.89	Microfin	60/18°/0.18/1.?
Torikoshi-Ebisu (1994)	R-32/ R-134a	130-500	5°C	6.40	Microfin	50/18°/0.18/1.?
	"	"	"	"	"	"
	R-32/ R-125/ R-134a	130-510	"	"	"	"
Wang et al. (1996), Kuo-Wang [1996a, 1996b)	R-407C	100-300	6 bar	7.92	Smooth	-
	R-407C	100-300	6 bar	8.92	Microfin	60/18°/0.20/1.57
Sundaresan vd. (1996)	R-407C	125-375	7°C	8.0	Smooth	-
	"	"	"	8.72	Microfin	60/17°/0.20/1.5
	R-410A	125-375	7°C	8.0	Smooth	-
"	"	"	8.72	Microfin	60/17°/0.20/1.5	
Salehi et al. (1996)	R-404A	50-200	11.0 bar	11.78	Microfin	60/18°/0.25/1.?
Kaul vd. (1996)	R-410B	314, 364	4.4°C	8.93	Microfin	?/?/?/1.?
	R-407C	314, 364	4.4°C	"	"	"
	R-32/ R-125	314, 364	4.4°C	"	"	"
Kedzierski-Kim (1997)	R-32/ R-134a	Not cited	Reduced Press.	9.64	Twisted Tape	y=4.15
	"	"	0.035-0.2	"	"	"
	R-32/ R-152a	"	"	"	"	"
Zürcher vd. (1998a,1998b)	R-407C	100-300	4.4°C	10.92	Smooth	-
	"	"	"	11.90	Microfin	70/18°/0.25/1.74
Ebisu-Torikohi (1998)	R-407C	150-300	5.5 bar	6.5	Microfin	Herringbone
Cho-Kim (1998)	R-407C	200, 400	6.5 bar	8.82	Smooth	-
	R-407C	200, 400	6.5 bar	8.53	Microfin	?/18°/?/?
Lallemant vd. (2001)	R-407C	150-250	7.7 bar	10.7	Smooth	-
	"	"	"	11.98	Microfin	65/30°/0.25/1.56
	"	"	"	11.98	Microfin	70/20°/0.22-25/1.69

3.2.1 Büyük Ölçekli Bakır Boru Üretici Firmaların Yapmış Oldukları Çalışmaların İncelenmesi

Büyük ölçekli bakır boru üretici firmaların ürettikleri içten yivli bakır boru katalogları incelenmiştir. Aşağıda, referans alınan içten yivli bakır boru ile düz bakır boruda değişik soğutucu akışkanların ısı transfer katsayıları ölçülmüş ve tablo halinde sunulmuştur.

Üretici firmanın test şartları aşağıda verilmiştir.

Boru çapı: 9,52 mm

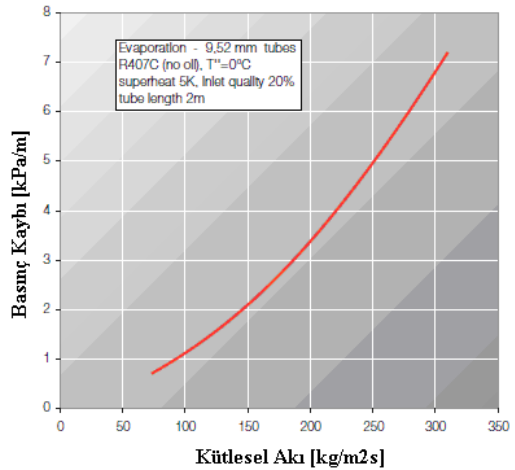
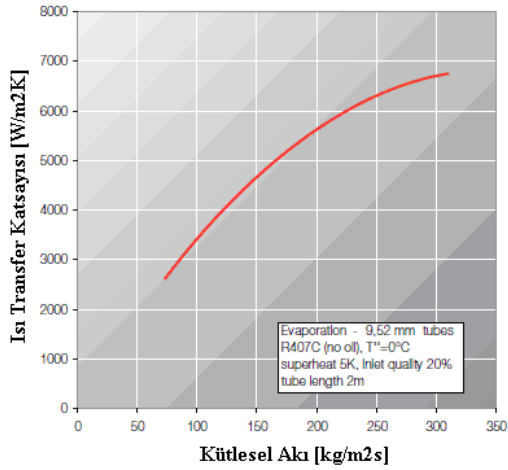
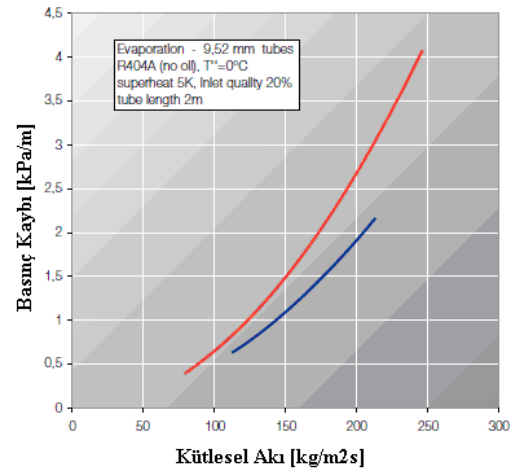
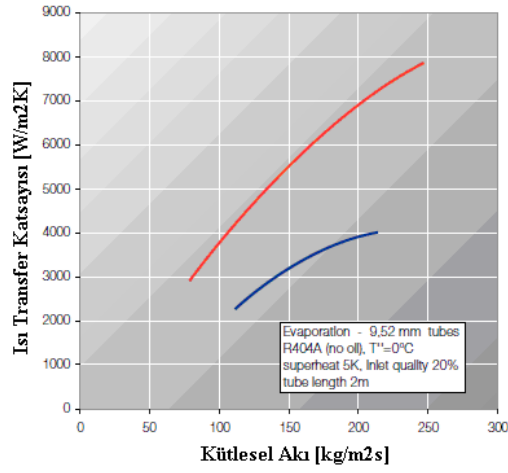
Soğutucu akışkan: R404-A, R407-C, R410-A

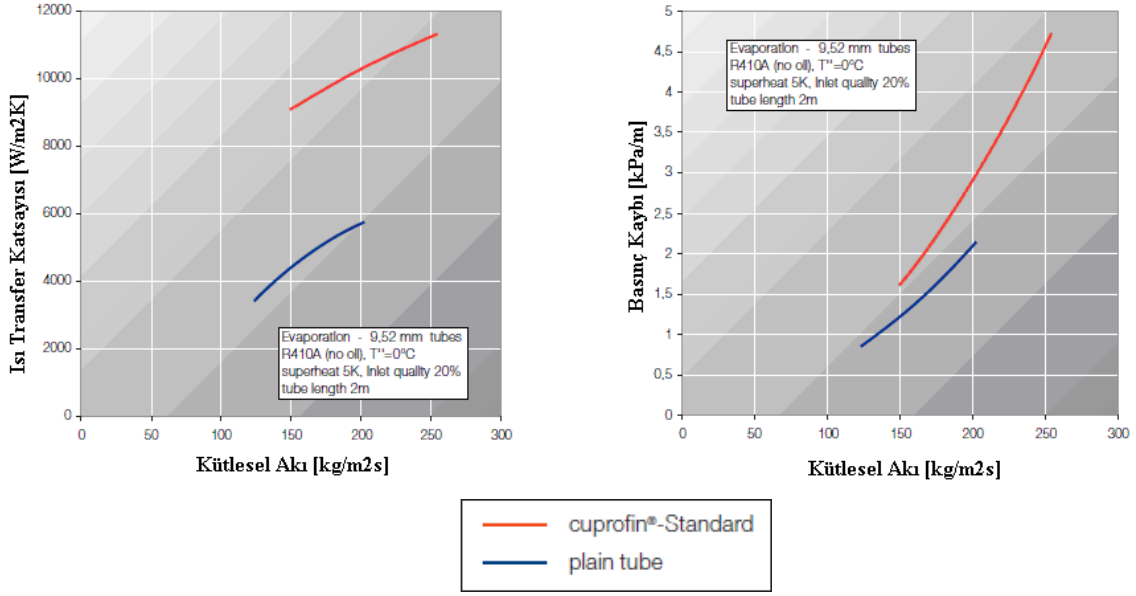
Evaporasyon Sıcaklığı: 0 °C

Giriş kuruluk derecesi: 2 K

Aşırı kızdırma sıcaklığı: 5 K

Boru uzunluğu: 2 m



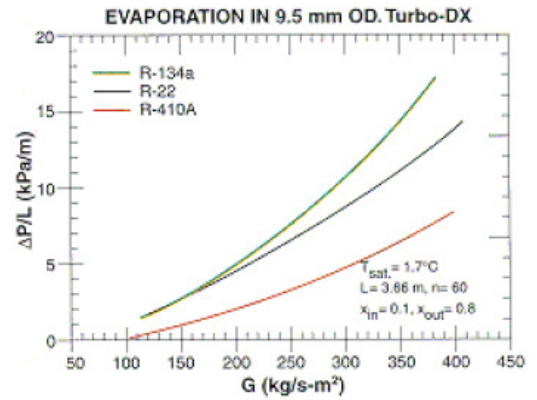
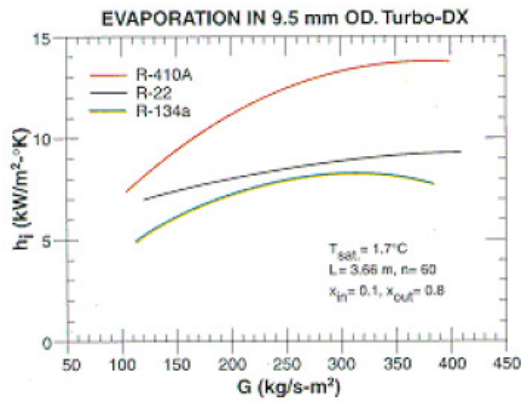


Şekil 3.6 Bir içten yivli bakır boru üretici firmanın değişik soğutucu akışkanlarda, akışkan debisi değişimine göre ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı değişimini gösteren katalog değerleri

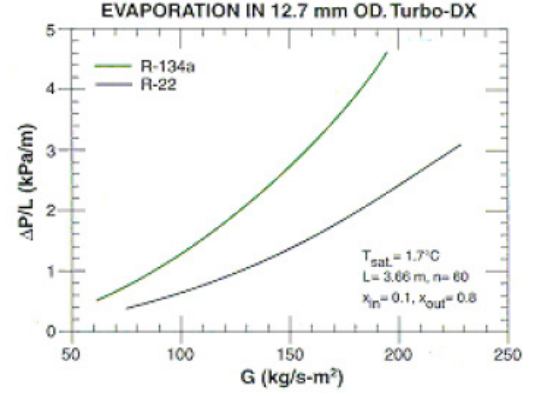
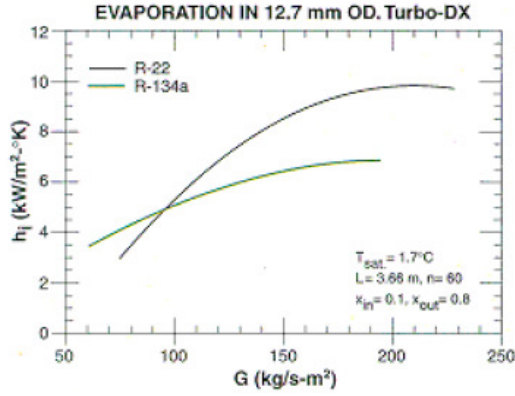
Başka bir üretici firma tarafından yapılan çalışmada da değişik boru çaplarında ve değişik soğutucu akışkanlarda soğutucu akışkan debisi değişimine göre ısı transfer katsayıları ve basınç kaybı değişimi aşağıda tablolar halinde sunulmuştur.

Deneylerde kullanılan boru özellikleri ve şartlar aşağıda verilmiştir:

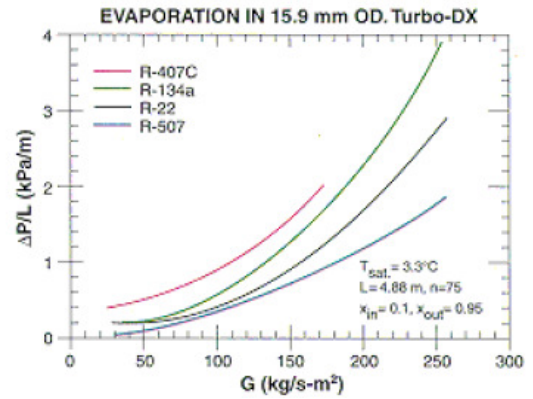
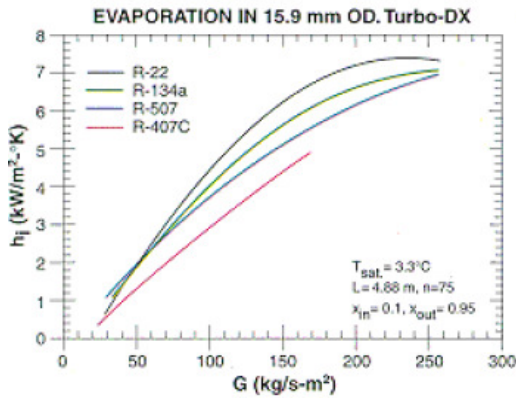
Boru Çapı: 9,5 mm,
 Soğutucu Akışkan: R410A,R22,R134A
 Evaporasyon Sıcaklığı: 1,7 °C
 Yiv Adeti: 60
 Giriş Kuruluk Derecesi: %10
 Çıkış Kuruluk Derecesi: %80
 Boru Uzunluğu: 3,66 m



Boru Çapı: 12,7 mm,
Soğutucu Akışkan: R22,R134A
Evaporasyon Sıcaklığı: 1,7 °C
Yiv Adeti: 60
Giriş Kuruluk Derecesi: %10
Çıkış Kuruluk Derecesi: %80
Boru Uzunluğu: 3,66 m



Boru Çapı: 15,9 mm
Soğutucu Akışkan: R404A,R22,R134A, R507C
Evaporasyon Sıcaklığı: 3,3 °C
Yiv Adeti: 75
Giriş Kuruluk Derecesi: %10
Çıkış Kuruluk Derecesi: %95
Boru Uzunluğu: 4,88 m



Şekil 3.7 Bir içten yivli bakır boru üretici firmanın değişik soğutucu akışkanlarda, akışkan debisi değişimine göre ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı değişimini gösteren katalog değerleri

3.3 İçten Yivli Boru Kullanımında Yoğuşma ve Buharlaşma Sırasında Oluşan Boru Tarafı Basınç Kaybının İncelenmesi

Birçok deney sonucu, hem saf hem de karışım gazlarında içten yivli boru kullanılarak oluşan basınç değişimi tahmini için toplanmıştır. Yivli borularda yağsız soğutucu gazların iki fazlı basınç düşüşü ile ilgili Kim ve Shin (2005), Wellsandt ve Vambling (2005), Kim vd. (2002),

Goto vd. (2001) gibi pek çok araştırma bulunmaktadır. Bunun yanında pek az araştırma yivli borularda soğutucu gaz/ yağ karışımına dair bilgi vermektedir.

Yivli borular içerisinde basınç düşüşü özellikleriyle ilgili mevcut deneysel veriler, mesela R22/Yağ karışımı (ASHRAE 1989-1990) için Schlager vd., R134A gazı /yağ karışımı için Eckels vd. (1994-1998), Nidegger vd. (1997), R407C/yağ karışımı için Zurcher vd. (1998), Targanski vd. (2005) gibi; yağın sistemde dolaşmasının daima iki fazlı sürtünme basınç düşüşünü artırdığını göstermiştir . Farklı mikro kanatlı borulardaki farklı soğutucu gaz/ yağ karışımının farklı sürtünme basıncı düşüşü özellikleri bulunmaktadır.

Bunun dışında Signal vd. (1983), Martinelli-Nelson (1948) korelasyonunu, R12 ve R13 karışım gazı için zorlamalı konveksiyon buharlaşması boyunca oluşan basınç kaybını öngörmek için kullanmışlardır.

Tichy vd. (1986) R12 ve kompresör yağı karışımı için zorlamalı konvektif kondenzasyon ve evaporasyon basınç kaybı ile ilgili deneysel bir inceleme sunmuşlardır.

Tichy vd.(1986) kondenzasyon için Lochard-Martinelli (1949) modelini değiştirmişlerdir. Evaporasyon için Dukler2 (1964) basınç kaybı modelini değiştirmişlerdir. Böylece evaporasyon ve kondenzasyonda bulunan %85 basınç kaybı değeri, %25 sapma ile ölçülene yaklaşmıştır.

Tichy, içerisine yağ eklenmiş soğutucu gaz ile saf soğutucuyu deneysel olarak karşılaştırdığında, evaporasyonda da, kondenzasyonda da basınç kaybının arttığını görmüş, evaporasyonda yağ eklendiğinde meydana gelen basınç kaybının kondenzasyona göre daha büyük olduğunu belirtmiştir.

Jung ve Radermacher (1989), yatay boruda R22, R114, R12 ve R152A gazlarının buharlaşması esnasında oluşan basınç kaybını ölçmüştür. Önerdikleri korolasyon ile deney sonucu çıkan değerler arasında % 8,4 fark çıkmıştır.

Eckels ve Pate (1991), Fukushuma ve Kudou (1990), R134A/Kompresör yağı karışımı için oluşan basınç kaybının, evaporasyonda be kondenzasyonda, Saf R134A gazı için oluşan basınç kaybına göre yüksek olduğudur.

Koops vd. (1992), R134A ve R22 gazı için içten yivli borularda kondenzasyon sırasında oluşan basınç kaybını deneysel olarak incelemişlerdir. Buldukları sonuç, R134A gazı ile yapılan deneylerde ortaya çıkan basınç kaybının, R22 gazı ile yapılan deneylerden daha fazla olduğudur.

Torikoshi ve Kowobata (1992) evaporasyon sırasında, gazın içerisine kompresör yağı eklendiği zaman oluşan basınç kaybının saf gaza göre arttığını fakat kondenzasyon esnasında basınç kaybında herhangi bir fark gözlenmediğini belirtmişlerdir.

Bir araştırma karışım gazları için 2 fazlı basınç kaybı modelini bazı limitler dahilinde başarılı kılmıştır.

Signal vd., ölçülen değerler ve korolasyondan çıkan değerler arasındaki sapma, % 30 çıkacak şekilde hem saf hem de karışım gazları için bir korolasyon geliştirmişlerdir.

Yivli borularda saf R410A gazının basınç düşüşü korelasyonları Sami ve Comeau (2002) , Goto vd. (2001) ve başkalarınınca geliştirilmiştir ve pürüzsüz düz ve U-tipi yivli borularda, R410A/yağ karışımının basınç düşüş korelasyonları Chen vd. tarafından (2005-2007) geliştirilmiştir.

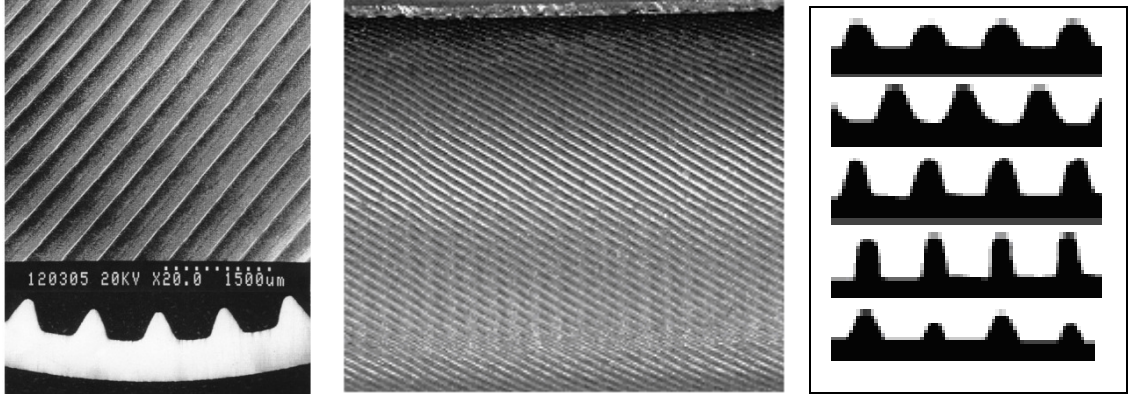
Soğutkanların basınç düşüşüne dair yağlayıcıların etkisine dair önemli bir araştırma Shen ve Groll (2005) tarafından verilmiştir. Yivli boruların içerisinde soğutucu gaz/yağ karışımı için basınç düşmesi özelliklerinin kritik gözden geçirimi Shen ve Groll tarafından (2005) verilmiştir.

Ancak şimdiye dek, yivli borularda soğutucu gaz/yağ karışımı için hiçbir korelasyondan tam sonuç alınamamıştır. (Hai-tao Hu, Guo-liang Ding, Kai-jian Wang 2008)

4. İÇTEN YIVLİ BAKIR BORU ÇEŞİTLERİ ve ÜRETİM TEKNİKLERİ

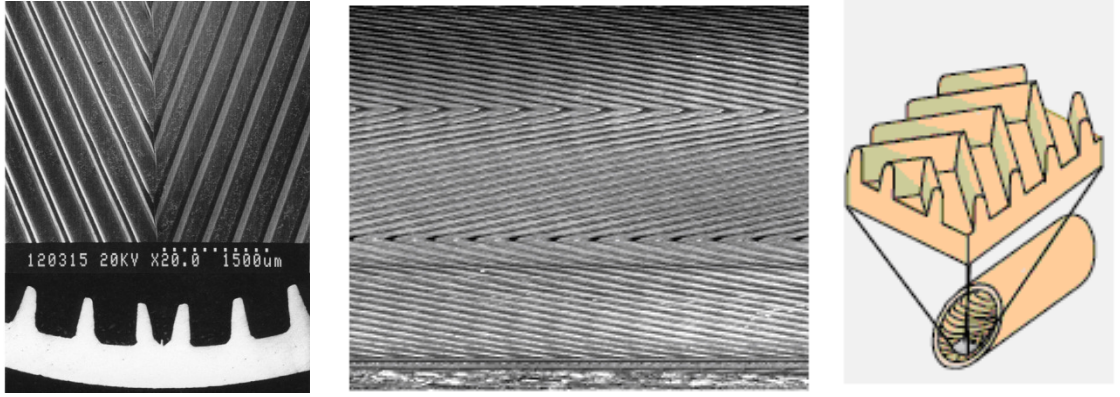
4.1 İçten Yivli Bakır Boru Tipleri

4.1.1 Spiral Tip Düz Yivli Boru



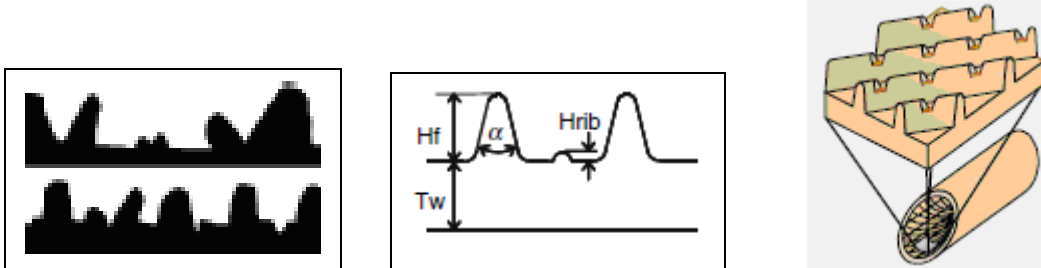
Şekil 4.1 Spiral tip düz yivli boru örneği ve değişik tipte spiral tip borular

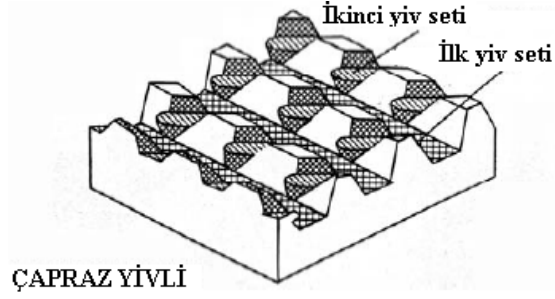
4.1.2 Herring-bone Tip Yivli Boru



Şekil 4.2 Herring-bone tip yivli boru örneği ve şematik resmi

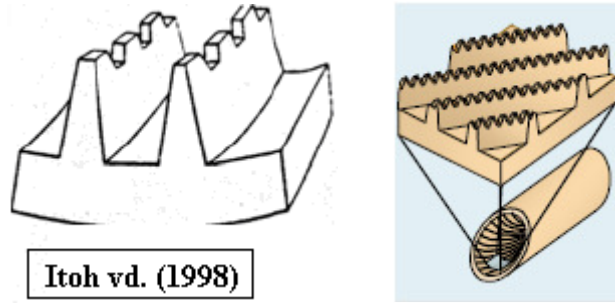
4.1.3 Çarpaz Tip Yivli Boru





Şekil 4.3 Çapraz tip yivli boru çeşitleri

4.1.4 İki Kez Yüzeyi Genişletilmiş Tip Yivli Boru

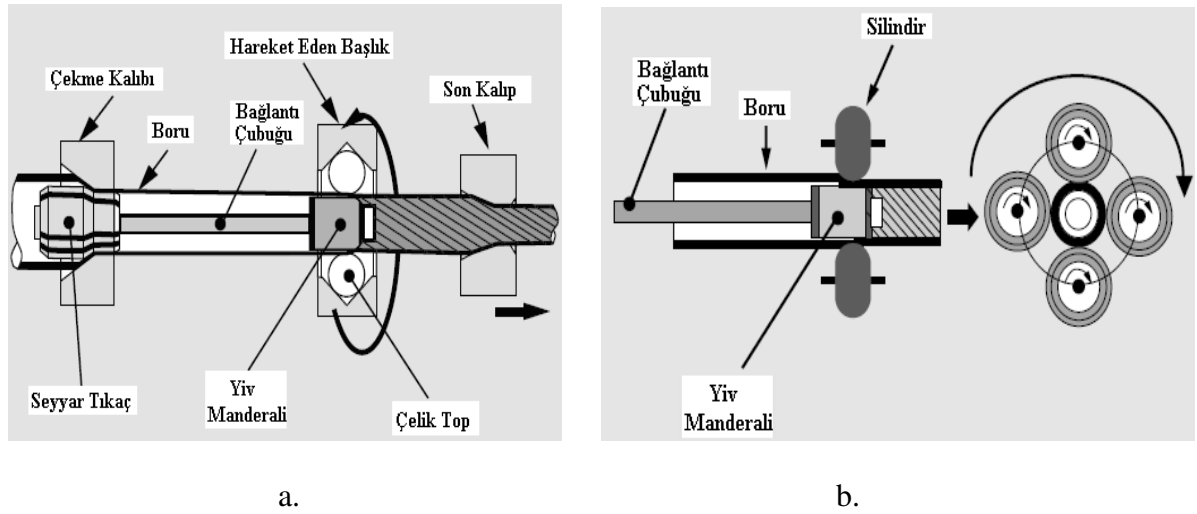


Şekil 4.4 İki kez yüzeyi genişletilmiş tip yivli boru çeşitleri

4.2 Yivli Boru Üretim Teknikleri

İçten yivli bakır borular değişik yöntemlerle üretilebilmektedirler. Yivli boru üretim teknikleri aşağıdaki şekilde ikiye ayrılabilir

4.2.1 Düz Boruya Yiv Açma Tekniği



Şekil 4.5 Bakır boru içerisine yiv oluşturma teknikleri (kaynaksız boru)

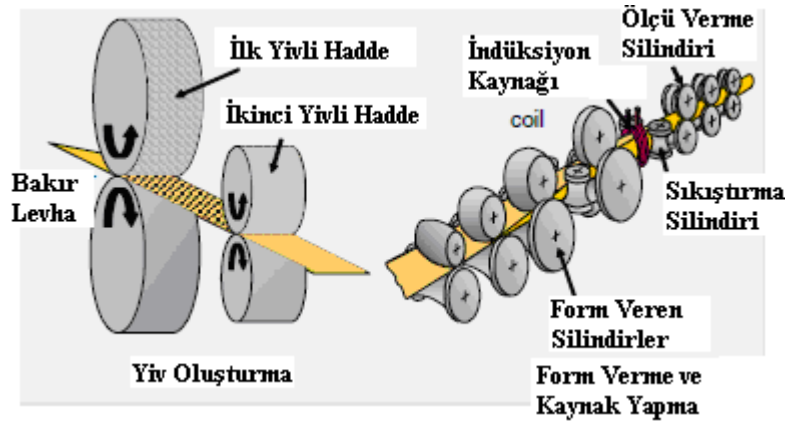
a. Bir ucu destek çubuğuna bağlı diğer ucunda rahatlıkla dönebilen bir parça olan yiv mandreli bakır boruya girer. Borunun dışarısında bulunan silindirler yardımıyla borunun çapı daraltılır ve aksiyal yönde harekete zorlanır. Böylece boru iç yüzeyinde yivler meydana gelir.

b. Bu metod ile uzunluk sınırlaması olmadan bakır boruların iç yüzeyine yiv açılabilmektedir. Metodun asıl önemi, LWC (level-wound coils) tarzı sıralı olarak sarılmış bakır boru kangallarında rahatlıkla uygulanabilir olmasıdır.



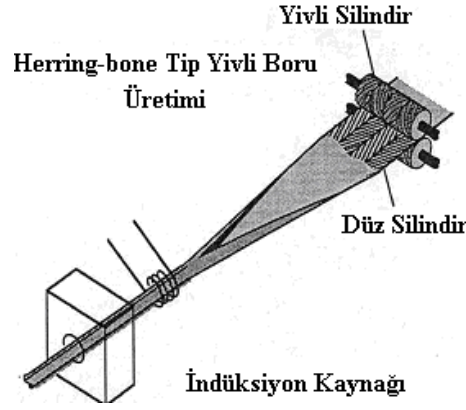
Şekil 4.6 LWC tip paketlenmiş yivli boru

4.2.1 Bakır Plaka Üzerinde Yiv Oluşturarak Boru Haline Getirme Tekniği



Şekil 4.7 Bakır plaka üzerine yiv oluşturarak kaynaklı boru üretim tekniği

1990 larda ortaya çıkan bu yöntem ile herring-bone, çapraz ve 2 kez yüzeyi genişletilmiş yivli boruların üretimi yapılabilmektedir. Üzerinde, bakır boru üzerinde oluşturulmak istenen yiv modelinin kabartmasının bulunduğu silindirlerin arasından geçen bakır plaka üzerinde istenen yiv tipinin oluşturulması sağlanmaktadır. Sonra, bu plaka, plakanın bakır boruya dönüştürülmesi için hazırlanan form makinesinden geçirilerek yüksek frekanslı kaynak makinesi yardımıyla bakır boru formu verilir.



Şekil 4.8 Bakır plaka üzerine yiv oluşturarak kaynaklı boru üretim tekniği 2 (Torikoshi and Ebisu 1999).

4.3 Yoğuşmada, İçten Yivli Boruların Geometrik Özelliklerinin Isı Transfer Katsayısı Üzerine Etkisinin İncelenmesi

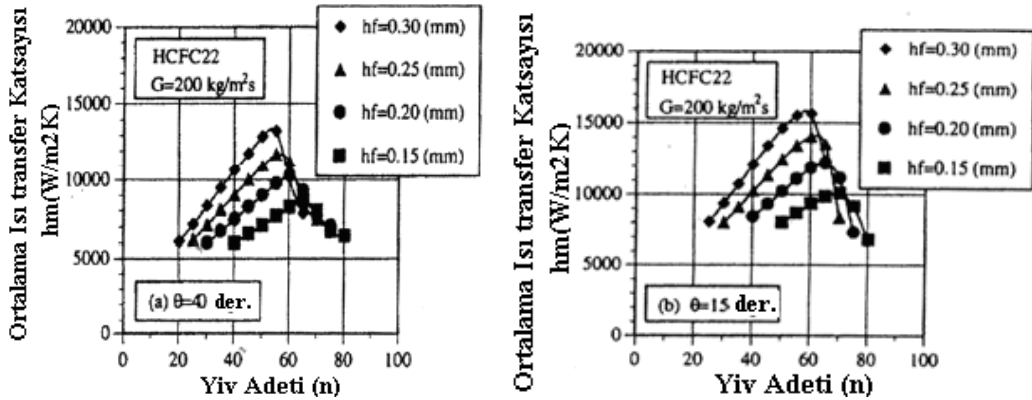
4.3.1 Yiv Yüksekliğinin Etkisi:

Kedzierski ve Webb (1990) ısı transfer yükselme oranının yiv yüksekliği ile artışı bulmuşlardır. Fakat fazla uzun yiv yüksekliği, yüzey geriliminden dolayı oluşacak basınç kaybını artıracaktır. Yasuda ve Ohisumi (1990) kondenzasyonda 9,52mm lik boruda 0,25mm, 7,94 mm dış çaplı boruda ise 0,2 mm yiv yüksekliğini optimum olarak göstermişlerdir.

Morita vd.(1993) kondenzasyonda yiv yüksekliği değerinin en önemli değer olduğunu ifade etmiştir.

Aşağıdaki grafikler 0,15mm ile 0,30 mm aralığındaki yiv yüksekliklerinde değişik yiv adetlerinde oluşan ortalama ısı transfer katsayılarındaki artışın yaklaşık %50 olduğunu göstermektedir. Endüstri uygulamalarında kabul edilen değer (Narayanamurthy 2000) tarafından aşağıdaki denklemle verilmiştir:

$$0.021 \leq \frac{e}{D_i} \leq 0.025$$



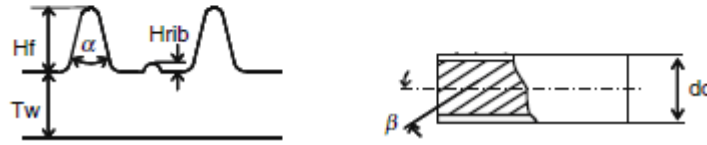
Şekil 4.9 Değişik yiv adetlerinde yiv yüksekliğinin ısı transfer katsayısına etkisi

Bunun yanında Newell ve Shah (2001), basınç kaybının yiv yüksekliğiyle ilişkili olduğunu belirtmiştir.

Nazu vd. (1998), yiv yüksekliğinin uzun olduğunda basınç kaybının önemli şekilde arttığını ve bunun da ortalama sıvı film kalınlığı ile ilişkili olduğunu belirtmiştir. Yiv yüksekliğinin 0,16 mm olduğu durumda oluşan basınç kaybının, düz boruya göre yakın olduğunu, fakat 0,24 mm olduğu zaman oluşan basınç kaybının düz boruya oranla 1,6 kat fazla olduğunu belirtmiştir.

Ayrıca, bir Japon yivli bakır boru üretici firma tarafından yapılan araştırmaya göre 2 aynı tip yiv arasına farklı tipte yiv eklenmesinin evaporasyon performansını olumlu yönde etkilediği ortaya konmuş ve yapılan test ve sonuçları aşağıda sunulmuştur.

	Dış Çap d_o (mm)	Yiv Yüksek H_f (mm)	Kabarcık Yüksek. H_{rib} (mm)	Yiv Adeti	Apex Açısı α (deg.)	Helix Açısı β (deg.)
IGT	9.52	0.18	-	60	15	35
IGT kabarcıklı	9.52	0.18	0.03	60	15	35



	Yoğuşma Isı Transfer Katsayısı	Buharlaşma Isı Transfer Katsayısı	Buharlaşma Basınç Kaybı
IGT	100%	100%	100%
IGT kabarcıklı	99%	122%	102%

Şekil 4.10 Japon yivli bakır boru üretici firma tarafından yapılan araştırmaya göre 2 aynı tip yiv arasına farklı tipte yiv eklenmesinin evaporasyon performansını olumlu yönde etkilediği ortaya konmuş ve yapılan test ve sonuçları

4.3.2 Helix Açısının Etkisi:

Yasuda ve Ohizumi (1990) ısı transferinin helix açısı ile arttığını, optimum açının 9,52mm çaplı boru için 30° olduğunu belirtmiştir. Endüstri uygulama normunda hesaplandığında bu değer 18° dir.

Shinohara vd. (1987), R22 kondenzasyondaki ısı transferinin, dış çapı 9,52mm olan boruda helix açısının 10° den 35° ye çıkartıldığında yaklaşık %20 oranında arttığını göstermiştir.

Schlager vd. (1990a, b, ve c) en yüksek ısı transferinin en yüksek yiv yüksekliğinde (0,30mm) ve 18° helix açısında olduğunu bulmuştur.

Oh ve Bergles (1998), evaporasyon ısı transfer katsayısında helix açısının etkisinin, kütleli akıya bağlı değişimini incelemiştir. Optimum helix açısının düşük kütleli akıya 18°

($50\text{kg/m}^2\text{s}$), $100\text{kg/m}^2\text{s}$ 'de 6° , ve $200\text{kg/m}^2\text{s}$ için 6° veya 18° olması gerektiğini belirtmişlerdir.

Chamra ve Webb (1995), kondenzasyonda ve evaporasyonda farklı helix açılarının kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Hem Graham vd. (1999), hemde Chiang (1993), 0° helix açısının 18° helix açısına göre daha iyi sonuç verdiğini fakat bu sonuçların kütleli akıya önemli derecede bağlı olduğunu bulmuşlardır.

Helix açısı aynı zamanda basınç kaybı için de önemli bir faktördür. Küçük helix açıları düşük basınç kaybına, yüksek helix açıları ise yüksek basınç kayıplarına neden olmaktadır.

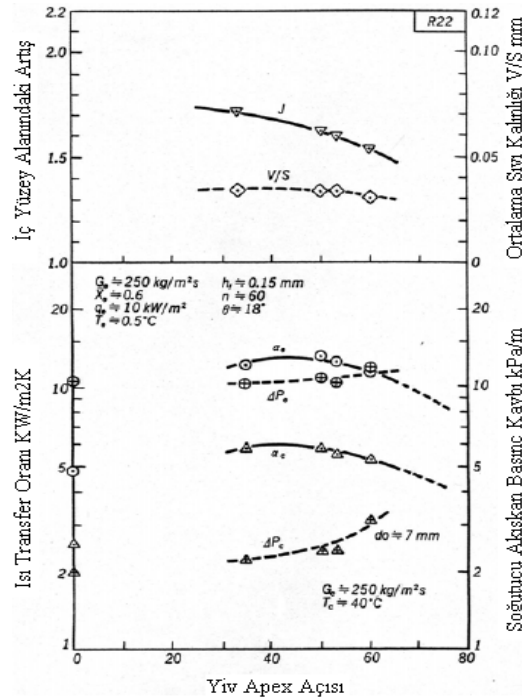
R-22 soğutucu akışkanı için, Chiang (1993) 18° helix açısının 0° helix açısına göre yaklaşık %15 arttığını göstermişlerdir. Buna karşılık, R-134a soğutucu akışkanı için Graham vd. (1999), 0° ve 18° helix açısı farkının basınç kaybında önemli bir değişikliğe sebep olmadığını belirtmiştir.

R-22 soğutucu akışkanı için Ito ve Kimura (1979), 20° 'den düşük olan helix açılarında basınç kaybının düz boruya yakın basınç kaybı verdiğini bulmuşlardır.

Ayrıca helix açısının artmasının kondenzasyon performansını olumlu yönde etkilediği, bir Japon bakır boru üreticisi firma tarafından ortaya konmuş ve apex açısının etkisi içerisinde bu konuya değinilmiştir.

4.3.3 Apex Açısının Etkisi:

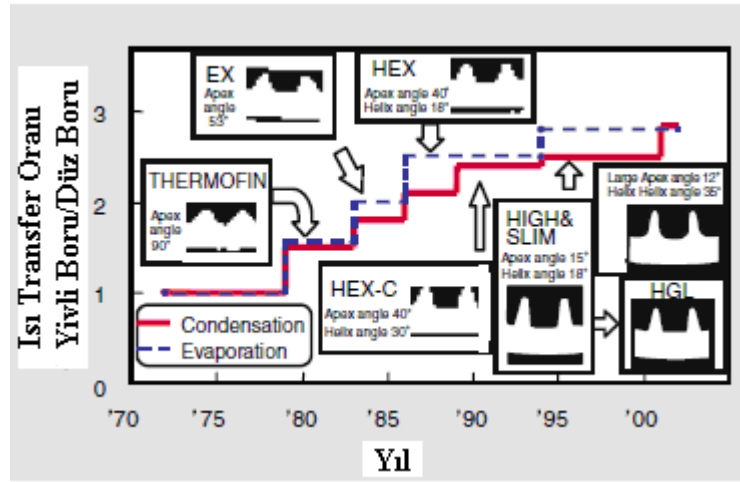
Apex açısının azalması ısı transfer yüzey alanının artmasını sağlayacaktır. Bu da kondenzasyonda ısı transfer miktarını artırmaktadır. Hori and Shinohara (1991), apex açısının optimum 40° olması gerektiği, 50° den fazla olduğunda basınç kaybının önemli ölçüde arttığını belirtmişlerdir. Bu değişim aşağıdaki grafikten görülebilir:



Şekil 4.11 Apex açısının ısı transfer katsayısına etkisi

1980li yıllarda yivli bakır boru üretici bir firma tarafından yapılan araştırmalara bakıldığında apex açısının azalması kondenzasyon ve evaporasyon verimini artırıcı yöndedir. İlk olarak apex açısı 90° olan üçgen şeklindeki yiv tarzı evaporasyon ve kondenzasyonda test edilerek kayıt altına alınmıştır. İlerleyen sürede apex açısı 53° olan EX modeli yivli boru ve apex açısı 40° olan HEX modeli yivli boru test edilmiştir.

1980li yılların son çeyreğinde apex açısı 30° olan HEX-C modeli yivli boru test edilmiş ve kondenzasyon veriminin diğer modellere göre daha yüksek olduğu görülmüştür. (Hitachi Cable Review No.26 Ağustos 2007)



Şekil 4.12 Kullanılan yivli boru çeşidine göre evaporasyon ve kondenzasyon ısı transfer katsayı oranının yıllara göre değişimi (Hitachi Cable Review No.26 Ağustos 2007)

2000 li yılların başında Japonya'da egzost emiliminden kaynaklanan küresel ısınma nedeniyle enerji verimliliği yasası çıkartılmış ve eşanjörlerde yivli boru kullanımı daha da yaygınlaşmıştır. Araştırmalar bu yönde devam etmiş ve helix açısının artması ve apex açısının azalması kondenzasyon performansını artıracığı ortaya konmuştur.

Test edilen borular ve test sonuçları aşağıda verilmiştir:

Çizelge 4.1 Japon boru üretici firmanın yaptığı araştırma sonucu

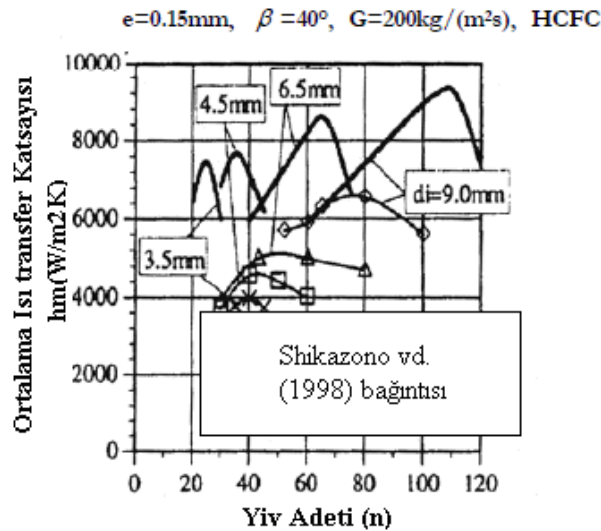
	Dış Çap do (mm)	Yiv Yüksek Hf (mm)	Yiv Adeti	Apex Açısı α (deg.)	Helix Açısı β (deg.)
HGL	7	0.22	54	22	16
Geniş Helix Boru	7	0.20	60	12	35
		Kondenzasyon Isı Transfer Katsayısı	Evaporasyon Isı Transfer Katsayısı	Evaporasyon Basınç Kaybı	
HGL		100%	100%	100%	
Geniş Helix Boru		116%	98%	101%	

4.3.4 Boru iç çapının etkisi:

Aşağıdaki grafikten görüleceği gibi boru çapının artması ısı transfer katsayısının artmasını sağlayacaktır. Boru çapının 2 katına çıktığı durumda ısı transfer katsayısı yaklaşık %20 artmaktadır. (Shikazono et al. 1998, Yan and Lin 1999)

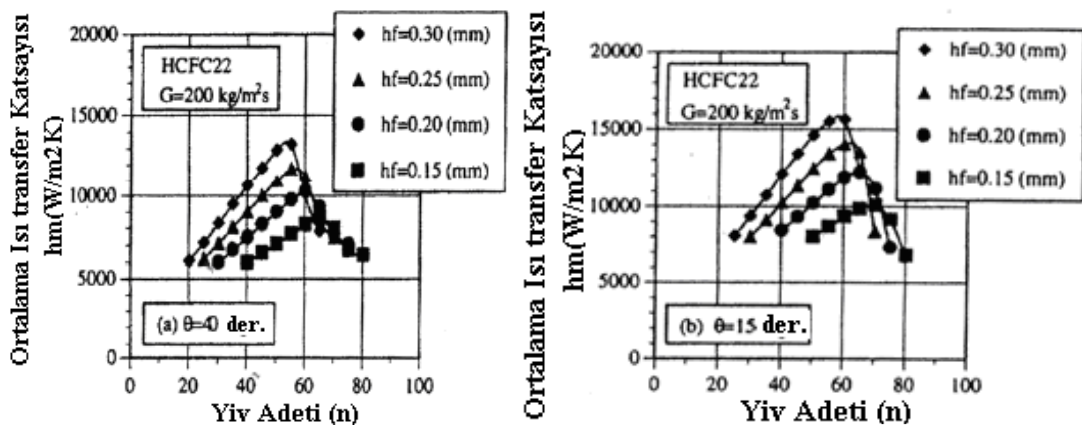
Schlager vd. (1989a,b) ısı transfer faktörünün artmasının boru çapının artmasıyla sağlanacağını belirtmiş, Hori ve Shinohara (1991), bulunan bu değerleri hem düz boruda hem de yivli boruda onaylamıştır. Boru çapı 7mm ile 4mm arasında, toplam ısı transferinin azalmasının %60 dan %80 çıktığı belirtilmiştir.

Buna karşılık Chiang (1993), çalışmasında küçük çaplarda ısı transfer katsayısının arttığını, Dobson and Chato (1998), düz boruda kondenzasyonda ısı transfer katsayısının 9 mm den 3 mm ye geçildiği zaman yükseldiğini raporlamışlardır. Bu fark göz önünde bulundurularak boru çapı değişimi nedeniyle oluşabilecek olan ısı transferindeki değişim net değildir.



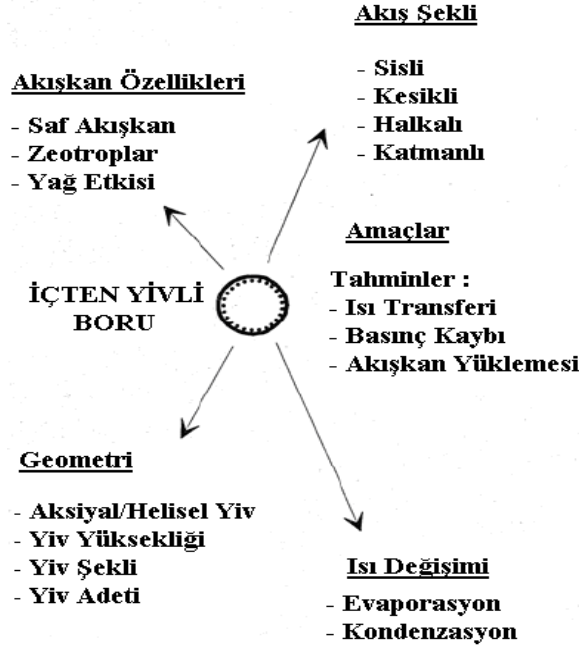
Şekil 4.13 Ortalama ısı transfer katsayısının boru çapına göre değişimi (Shikazono et al. 1998).

4.3.5 Yiv Sayısının Etkisi



Şekil 4.14 Yiv sayısının ısı transfer katsayısına etkisi

Çalışmalardan da görüldüğü gibi İçten yivli borularda boru çapına göre belirli açılarda belirli yiv adetleri kullanılabilir. Boru çapının artması ile birlikte yiv adeti de artabilmekte fakat belirli bir sınırdan sonra oluşan yüzey gerilmeleri ve film kalınlıkları nedeniyle ısı transfer katsayılarını düşürmektedirler.



Şekil 4.15 Yivli boru performansını etkileyen faktörler (Newell and Shah (2001))

Çizelge 4.2 Yivli boru geometriksel özelliklerinin soğutucu akışkan yüklemesi, basınç kaybı faktörü ve ısı transfer katsayısı faktörü üzerine etkisi

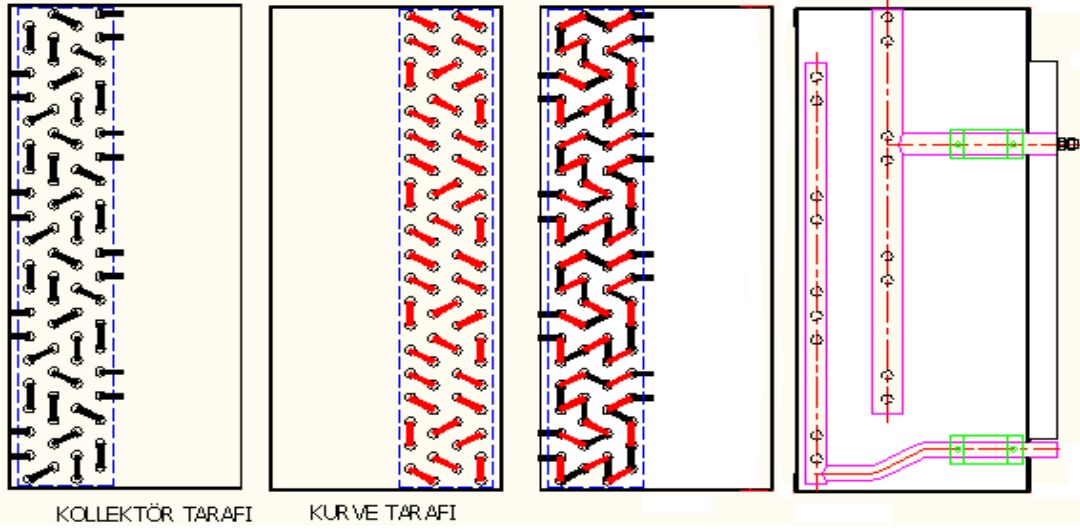
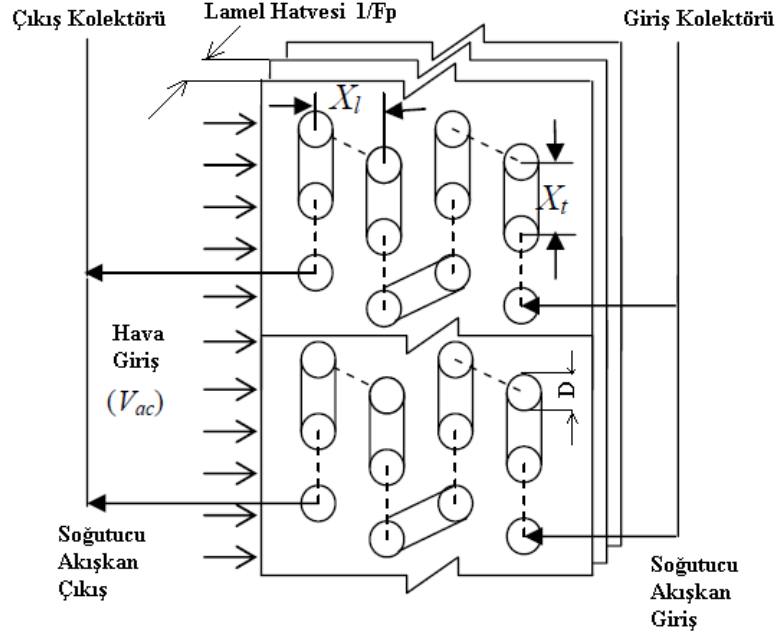
Geometrik Etki	Soğutucu Akışkan Yüklemesi	Basınç Kaybı Faktörü	Isı Transfer Artış Faktörü
Helix açısı	Yiv yüksekliği 0,2mm den düşük olan borularda 0-18° arasında ihmal edilebilir düzeydedir.	Helix açısı 20° nin üzerinde ise Helix açısının artması basınç kaybı faktörünü de artırmaktadır.	Genellikle küçük 0-20° ve büyük (90°) helix açılarında bu faktör fazladır.
Yiv Yüksekliği	Kondenzasyon boşluk oranı düz boruya göre %5 daha düşüktür.	Yiv yüksekliğinin 0,2 mm'den düşük olduğu durumda bu faktör düşüktür.0,2mm'nin üzerinde olduğu durumda önemli ölçüde yükseltmektedir.	Öncelikli etkisi yüzel alanının artması sonucunda bu faktörün artmasıdır.
Apex Açısı	Çok iyi bilinmemekle birlikte ihmal edilebilir düzeydedir.	35-60° arasında nispeten az hissedilmektedir.	Optimum aralığı 35-60° arasındadır. Fakat en yüksek 40-45° arasındadır.
Yiv Adeti	Çok iyi bilinmemekle birlikte ihmal edilebilir düzeydedir.	4-12 mm çaplı borularda nispeten az hissedilmekte ve genellikle 40 ila 70 adet kullanılmaktadır.	Belirli adetlerden sonra ısı transfer katsayısını düşürmektedir.

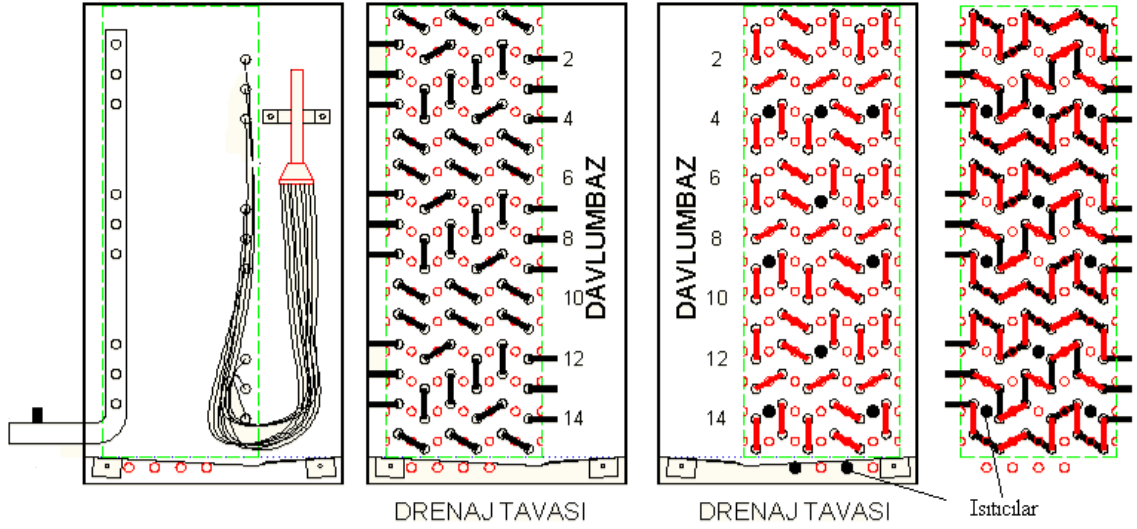
Boru apı	4mm ve 100mm çapları arasında boru içerisindeki soğutucu akışkanlar için duşktr.	4-12 mm çaplı borularda nispeten az hissedilmektedir.	Raporlar 7mm den duşk çaplı borular için çelişkilidir. 7-12 mm arası borularda hissedilmez.
-----------	------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------------------------------------

Genelde optimum ısı transferi yükselmesi aşağıda verilmiş olan aralıklarda meydana gelmektedir: $15^\circ < \beta < 30^\circ$, $\gamma = 40^\circ$, $0.15\text{mm} < e < 0.25\text{mm}$, and $40 < n < 70$ yiv adeti.
(Verhandlung chapter2)

5. DÜZ BAKIR BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN HAVA ve SOĞUTUCU AKIŞKAN TARAFLI ISI TRANSFER KATSAYILARININ ve BASINÇ KAYIPLARININ TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

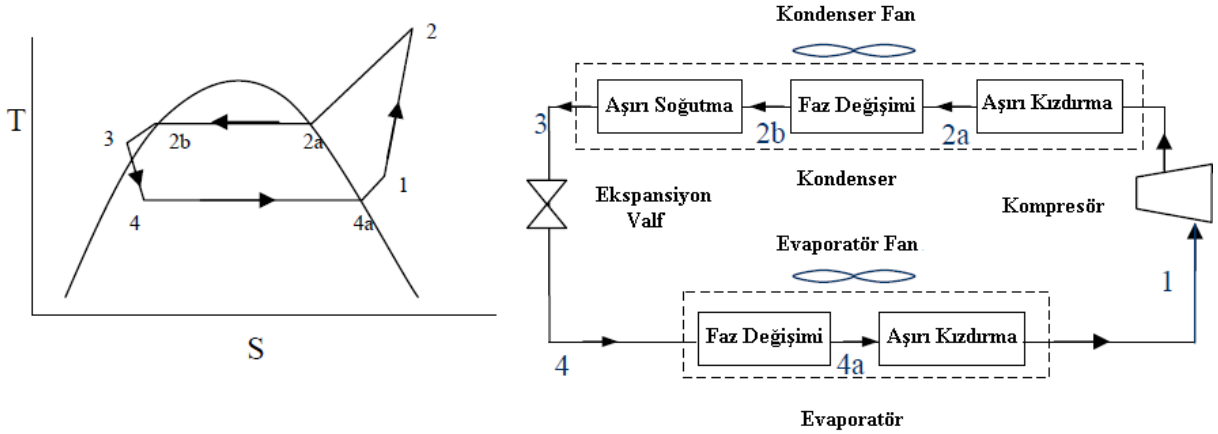
Kondenserde ısı transferi çapraz akışta düz lamel ve boru tarafında Wright tarafından incelenmiştir. Soğutucu akışkan boruların içerisinden akarken bir fan vasıtasıyla hava lameller arasından ve boruların üzerinden akmaya zorlanmaktadır. Örnek bir ısı değiştirici şematik resmi aşağıda geometrik özellikleri ile birlikte verilmiştir.





Şekil 5.1 Örnek evaporatör ve kondenser bataryalarının devre şemaları

Kompresörde basınçlandırılan ve sıcaklığı artan soğutucu gaz, genellikle kondensere kızdırılmış olarak girer ve kondenserden aşırı soğumuş olarak çıkar. Kondenserde bu nedenle üç bölge oluşmaktadır. Bunlar, kızdırma bölgesi, faz değişimi bölgesi ve aşırı soğuma bölgesidir.



Şekil 5.2 Bir soğutma çevrimi T-S diyagramı ve çevrim üzerinde soğutma çevrimi elamanlarının gösterimi

5.1 ϵ - NTU Yöntemi

Akışkan kızdırma ve aşırı soğutma bölgelerinde tek fazlıdır. Fakat kondenser bölgesinde iki fazlı olarak hareket etmektedir. Belirtilen bölgeler için birim akışkan kütleinde ısı kapasiteler aşağıdaki formüllerle hesaplanabilmektedir.

$$q_{\text{Kond. Kız.}} = h_2 - h_{2a}, \quad q_{\text{Kond. Faz Değ.}} = h_{2a} - h_{2b}, \quad q_{\text{Kond. Aş. Soğ.}} = h_{2b} - h_3 \quad (5.1)$$

Isı değiştiricide hava tarafı efektif kütlesel akılar, o bölgedeki boru uzunluklarıyla ilişkilidir ve her bir bölge için kütlesel akılar denklem 5.2 de verilmiştir.

$$\dot{m}_{h, Kızd.} = \frac{L_{Kızd.}}{L_{Toplam}} \dot{m}_{h, Toplam}, \quad \dot{m}_{h, Faz Değ.} = \frac{L_{Kond.}}{L_{Toplam}} \dot{m}_{h, Toplam}, \quad \dot{m}_{h, Aş. Soğ.} = \frac{L_{Aş. Soğ.}}{L_{Toplam}} \dot{m}_{h, Toplam} \quad (5.2)$$

İncorpera ve Dewitt (1996), tarafından tanımlanan ısı değiştiricileri için toplam ısı transferi, ısı değiştirici etkenliği (ε), minimum ısıl kapasite (C_{min}) (hava tarafı veya soğutucu akışkan tarafı) ve ısı değiştirici girişindeki minimum ve maksimum sıcaklık farkının çarpımıdır.

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{min} (T_{sıc. gir.} - T_{soğ. gir.}) \quad (5.3)$$

Isı transfer etkenliği, gerçekleşen ısı transferi ile gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi arasındaki orandır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{Mak.}} \quad (5.4)$$

Akış şekline bağlı olarak etkenlik değeri, NTU (Number of Transfer Units) sayısı ile ilişkilidir.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (5.5)$$

Formülde, U, toplam ısı transfer katsayısını, A, toplam ısı transfer alanını temsil etmektedir.

Kirlenme faktörü, borunun ısıl dirençleri ve iç yüzey genişmeleri ihmal edilirse, UA aşağıda belirtilen bağıntı yardımıyla hesaplanabilir:

$$UA = \left(\frac{1}{\eta_{s,h} \bar{h}_h A_h} + \frac{1}{\bar{h}_{s,a} A_{s,a}} \right)^{-1} \quad (5.6)$$

Formülde $\eta_{s,h}$, hava tarafı yüzey etkenliği, h_h , $h_{s,a}$, ortalama hava tarafı ve soğutucu akışkan tarafı taşınım ısı transferi katsayıları, A_h , $A_{s,a}$, hava tarafı ve soğutucu akışkan tarafı ısı transferi alanlarını temsil etmektedir. UA, bütün bölgeler için ayrı ayrı bulunduğundan sonra toplanarak toplam UA bulunur.

Faz değişiminin yaşandığı kondenser bölgesinde ısıl kapasiteler oranı C_r ,

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{mak}} \quad (5.7)$$

Eğer maksimum ısıl kapasite sonsuza giderse ısıl kapasiteler oranı Sıfır'a gider. Böylelikle aşağıda belirtilen bağıntı kullanılır:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (5.8)$$

Çapraz akışlı bir ısı değiştiricisinde her iki akışkanında karışım olmaması durumunda, kızdırma ve aşırı soğutma bölgelerinde aşağıdaki bağıntı İncorpera ve Dewitt (1996) tarafından verilmiştir:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \left[\exp(-C_r (NTU)^{0.78}) - 1 \right] \right\} \quad (5.9)$$

Sıra sayısı 4 sıradan yüksek olan çapraz akışlı ve 2 akışkanlı da saf olan ısı değiştiricilerinde ε -NTU ilişkisi aşağıdaki bağıntılarla gösterilmiş ESDU (1991) tarafından denenmiştir.

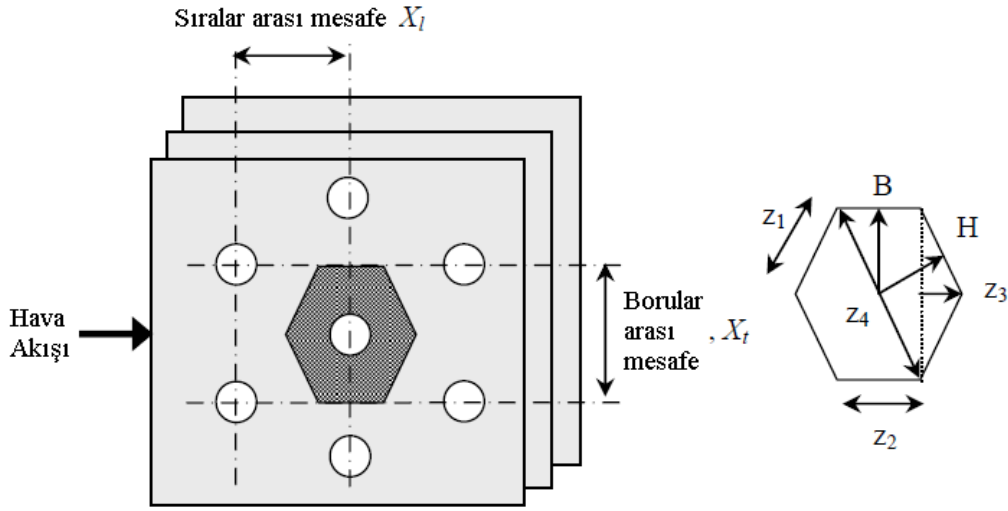
Çizelge 5.1 İki saf akışkan arasındaki ε -NTU ilişkisi (ESDU 1991)

Sıra Sayısı	C_{\min} Akışkan	Bağıntı
1	Hava	$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left[1 - e^{-C_r(1-e^{-NTU})} \right]$
	Boru	$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{(1-e^{-NTU \cdot C_r})}{C_r}}$
2	Hava	$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left[1 - e^{-2KC_r} (1 + C_r K^2) \right] \quad (K = 1 - e^{-NTU/2})$
	Boru	$\varepsilon = 1 - e^{-2K/C_r} \left(1 + \frac{K^2}{C_r} \right) \quad (K = 1 - e^{-NTU \cdot C_r/2})$
3	Hava	$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left[1 - e^{-3KC_r} \left(1 + C_r K^2 (3 - K) + \frac{3C_r^2 K^4}{2} \right) \right] \quad (K = 1 - e^{-NTU/3})$
	Boru	$\varepsilon = 1 - e^{-3K/C_r} \left(1 + \frac{K^2 (3 - K)}{C_r} + \frac{3K^4}{2C_r^2} \right) \quad (K = 1 - e^{-NTU \cdot C_r/3})$
4	Hava	$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left[1 - e^{-4KC_r} \left(1 + C_r K^2 (6 - 4K + K^2) + 4C_r^2 K^4 (2 - K) + \frac{8C_r^3 K^6}{3} \right) \right] \quad (K = 1 - e^{-NTU/4})$
	Boru	$\varepsilon = 1 - e^{-4K/C_r} \left(1 + \frac{K^2 (6 - 4K + K^2)}{C_r} + \frac{4K^4 (2 - K)}{C_r^2} + \frac{8K^6}{3C_r^3} \right) \quad (K = 1 - e^{-NTU \cdot C_r/4})$
∞		$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \left[\exp(-C_r (NTU)^{0.78}) - 1 \right] \right\}$

5.2 Hava Tarafı Yüzey Etkenliğinin İncelenmesi

5.2.1 Düz Lamelde Hava Tarafı Yüzey Etkenliğini İncelenmesi

Kanatlı borulu tip ısı değiştirici için toplam hava tarafı yüzey etkenliğinin bulunabilmesi için başta 1 boru etrafındaki lamelin yüzey etkenliğinin belirlenmesi gerekmektedir. Sıra sayısı 1 den fazla şaşırtmalı dizilimli düz lamelli-borulu ısı değiştirici için aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi lameller simetrik olarak altıgen parçalara ayrılmıştır.



Şekil 5.3 Bir çapraz dizilimli lamel örneği ve borular arasındaki mesafeler

Hava tarafı yüzey etkenliği İncorpera ve Dewitt (1996) tarafından aşağıdaki bağıntıyla belirtilmektedir:

$$\eta_{s,h} = 1 - \frac{A_{\text{Lamel}}}{A_{\text{Toplam}}} (1 - \eta_{\text{Lamel}}) \quad (5.10)$$

Formülde A_{Lamel} , lamel alanı, A_{Toplam} , toplam hava tarafı ısı transfer alanı (boruların ve lamelin yüze alanı toplamı), η_{Lamel} , dairesel lamelin yüzey etkenliğidir.

Lamel yüzey etkenliği İncorpera ve Dewitt (1996) tarafında aşağıdaki bağıntı ile belirtilmiştir:

$$\eta_{\text{Lamel}} = \frac{\tanh(m_{es} R \phi)}{m_{es} R \phi} \quad (5.11)$$

Formülde R, dairesel lamelin yarı çapı, m_{es} , artırılmış yüzey parametresi, ϕ ise dairesel lamel için lamel etkinlik değerini temsil etmektedir.

Artırılmış yüzey parametresi, lamel uzunluğunun, lamel kalınlığından çok fazla olduğu durumda kullanılmaktadır ve

$$m_{es} = \left(\frac{2\bar{h}_h}{k_h t_{\text{Lam}}} \right)^{1/2} \quad (5.12)$$

formülü ile belirtilmiştir. Formüldeki k_h , hava tarafı ısı iletim katsayısını, t_{Lam} , lamel kalınlığını temsil etmektedir.

Schmith (1945) hesaplamalarda altıgen şeklindeki lamelin, dairesel lamel gibi kullanılabilmesi için eş değer çap bağıntısı ortaya koymuş ve Wright(2000) ve Aspelund (2001) tarafından bu formül uygulanmıştır. Eş değer çap bağıntısı aşağıda belirtilmiştir:

$$\frac{R_e}{r_{Boru}} = 1.27\psi(\beta - 0.3)^{1/2} \quad (5.13)$$

Formülde r_{boru} , boru dış çapını temsil etmektedir. Ψ ve β aşağıdaki formüllerle tanımlanmıştır:

$$\psi = \frac{B}{r_{Boru}} \quad (5.14)$$

$$\beta = \frac{H}{B} \quad (5.15)$$

$$B = X_t \text{ Eğer } X_t < X_t / 2, \text{ Aksi Taktirde } B = X_t / 2 \quad (5.16)$$

$$H = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{X_t}{2}\right)^2 + X_t^2} \quad (5.17)$$

Zeller ve Grewe (1994), Schmith'in yaptığı eşdeğer çap çalışmasını gerçek verilerle kıyaslayarak geliştirmiş ve $\beta > 1$ durumunda yakın sonuçlar vermektedir.

Zeller ve Grewe (1994) tarafından aşağıda verilen eş değer çap formülü Schmith'in formülünde verilen sınırlardan bağımsızdır.

$$\frac{R_e}{r_{Boru}} = \frac{P_{Altgen}}{2\pi r_{Boru}} \quad (5.18)$$

Formülde verilen P_{Altgen} , altıgen lamel parametresini temsil etmektedir.

$$P_{Altgen} = 4z_1 + 2z_2 \quad (5.19)$$

$$z_2^2 + (2B)^2 = z_4^2 \quad (5.20)$$

$$\left(\frac{z_1}{2}\right)^2 + H^2 = \left(\frac{z_4}{2}\right)^2 \quad (5.21)$$

$$H^2 + \left(\frac{z_1}{2}\right)^2 = (z_3 + z_2 / 2)^2 \quad (5.22)$$

$$z_1^2 = z_3^2 + B^2 \quad (5.23)$$

Wright ve Aspelund tarafından kullanılan lamel etkenlik parametresi;

$$\phi = \left(\frac{R_e}{r_{\text{Boru}}} - 1 \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_e}{r_{\text{Boru}}} \right) \right) \quad (5.24)$$

Bunun yanında Hong ve Webb (1996) lamel etkenlik değerini daha doğru sonuçlar veren aşağıdaki formüle göre değiştirmiştir:

$$\eta_{\text{Lamel}} = \frac{\tanh(m_{es} R_e \phi)}{m_{es} R_e \phi} \cos(0.1 m_{es} R_e \phi) \quad (5.25)$$

5.2.2 Dalgalı-Kaburgalı Lamelde Hava Tarafı Yüzey Etkenliğinin İncelenmesi

Perrotin ve Clodic (2003) tarafından dalgalı lamelin etkenlik değerinin düz lamele göre % 5 fazla olduğu belirlenmiştir. Bu fark dalgalı lamelin yüzey alanının düz lamele göre daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Literatürde dalgalı lamelin yüzey etkenliğini belirlemek için özel bir formülasyon bulunmamaktadır. Genelde Zeller ve Grewe (1994) vermiş olduğu bağlantı dalgalı lamel için de kullanılmaktadır.

5.3 Soğutucu Akışkan Tarafı Isı Transferi Bağlıları:

5.3.1 Yoğuşmada Isı Transferi Bağlıları

Tek fazlı akışta (kızgınlık ve aşırı soğutma bölgelerinde) Kays ve London (1984) tarafından ısı transferi katsayısı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$St Pr^{2/3} = a_{st} Re_{D_i}^{b_{st}} \quad (5.26)$$

Formüldeki a_{st} ve b_{st} aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

Laminar Akış	$Re_{D_i} < 3,500$	$a_{st} = 1.10647,$	$b_{st} = -0.78992$
Geçiş Bölgesi	$3,500 \leq Re_{D_i} \leq 6,000$	$a_{st} = 3.5194 \times 10^{-7},$	$b_{st} = 1.03804$
Türbülanslı Akış	$6,000 < Re_{D_i}$	$a_{st} = 0.2243,$	$b_{st} = -0.385$

$$St = \frac{Nu_D}{Re_{D_i} Pr} = \frac{\bar{h}_{s,a,SP}}{Gc_p} \quad (5.27)$$

Formülde G, toplam kütle hız, S_t Stanton Numarası, Nu_D Nusselt numarası, Re_{D_i} , iç çapa göre değişen Reynold numarası, $h_{s,a,SP}$ soğutucu akışkan tarafı tek faz ısı taşınım katsayısıdır.

Kondenserin iki fazlı bölümünde Shah (1979) bağlantısı, Wright'ın modelini kullanarak çıkartılmıştır. Fakat Cavallini vd. (2001) Shah'ın modelindeki örnek olarak yüksek basınçlı soğutucu gazlar kullanıldığı zaman oluşan bazı uyumsuzlukları ortaya koymuştur.

Cavallini vd. (2002) kendi modellerini, saf ve yeni HFC gazlarında ısı transferi katsayısını ve basınç kaybını bulmak için geliştirmişlerdir. Bunun yanında Cavallini vd.(2002) modeli akış rejimini de göz önünde bulundurarak ortaya konmuştur. (Halkalı akış, Katmanlı-Dalgalı/ Geçiş Akış, Slug Akış.)

Soğutucu Akışkan Rejim karakteristikleri aşağıda verilmiştir.

Çizelge 5.2 Akış rejimini göre karakteristik değerleri

Akış Şekli	J_G	X_{tt}
Halka Akış	≥ 2.5	-
Halkalı-Katmanlı Akış Geçiş Bölgesi	< 2.5	< 1.6
$G < G_{\text{tr}}$ Katmanlı-Dalgalı	< 2.5	> 1.6
$G > G_{\text{tr}}$ Slug Akış		

Yukarıda verilen formüllerde J_G boyutsuz gaz fazı kütleli hızını, G , kütleli hızı, x kuruluk derecesini, ρ_G , gaz fazı yoğunluğunu, ρ_L , sıvı fazı yoğunluğunu ve g yer çekimini temsil etmektedir.

$$J_G = \frac{xG}{\left[gD_i \rho_G (\rho_L - \rho_G) \right]^{0.5}} \quad (5.28)$$

X_{tt} Martinelli parametresidir ve formülü aşağıdadır:

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.1} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \left[(1-x)/x \right]^{0.9} \quad (5.29)$$

Formülde verilen μ_L ve μ_G sıvı ve gaz fazı viskoziteleri temsil etmektedir.

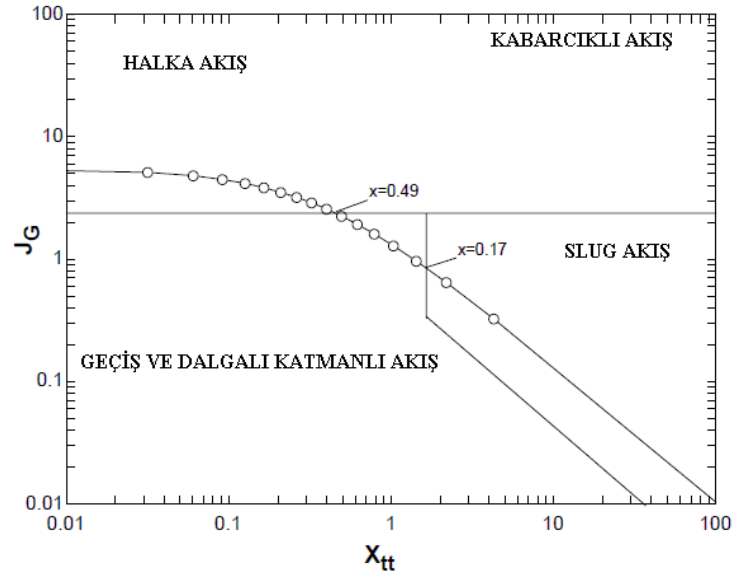
G_{tr} Wallis(1977) tarafından verilen geçiş akış oranıdır ve aşağıda formülü verilmiştir:

$$G_{\text{tr}} = (0.54 - 0.06E_o^2 - 1.05E_o) \rho_L (gD_i)^{0.5} \quad (5.30)$$

Formülde verilen E_o , Eötvös numarasıdır ve formülü aşağıda verilmiştir:

$$E_o = \frac{4\sigma}{\left[(\rho_L - \rho_G) gD_i^2 \right]} \quad (5.31)$$

Formülde verilen σ sıvı fazı yüzey gerilmesidir.



Şekil 5.4 İki fazlı akış düzeni

Cavallini tarafından kullanılan ısı transfer modelleri aşağıda tablo halinde sunulmuştur:

Çizelge 5.3 Cavallini tarafından kullanılan ısı transferi formülleri (Cavallini v.d. (2002))

Bağıntı		(5.32)
$h_{TP} = \rho_L c_{pL} (\tau / \rho_L)^{0.5} / T^+$		(5.33)
$T^+ = \delta^+ Pr_L$	$\delta^+ \leq 5$	(5.34)
$T^+ = 5 \left\{ Pr_L + \ln \left[1 + Pr_L \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right] \right\}$	$5 < \delta^+ < 30$	(5.35)
$T^+ = 5 \left\{ Pr_L + \ln(1 + 5 Pr_L) + 0.495 \ln \left(\frac{\delta^+}{30} \right) \right\}$	$\delta^+ \geq 30$	(5.36)
$Re_{Di} = \frac{4 \dot{m}_L}{\pi D_i \mu_L} = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_L}$		(5.37)
$\delta^+ = \left(\frac{Re_{Di}}{2} \right)^{0.5}$	for $Re_{Di} \leq 1145$	(5.38)
$\delta^+ = 0.0504 Re_{Di}^{7/8}$	for $Re_{Di} \leq 1145$	(5.39)
$\tau = \left(\frac{dp}{dz} \right)_f \frac{D_i}{4}$		(5.40)

$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \Phi_{LO}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,LO} = \frac{\Phi_{LO}^2 f'_{LO} G^2}{D_i \rho_L}$	(5.41)
$\Phi_{LO}^2 = E_{cav} + \frac{1.262 F_{cav} \cdot H_{cav}}{We^{0.1458}}$	(5.42)
$E_{cav} = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_L f'_{GO}}{\rho_G f'_{LO}}\right)$	(5.43)
$F_{cav} = x^{0.6978}$	(5.44)

Çizelge 5.4 Denenmiş halka akış modeli formülleri ($J_G > 2,5$) Cavallini v.d. (2002)

$H_{cav} = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0.3278} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{-1.181} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{3.477}$	(5.45)
$We = \frac{G^2 D_i}{\rho_G \sigma_L}$	(5.46)
$f'_{LO} = 0.046 \left[\frac{GD_i}{\mu_L}\right]^{-0.2} \quad GD_i / \mu_G > 2000$	(5.47)
$f'_{LO} = 16 / \left[\frac{GD_i}{\mu_L}\right] \quad GD_i / \mu_G \leq 2000$	(5.48)
$f'_{GO} = 0.046 \left[\frac{GD_i}{\mu_G}\right]^{-0.2} \quad GD_i / \mu_G > 2000$	(5.49)
$f'_{GO} = 16 / \left[\frac{GD_i}{\mu_G}\right] \quad GD_i / \mu_G \leq 2000$	(5.50)

Formüllerde verilen h_{TF} , iki fazlı akış için ısı taşınım katsayısı, Pr_L , sıvı fazı Prandtl sayısı

$$Pr_L = \frac{\mu_L c_{pL}}{k_L} \quad (5.51)$$

τ boru duvarı kesme gerilmesi, We , Weber numarası, Φ_{LO}^2 iki fazlı akış sürtünme çarpanı, f'_{LO} , boru içerisinden sadece likit fazı aktığında sürtünme katsayısı, f'_{GO} , boru içerisinden sadece gaz fazı akarsa sürtünme katsayısını temsil etmektedir.

$J_G < 2,5$, $X_{tt} > 1,6$ olduğu zaman akış halkalı-katmanlı geçiş bölgesine girer. Bu durumda ısı transfer katsayısı halkalı akışta oluşan ısı transfer katsayısı ile katmanlı akışta oluşan ısı transfer katsayısı arasında yapılacak lineer bir interpolasyonla bulunabilir.

$J_G = 2,5$ olduğunda G , aşağıdaki formülle hesaplanabilir.

$$G_{JG=2.5} = 2.5 \left[g D_i \rho_G (\rho_L - \rho_G) \right]^{0.5} / x \quad (5.52)$$

Geçiş bölgesindeki ısı transfer katsayısı aşağıdaki tabloya göre hesaplanabilir.
(Cavallini 2002)

Çizelge 5.5 Cavallini v.d. (2002) Halkalı akış- katmanlı akış geçiş bölgesi ve katmanlı akışta
($J_G < 2,5$, $X_{tt} < 1,6$) Uygulanan formüller

Bağıntı	
$h_{TP,trans} = (h_{TP,m,JG=2.5} - h_{TP,stat}) \left(\frac{J_G}{2.5} \right) + h_{TP,stat}$	(5.52)
$h_{TP,stat} = 0.725 \left\{ 1 + 0.82 \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0.268} \right\}^{-1} \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_G) g h_{fg}}{\mu_L D_i \Delta T} \right]^{0.25} + \alpha_L \left(1 - \frac{\theta}{\pi} \right)$	(5.53)
$\alpha_L = \alpha_{LO} (1-x)^{0.8}$	(5.54)
$\alpha_{LO} = 0.023 \text{Re}_{LO}^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \left(\frac{k_L}{D_i} \right) = \left(\frac{G D_i}{\mu_L} \right)^{0.8} \left(\frac{c_{pL} \mu_L}{k_L} \right)^{0.4} \left(\frac{k_L}{D_i} \right)$	(5.55)
$1 - \frac{\theta}{\pi} = \frac{[\arccos(2\varepsilon_z - 1)]}{\pi}$	(5.56)
$\varepsilon_{v,z} = \frac{x}{\left[x + (1-x) \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.66} \right]}$ (Zivi void fraction)	(5.57)

ΔT , soğutucu akışkan ile boru duvarı arasındaki sıcaklık farkı doymuş durumda aşağıdaki formülle hesaplanabilir:

$$\Delta T = \frac{Q_{2a2b}}{(\pi D_o L_{2a2b}) h_{2a2b}} \quad (5.58)$$

Çizelge 5.6 Cavallini v.d. (2002) Katmanlı-Slug geçiş ve slug akışta ($J_G < 2,5$, $X_{tt} > 1,6$)
uygulanan formüller

Bağıntı	
$h_{TP} = h_{TP,trans}$ Bağıntı (5.52 - 5.57) $G < G_W$	
$h_{TP} = h_{TP,slug} = \alpha_L \left\{ 1 + 2.87 \left[x^{0.9} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.1} \right]^{1.44} \right\}$ $G > G_W$	(5.59)

5.3.2 Buharlaşmada Isı Transferi Bağlıları

5.3.2.1 Tek Faz Sıvı Akış Bölgesi

Tek faz sıvı bölgesindeki ısı transferi katsayısı aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanabilir:

$$\left(\frac{L}{D_i}\right) > 50, Re_{Di} < 2000;$$

$$\frac{h_c d_i}{k_\ell} = 0.17 \left(\frac{d_i G}{\mu_\ell}\right)^{.33} \left(\frac{\mu_\ell}{k_\ell}\right)^{.43} \left(\frac{Pr_\ell}{Pr_w}\right)^{.25} \left(\frac{d_i^3 \rho_\ell^2 g \beta \Delta T}{\mu_\ell^2}\right)^{.1} \quad (5.60)$$

Türbülanslı Akış Bölgesinde ($Re_{Di} > 10.000$)

$$\frac{h_c d_i}{k_\ell} = 0.023 \left(\frac{d_i G}{\mu_\ell}\right)^{.8} \left(\frac{c_p \mu_\ell}{k_\ell}\right)^{1/3} \quad (5.61)$$

$10.000 > Re_{Di} > 2000$ durumunda oluşacak ısı transferi değeri, iki akış için bulunan ısı transferi değerleri arasında interpolasyon yapılarak bulunabilir.

5.3.2.2 Kaynama Bölgesi

Kaynama bölgesi, aşırı soğuma bölgesi, doyma bölgesi ve iki fazlı akış bölgesi olarak 3'e ayrılabilir. Chen bağıntısında doymuş ve iki fazlı akış bölgesini birleştirmiş ve aynı formülde kaynama bölgesindeki ısı transfer katsayısını, ısı taşınım katsayısı ve Chen faktörü ile çarpılmış olan çekirdekli kaynama ısı transfer katsayısının toplamı olarak ifade etmiştir.

$$h_b = s h_{nb} + h_{cb} \quad (5.62)$$

Formülde verilmiş olan h_b buharlaşma ısı transferi katsayısı, h_{nb} , çekirdekli kaynama ısı transfer katsayısı, h_{cb} , konveksiyon ısı transferi katsayısı, s , Chen süpresyon faktörüdür.

Isı taşınım katsayısı Martinelli parametresinin (X_{tt}) bir fonksiyonudur ve aşağıda gösterilmiştir:

$$\frac{h_{cb}}{h_c} = f(x_{tt}) = F_{ch} \quad (5.63)$$

$$F_{ch} = 2.35 \left[\frac{1}{x_{tt}} + 0.213 \right]^{0.73} \quad (5.64)$$

$$x_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell}\right)^{0.57} \left(\frac{\mu_\ell}{\mu_v}\right)^{0.11} \quad (5.65)$$

Formülde verilmiş olan h_c likit fazı ısı transfer katsayısı (türbülanslı akış için verilen formüldeki h_c) dır.

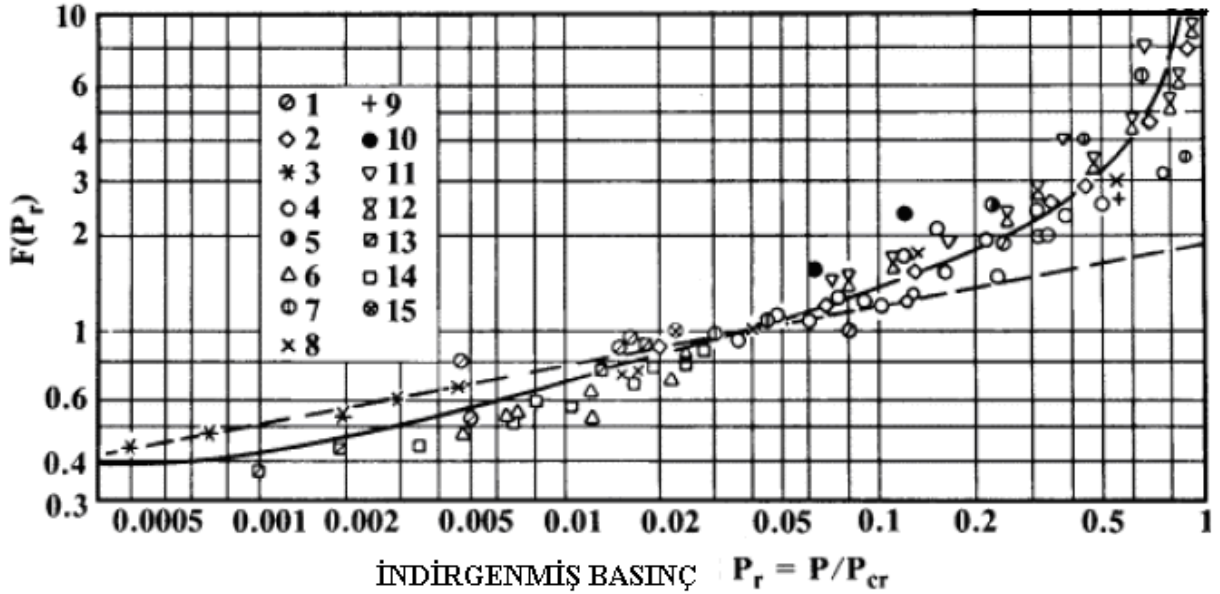
Çekirdekli kaynama için ısı transfer katsayısı, h_{cb} aşağıda verilmiştir:

$$h_{nb} = h_{nbl} F_m \quad (5.66)$$

F_m karışımlar için düzeltme katsayısı, ve h_{nbl} aşağıdaki formül yardımıyla bulunabilir,

$$h_{nbl} = 5.43(10^{-8})(\underline{P}_c)^{2.3}(\Delta T)^{2.33}[F(P)]^{3.33} \quad (5.67)$$

$F(Pr)$ aşağıdaki grafikten bulunabilir.



Şekil 5.5 Uygulama basıncının kritik basınca oranı ile $F(Pr)$ katsayısının değişimi

Chen süpresyon katsayısı aşağıdaki sıralama takip edilerek bulunabilir:

1. Sıvı fazı Reynold sayısı hesaplanır:

$$Re_\ell = d_i G / \mu_\ell \quad (5.68)$$

2. İki fazlı akış için Reynold sayısı hesaplanır:

$$Re_{tp} = Re_\ell F_{ch}^{1.25} \quad (5.69)$$

3. Chen süpresyon katsayısı hesaplanır:

$$1/[1 + 2.53(10^{-6}) Re_{tp}^{1.17}] \quad (5.70)$$

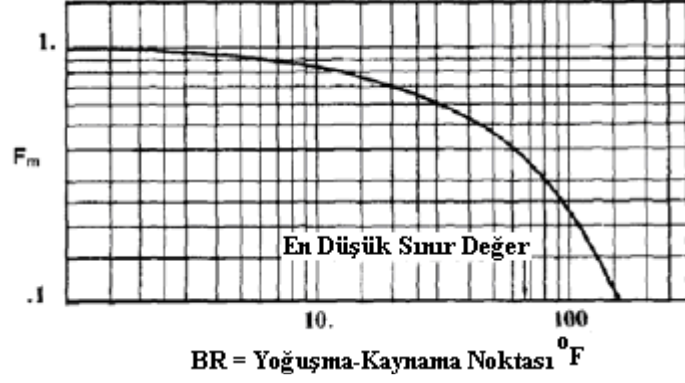
$$G_{mm} = 1.8(10^6) X_{tt} \text{ lb/hr ft}^2 \quad (5.71)$$

$$Nu = 0.106 Re^{0.64} Pr^{0.4} (\rho_b/\rho_v)^{0.5} \quad (5.72)$$

$$\rho_b = \rho_\ell / \left[x \left(\frac{\rho_\ell}{\rho_v} - 1 \right) + 1 \right] \quad (5.73)$$

$$q_{\max} = 16066(d_i/L)^{0.35}(P_c)^{0.61}(Pr)^{0.25}(1 - Pd) \quad (5.74)$$

$$F_m = \exp(-0.015 BR) \quad (5.75)$$



Şekil 5.6 Buharlaştırma sıcaklığına göre F_m katsayısı belirlemek için kullanılan grafik

5.3.3 Basınç Kaybı Bağlıları

5.3.3.1 Düz Boru Boyunca Basınç Kaybı

Tek fazlı dairesel boru içerisinde akışta soğutucu akışkan tarafı basınç kaybı aşağıda verilen standart bağıntı ile hesaplanabilir:

$$\Delta p_{s,sp} = \frac{fG^2L}{\rho} \quad (5.76)$$

Formülde verilen f , laminar akıştaki Darcy sürtünme katsayısı temsil etmektedir ve aşağıdaki formülle hesaplanır: Munson vd. (1998)

$$f = \frac{64}{Re_{D_i}} \quad (5.77)$$

Colebrook (1998) bağıntısı türbülanslı akışta kullanılabilir:

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2 \log_{10} \left[\frac{\epsilon_{pr}/D_i}{3.7} + \frac{2.51}{Re_{D_i} f^{1/2}} \right] \quad (5.78)$$

ϵ_{pr} boru pürüzlülüğünü göstermektedir ve haddeleme ile üretilmiş bakır borunun ϵ_{pr} değeri 0,000005 ft alınmıştır.

Cavallini halkalı akışta ($J_G \geq 2,5$) tabloda verilen bağıntıları önermiştir. $J_G < 2,5$ olduğunda ise Friedel (1979) formülleri yine ayrıca tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 5.7 $J_G \geq 2,5$ için Basınç kaybı bağıntıları Cavallini (2002) (Halkalı Akış)

Bağıntı	
$-\left(\frac{dp}{dz}\right) = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_f - \left(\frac{dp}{dz}\right)_m$	(5.78)
$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_m = G^2 D_i \left\{ \frac{x^2}{\rho_G \varepsilon_v} + \frac{(1-x)^2}{\rho_L (1-\varepsilon_v)} \right\} / dz$	(5.80)
$\varepsilon_v = \left(\frac{1-2\delta}{D_i} \right)^2$	(5.81)
$\delta = \frac{\delta^+ v_L}{u_\tau}$	(5.82)
$u_\tau = \left(\frac{\tau}{\rho_L} \right)^{0.5}$	(5.83)
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \Phi_{LO}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,LO} = \frac{\Phi_{LO}^2 f'_{LO} G^2}{D_i \rho_L}$	(5.84)

Formüllerde ε , boşluk oranını, v_L , sıvı fazı kinematik viskoziteyi temsil etmektedir.

Çizelge 5.8 $J_G < 2,5$ olduğunda kullanılan Friedel bağıntıları (1979)

Bağıntı	
$\Phi_{LO}^2 = A_1 + \frac{3.24 A_2}{Fr^{0.045} We^{0.035}}$	(5.85)
$A_1 = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right) \left(\frac{f'_{GO}}{f'_{LO}} \right)$	(5.86)
$A_2 = x^{0.78} (1-x)^{0.24} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.70}$	(5.87)
$Fr = \frac{G^2}{g D_i \rho_{TP}}$ (Froude Numarası)	(5.88)
$\rho_{TP} = \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right)^{-1}$ İki fazlı akış yoğunluğu	(5.89)
$We = \frac{G^2 D_i}{\rho_{TP} \sigma_L}$	(5.90)

5.3.3.2 Boru Dönüşlerinde (Firkete ve Kurvelerde) Oluşan Basınç Kaybı

Tek fazlı akışta boru dönüşlerindeki basınç kaybı, boru dönüş çapı ve akış çapına göre eş değer uzunluk bulunarak basit bir şekilde hesaplanabilir. Fakat boru dönüşlerinde iki fazlı akışta sadece sıvı fazı akışında basınç kaybı bulunur ve bir düzeltme faktörü yardımıyla iki fazlı akış basınç kaybı hesaplanabilir.

Yatay boru dönüşlerinde basınç kaybını hesaplamak için Chisolm modeli kullanılabilir. Boru dönüşlerinde kullanılan boruların yüzeyinde lamel kullanılmamıştır ve bu kısımların zorlanmış hava ile olan teması engellenmiştir. Boru dönüşlerinde oluşan ısı transferi ihmal edilmiştir.

İlk başta düz boruya karşılık gelen boru dönüşünün eş değer uzunluğu bulunmalıdır. Tek fazlı akışta boru dönüşündeki basınç kaybı aşağıdaki formülle hesaplanabilir:

$$\Delta p_{b,SP} = \frac{fG^2}{2\rho} \left[\frac{y}{D_i} \right]_e \quad (5.91)$$

90° lik boru bükümü için iki fazlı akışta basınç kaybı katsayısı Chisolm tarafından verilmiştir:

$$k_{b,90^\circ} = \left[\frac{y}{D_i} \right]_e f \quad (5.92)$$

Diğer taraftan yine 90° lik boru bükümü için basınç kaybı katsayısı aşağıda verilmiştir:

$$B_{90^\circ} = 1 + \frac{2.2}{k_{b,90^\circ} (2 + R_b / D_i)} \quad (5.93)$$

Formülde R_b , düz boru boyunu temsil etmektedir. B basınç kaybı katsayısı açının 90° den farklı olduğu durumlarda aşağıdaki şekilde formüle edilmiştir:

$$B_\theta = 1 + \left[B_{90^\circ} - 1 \right] \frac{k_{b,90^\circ}}{k_{b,\theta}} \quad (5.94)$$

B_{180° aşağıdaki formül ile hesaplanabilir:

$$B_{180^\circ} = 0.5(1 + B_{90^\circ}) \quad (5.95)$$

Chisolm iki fazlı akışta, boru dönüşlerindeki basınç kaybı çarpanını aşağıdaki şekilde belirtmiştir:

$$\Phi_{b,io}^2 = 1 + (\Gamma_b^2 - 1) \left(B_\theta x^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{(2-n)} \right) \quad (5.96)$$

Γ_b^2 boru dönüşlerinin fiziksel özellik katsayısıdır ve aşağıda formülü verilmiştir:

$$\Gamma_b^2 = \frac{\rho_L}{\rho_G} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{n_B} \quad (5.97)$$

Formülde verilen n_B , Blausius katsayısıdır ve aşağıda formülü verilmiştir.

$$n_B = \frac{\ln \left(\frac{f_{LO}}{f_{GO}} \right)}{\left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)} \quad (5.98)$$

İki fazlı akış için basınç kaybı, sadece sıvı fazlı akışta basınç kaybı ile iki fazlı akış çarpanının çarpılmasıyla bulunabilir:

$$\Delta p_{b,TP} = \Delta p_{b,LO} \Phi_{b,LO}^2 \quad (5.99)$$

5.3.4 Hava Tarafı Bağlıları

5.4.1 Düz Lamelde Hava Tarafı Bağlıları

5.4.1.1 Isı Transferi Bağlıları

Mc Quiston ve Parker (1994), şaşırtmalı dizilimli, birden fazla sıra sayısına sahip olan, düz lamelli ve düz borulu bir ısı değiştiricinin ısı taşınım katsayısını bulmak için çalışmalar yapmışlardır.

Isı transferi katsayısının aşağıda formülü verilmiş olan Colburn j faktörüne bağlı olduğunu belirtmişlerdir.

$$j = St Pr^{2/3} \quad (5.100)$$

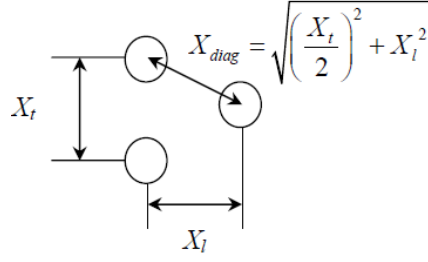
Hava tarafı ısı transfer katsayısı h_a , aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanabilir.

$$\bar{h}_a = \frac{j c_p G_{\max}}{Pr^{2/3}} \quad (5.101)$$

Formülde verilmiş olan c_p sabit basınçta özgül ısıyı, G_{\max} , minimum akış alanından geçen kütleli akışı temsil etmektedir. G_{\max} ,

$$G_{\max} = \frac{m_{\text{Hava}}}{A_{\min}} \quad (5.102)$$

Minimum serbest akış alanı, A_{\min} , geçiş yüksekliği (hatve-lamel kalınlığı) ile borular arası mesafe (X_t) yada X_{diag} çarpımına eşittir.



Şekil 5.7 Bakır boruların dizilimi ve sıralar arası mesafeler

Mc Quiston ve Parker (1994), 4 sıralı bir ısı değıştircide j faktörünü aşğıdaki şekilde tanımlamışlardır:

$$j_4 = 0.2675JP + 1.325 \times 10^{-6} \quad (5.103)$$

Formüldeki JP sayısı,

$$JP = Re_{D_o}^{-0.4} \left(\frac{A_o}{A_t} \right)^{-0.15} \quad (5.104)$$

Formülde A_t boru dış yüzey alanı, A_o toplam hava tarafı ısı transfer yüzey alanı (lamel alanı ve boru alanının toplamı) dır. Re_{D_o} boru dış çapına göre belirlenen Reynold sayısı, G_{max} maksimum ısı akışını temsil etmektedir. Alanların oranı aşğıda tanımlanmıştır:

$$\frac{A_o}{A_t} = \frac{4 X_l X_t}{\pi D_h D_{depc}} \sigma \quad (5.105)$$

D_{depc} hava akışı tarafındaki kondenser derinliğini, D_h ise hidrolik çapı temsil etmektedir. Hidrolik çap formülü aşğıda verilmiştir:

$$D_h = \frac{4A_{min} D_{depc}}{A_o} \quad (5.106)$$

σ , minimum serbest akış alanının, hava giriş kesit alanına orandır ve aşğıda gösterilmiştir:

$$\sigma = \frac{A_{min}}{A_{fr}} \quad (5.107)$$

4 ve üzeri sıra sayısına sahip olan ısı değıştircilerde j faktörü aşğıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$\frac{j_z}{j_4} = \frac{1 - 1280z Re_l^{-1.2}}{1 - (1280)(4) Re_l^{-1.2}} \quad (5.108)$$

Formülde verilen z sayısı, sıra sayısını Re_l , sıralar arası mesafeye göre verilen Reynold sayısıdır ve aşğıda tanımlanmıştır:

$$Re_l = \frac{G_{\max} X_l}{\mu_{air}} \quad (5.109)$$

5.4.1.2 Basınç Kaybı Bağlıları

Rich'e göre (1973), hava tarafı basınç kaybı 2 farklı komponentten oluşmaktadır. Bunlar, borulardan oluşan basınç kaybı $\Delta p_{borular}$, lamellerden oluşan basınç kaybı Δp_{lamel} dir. Lamellerden oluşan basınç kaybı aşağıda verilmiştir:

$$\Delta p_{Lamel} = f_{Lamel} v_{mHava} \frac{G_{\max}^2}{2} \frac{A_{Lamel}}{A_{\min}} \quad (5.110)$$

Formülde verilen f_{Lamel} , lamelin sürtünme katsayısı, v_{mHava} , havanın özgül hacmi, A_{Lamel} , lamel yüzey alanıdır.

Yapılan deneylere göre Rich, sürtünme katsayısının Reynold numarası ile bağlantılı olduğunu, fakat her inch mesafede 3 ila 14 lamel olması durumunda sürtünme katsayısının hatveden bağımsız olduğunu bulmuştur. Bu lamel aralığında Rich, lamelin sürtünme katsayısını aşağıdaki şekilde belirtmiştir:

$$f_{Lamel} = 1.7 Re_l^{-0.5} \quad (5.111)$$

Çıplak borunun yüzeyindeki basınç kaybı Zukauskas ve Ulinskas (1998), tarafından geliştirilmiştir ve aşağıda gösterilmiştir:

$$\Delta p_{Borular} = Eu \frac{G_{\max}^2}{2 \rho_{Hava}} z \quad (5.112)$$

Formülde verilen z sayısı, ısı değiştiricinin sıra sayısını, Eu sayısı ise Euler sayısını göstermektedir. Rich Euler sayısının, Reynold sayısı ve boru geometrisinin fonksiyonu olduğunu belirtmiştir. Sıra sayısı birden fazla olan şaşırtmalı dizilimde Rich aşağıdaki Euler formülünü vermiştir.

$$Eu = q_{cst} + \frac{r_{cst}}{Re_{D_o}} + \frac{s_{cst}}{Re_{D_o}^2} + \frac{t_{cst}}{Re_{D_o}^3} + \frac{u_{cst}}{Re_{D_o}^4} \quad (5.113)$$

Formülde verilmiş olan a parametresi dikey borular arası mesafenin, boru dış çapına oranıdır ve aşağıda belirtilmiştir.

$$a = \frac{X_l}{D_o} \quad (5.114)$$

Formülde verilen katsayılar ve Reynold numarası değerleri aşağıdaki tabloda sunulmuştur:

Çizelge 5.9 Zukauskas ve Ulinskas (1998), tarafından yukarıdaki formülde verilen katsayılar ve dış çapa göre Reynold numarası değerleri

a	Reynolds Number	q_{cst}	r_{cst}	s_{cst}	t_{cst}	u_{cst}
1.25	$3 < Re_{D_o} < 10^3$	0.795	0.247×10^3	0.335×10^3	-0.155×10^4	0.241×10^4
	$10^3 < Re_{D_o} < 2 \times 10^6$	0.245	0.339×10^4	-0.984×10^7	0.132×10^{11}	-0.599×10^{13}
1.5	$3 < Re_{D_o} < 10^3$	0.683	0.111×10^3	-0.973×10^2	0.426×10^3	-0.574×10^3
	$10^3 < Re_{D_o} < 2 \times 10^6$	0.203	0.248×10^4	-0.758×10^7	0.104×10^{11}	-0.482×10^{13}
2.0	$7 < Re_{D_o} < 10^2$	0.713	0.448×10^2	-0.126×10^3	-0.582×10^3	0.000
	$10^2 < Re_{D_o} < 10^4$	0.343	0.303×10^3	-0.717×10^5	0.880×10^7	-0.380×10^9
	$10^4 < Re_{D_o} < 2 \times 10^6$	0.162	0.181×10^4	-0.792×10^8	-0.165×10^{13}	0.872×10^{16}
2.5	$10^2 < Re_{D_o} < 5 \times 10^3$	0.330	0.989×10^2	-0.148×10^5	0.192×10^7	0.862×10^8
	$5 \times 10^3 < Re_{D_o} < 2 \times 10^6$	0.119	0.848×10^4	-0.507×10^8	0.251×10^{12}	-0.463×10^{15}

Şaşırtmalı dizilim geometri faktörü k_1 katsayılar için düzeltme faktörü olarak kullanılmalıdır. k_1 faktörü Reynold sayısına bağlıdır ve aşağıdaki büyüklüklere dayanmaktadır:

- Boru dış çapına,
- Yukarıda formülü verilmiş olan a parametresine,
- Aşağıda formülü verilmiş olan b parametresine.

$$b = \frac{X_f}{D_o} \quad (5.115)$$

k_1 faktörü aşağıda verilen tablodaki formüller kullanılarak bulunabilmektedir:

Çizelge 5.10 Reynold sayılarına göre k_1 faktörleri

Re_D	a/b	k_1
10^2	$1.25 < a/b < 3.5$	$k_1 = 0.93 \left(\frac{a}{b} \right)^{0.48}$
10^3	$0.5 < a/b < 3.5$	$k_1 = \left(\frac{a}{b} \right)^{-0.048}$
	$1.25 < a/b < 3.5$	$k_1 = 0.951 \left(\frac{a}{b} \right)^{0.284}$
10^4	$0.45 < a/b < 3.5$	$k_1 = 1.28 - \frac{0.708}{(a/b)} + \frac{0.55}{(a/b)^2} - \frac{0.113}{(a/b)^3}$
10^5	$0.45 < a/b < 3.5$	$k_1 = 2.016 - 1.675 \left(\frac{a}{b} \right) + 0.948 \left(\frac{a}{b} \right)^2 - 0.234 \left(\frac{a}{b} \right)^3 + 0.021 \left(\frac{a}{b} \right)^4$
10^6	$0.45 < a/b < 1.6$	

Basınç kaybı havanın ilk girdiği kısımdaki sıralarda farklı, arka sıralarda farklı olacağından ortalama sıra sayısı düzeltme faktörü C_z kullanılmalıdır ve aşağıda formülü verilmiştir:

$$C_z = \frac{1}{z} \sum_{z=1}^z c_z \quad (5.116)$$

Bununla birlikte düzeltilmiş Euler numarası formülü de aşağıda verilmiştir.

$$Eu_{Düz.} = k_1 C_z Eu. \quad (5.117)$$

Sıra sayısına göre C_z sayıları aşağıdaki tablo yardımıyla bulunabilir.

Çizelge 5.11 Sıra sayılarına göre C_z sayıları

Re_D	Z	c_z
10	< 3	$c_z = 1.065 - \frac{0.18}{z - 0.297}$
10^2	< 4	$c_z = 1.798 - \frac{3.497}{z + 1.273}$
10^3	< 3	$c_z = 1.149 - \frac{0.411}{z - 0.412}$
10^4	< 3	$c_z = 0.924 - \frac{0.269}{z + 0.143}$
$> 10^5$	< 4	$c_z = 0.62 - \frac{1.467}{z + 0.667}$
4 ten büyük sıra sayıları için , $c_z = 1$		

Düzeltilmiş Euler sayısı $Eu_{Düz}$,

$$\Delta p_{Borular} = Eu \frac{G_{max}^2}{2\rho_{Hava}} z \quad (5.118)$$

formülünde yerine konularak borulardan oluşan basınç kaybı hesaplanabilir.

Toplam basınç kaybı lamellerden oluşan basınç kaybı ve borulardan oluşan basınç kaybının toplamıdır:

$$\Delta p_{Toplam} = \Delta p_{Borular} + \Delta p_{Lamel} \quad (5.119)$$

5.4.2 Dalgalı-Kaburgalı Lamelde Hava Tarafı Bağlılıkları

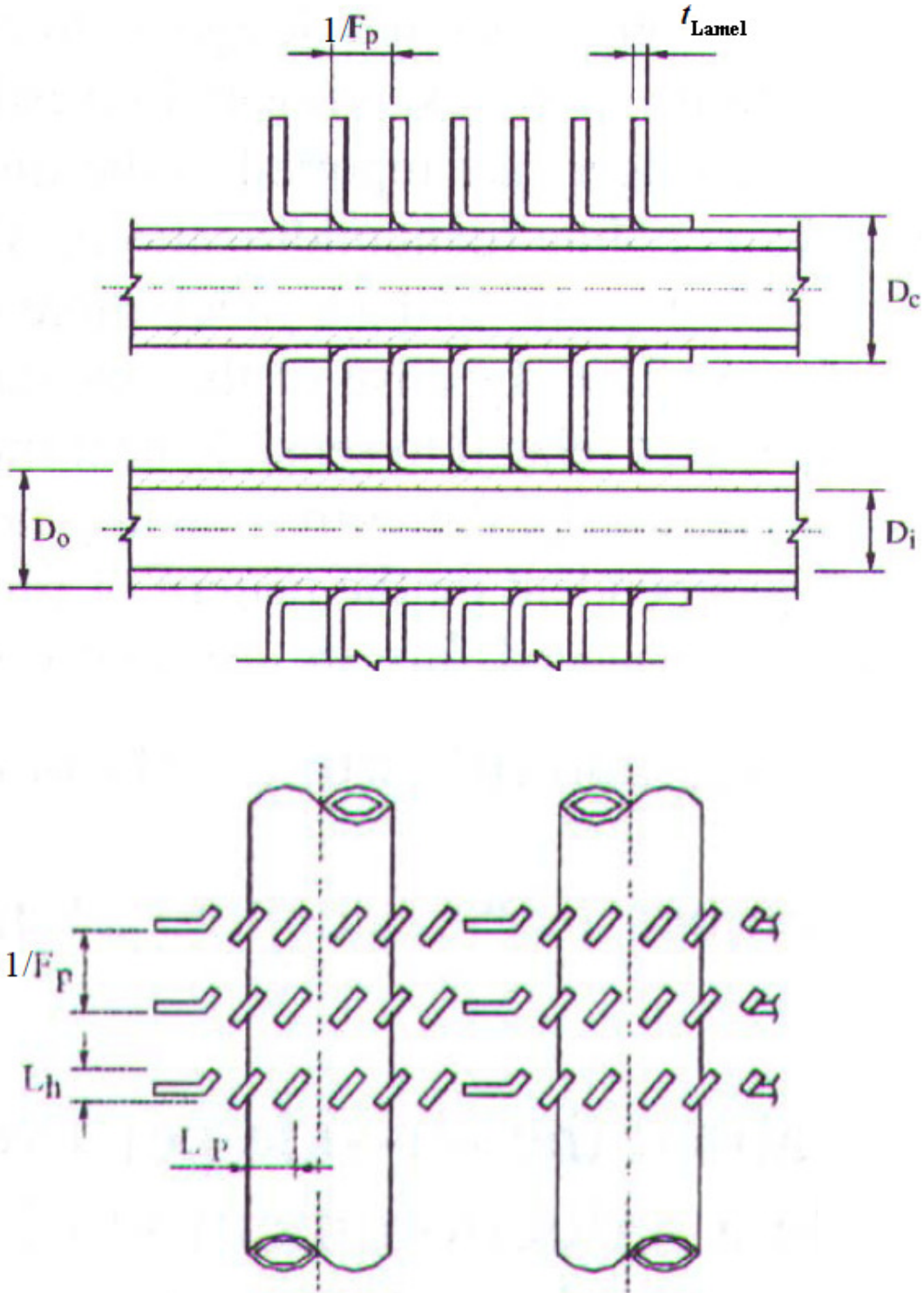
5.4.2.1 Isı Transferi Bağlılıkları

Kaburgalı lamelerde ısı transferi katsayısı korolasyonları Wang (2000) tarafından kullanılmış ve tabloda gösterilmiştir. Colburn j faktörü ile bağlantılı olan sıs transfer katsayısı formülü aşağıda verilmiştir:

$$\bar{h}_a = \frac{j c_p G_{max}}{Pr^{2/3}} \quad (5.120)$$

Formülde verilen Pr hava tarafı Prandtl sayısıdır.

Bazı kaburgalı kanatlı borulu ısı değiştiricilere ait kesitler aşağıda verilmiştir.



Şekil 5.8 Bazı kaburgalı kanatlı borulu ısı değiştiricilere ait kesitler

Şekillerde verilmiş olan D_c lamel kalınlığı eklenmiş boru çapı, t_{Lamel} , lamel kalınlığı, F_p lameller arası mesafe, F_s ise $1/F_p$ dir. L_h kaburga yüksekliği, L_p ise kaburgalar arasındaki mesafeyi temsil etmektedir.

Wang (1999b), tarafından verilen kaburgalı lamelerde ısı transfer katsayısını bulmak için kullanılan formüller aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 5.12 Wang (1999b), tarafından verilen kaburgalı lamelerde ısı transfer katsayısını bulmak için kullanılan formüller

Re_{D_c} < 1000:	
$j = 14.3117 (\text{Re}_{D_c})^{J1} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{J2} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{J3} \left(\frac{F_s}{X_l}\right)^{J4} \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{-1.724}$	(5.121)
$J1 = -0.991 - 0.1055 \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{3.1} \ln\left(\frac{L_h}{L_p}\right)$	(5.122)
$J2 = -0.7344 + 2.1059 \left(\frac{z^{0.55}}{\ln(\text{Re}_{D_c}) - 3.2}\right)$	(5.123)
$J3 = 0.08485 \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{-4.4} z^{-0.68}$	(5.124)
$J4 = -0.1741 \ln(z)$	(5.125)
Re_{D_c} ≥ 1000:	
$j = 1.1373 (\text{Re}_{D_c})^{J5} \left(\frac{F_s}{X_l}\right)^{J6} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{J7} \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{J8} z^{0.3545}$	(5.126)
$J5 = -0.6027 + 0.02593 \left(\frac{X_l}{D_{h,W}}\right)^{0.52} z^{-0.5} \ln\left(\frac{L_h}{L_p}\right)$	(5.127)
$J6 = -0.4776 + 0.40774 \left(\frac{z^{0.7}}{\ln(\text{Re}_{D_c}) - 4.4}\right)$	(5.128)
$J7 = -0.58655 \left(\frac{F_s}{D_{h,W}}\right)^{2.3} \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{-1.6} z^{-0.65}$	(5.129)
$J8 = 0.0814 (\ln(\text{Re}_{D_c}) - 3)$	(5.130)
$D_{h,W} = \frac{4A_{\min}}{L} \quad L : \text{Isı Değiştirici Derinliği}$	(5.131)
	(5.132)

5.4.2.2 Basınç Kaybı Bağlıları

Düz lamelde olduğu gibi kaburgalı lamelde de basınç kaybı iki komponentten oluşmaktadır. Bunlar borulardan oluşan basınç kaybı ve lamellerden oluşan basınç kaybıdır.

Kaburgalı lamellerde basınç kaybını hesaplamak için Wang (1999b) aşağıda tablosu verilen formülleri kullanmıştır. Zukauskas ve Ulinskas (1998) çapraz boru diziliminde basınç kaybı için çalışmasında yine bu formülleri uygulamıştır.

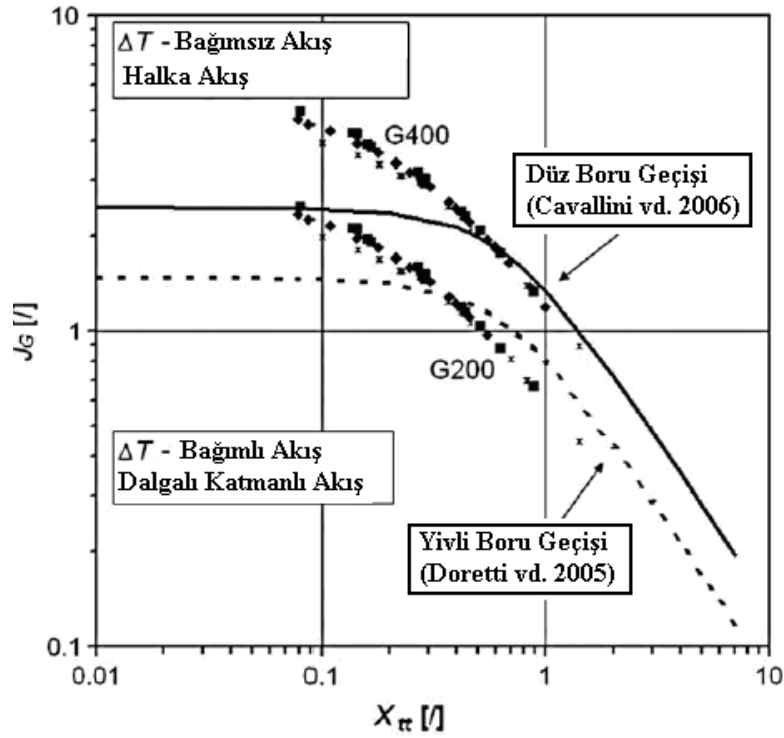
Çizelge 5.13 Wang (1999b) hava tarafı basınç kaybı bağıntıları

N=1:	
$f = 0.00317 \left(\text{Re}_{D_c} \right)^{F1} \left(\frac{F_s}{X_l} \right)^{F2} \left(\frac{D_{h,W}}{D_c} \right)^{F3} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{F4} \left(\ln \left(\frac{A_o}{A_t} \right) \right)^{-6.0483}$	(5.133)
$F1 = 0.1691 + 4.4118 \left(\frac{F_s}{X_l} \right)^{-0.3} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{-2} \left(\ln \left(\frac{X_l}{X_t} \right) \right) \left(\frac{F_s}{X_t} \right)^3$	(5.134)
$F2 = -2.6642 - 14.3809 \left(\frac{1}{\ln \text{Re}_{D_c}} \right)$	(5.135)
$F3 = -0.6816 \ln \left(\frac{F_s}{X_l} \right)$	(5.136)
$F4 = 6.4668 \left(\frac{F_s}{X_t} \right)^{1.7} \ln \left(\frac{A_o}{A_t} \right)$	(5.137)
N>1:	
$f = 0.06393 \left(\text{Re}_{D_c} \right)^{F5} \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{F6} \left(\frac{D_{h,W}}{D_c} \right)^{F7} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{F8} z^{F9} \left(\ln \left(\text{Re}_{D_c} \right) - 4.0 \right)^{-1.093}$	(5.138)
$F5 = 0.1395 - 0.0101 \left(\frac{F_s}{X_l} \right)^{0.58} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{-2} \left(\ln \left(\frac{A_o}{A_t} \right) \right) \left(\frac{X_l}{X_t} \right)^{1.9}$	(5.139)
$F6 = -6.4367 \left(\frac{1}{\ln \left(\text{Re}_{D_c} \right)} \right)$	(5.140)
$F7 = 0.07191 \ln \left(\text{Re}_{D_c} \right)$	(5.141)
$F8 = -2.0585 \left(\frac{F_s}{X_t} \right)^{1.67} \ln \left(\text{Re}_{D_c} \right)$	(5.142)
$F9 = 0.1036 \left(\ln \left(\frac{X_l}{X_t} \right) \right)$	(5.143)
$F9 = 0.1036 \left(\ln \left(\frac{X_l}{X_t} \right) \right)$	(5.144)

6. İÇTEN YİVLİ BAKIR BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SOĞUTUCU AKIŞKAN TARAFI ISI TRANSFER KATSAYILARININ ve BASINÇ KAYIPLARININ TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

6.1 Yoğuşmada Isı Transfer Bağıntıları

Cavallini vd. (2006 c), düz boruda yoğuşmadaki ısı transfer katsayısının hesaplanabilmesi için temel akış rejimlerine ayrılmış yeni bir model sunmuştur. Araştırmacılar sadece iki akışı göz önünde bulundurmushlardır. Bunlar; halka akışla ilişkili olarak ΔT bağımsız rejimi ve dalgalı ve katmanlı akışla ilişkili olarak ΔT bağımlı rejimidir. Düz borudaki bu geçişler aşağıdaki grafikte J_G ye ve X_{tt} ye bağılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 6.1 Düz borudaki akış şekilleri

$$J_G^T = \left\{ \left[\frac{7.5}{4.3X_{tt}^{1.111} + 1} \right]^{-3} + C_T^{-3} \right\}^{-0.3333} \quad (6.1)$$

C_T değeri hidrokarbonlar için 1,6, diğer soğutucu akışkanlar için ise 2,6 dır.

Doretti vd.(2005), Cavallini vd.(2006 c) yaklaşımını kendi verilerinde incelemiş ve düz boruda yakın sonuçlar elde edildiğini görmüşlerdir. Fakat yivli, borularda boyutsuz gaz hızını (J_G) aşağıdaki şekilde önermişlerdir.

$$J_G^* = 0.6 \left\{ \left[\frac{7.5}{4.3X_{tt}^{1.111} + 1} \right]^{-3} + 2.5^{-3} \right\}^{-0.3333} \quad (6.2)$$

Isı transferi hesaplamasında Cavallini vd.(2006 c) tarafından yeni bir model ortaya konmuştur. Model yiv yüksekliği ile iç çap arasındaki oranın 0,04 den küçük olduğu durumlar için geçerlidir ve aşağıda verilmiştir.

$$\alpha = \frac{q}{\pi DL} \frac{1}{\Delta T} \quad (6.2)$$

Isı transferi katsayısı iki terimin kombinasyonu olarak hesaplanmıştır. Bunlar ΔT bağımlı rejimi (α_A) ve ΔT bağımsız rejimi (α_D) dir.

$$\alpha = [\alpha_A^3 + \alpha_D^3]^{0.333} \quad (6.3)$$

$$\alpha_A = \alpha_{AS} A \cdot C \quad (6.4)$$

$$\alpha_{AS} = \alpha_{LO} \left[1 + 1.128x^{0.817} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.3685} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.2363} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{2.144} Pr_L^{-0.1} \right] \quad (6.5)$$

$$\alpha_{LO} = 0.023 \frac{\lambda_L}{D} Re_{LO}^{0.8} Pr_L^{0.4} = 0.023 \frac{\lambda_L}{D} \left(\frac{GD}{\mu_L} \right)^{0.8} Pr_L^{0.4} \quad (6.6)$$

$$A = 1 + 1.119 Fr^{-0.3821} (Rx - 1)^{0.3586} \quad (6.7)$$

$$Fr = \frac{G^2}{gD(\rho_L - \rho_G)^2} \quad (6.8)$$

Verilen D çapı için yiv adeti (n_g) optimum yiv adeti (n_{opt}) nden fazla ise ısı transferi düşüğe geçer.

$$Rx = \left\{ \frac{2h \cdot n_g [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi D \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \beta} \quad (6.9)$$

$$C = 1 \text{ Eğer } (n_{opt}/n_g) \geq 0.8 \quad (6.10)$$

$$C = (n_{opt}/n_g)^{1.904} \text{ Eğer } (n_{opt}/n_g) < 0.8 \quad (6.11)$$

$$n_{opt} = 4064.4 D + 23.257 \quad D[m] \quad (6.12)$$

ΔT bağımsız rejimi (α_D) aşağıdaki formül yardımıyla hesaplaabilir. Eğer boyutsuz gaz hızı, geçiş bölgesi gaz hızından düşük ise ($J_G < J_G^*$), ısı transfer katsayısı C_1 sabitine doğru küçülür.

$$\alpha_D = C \left[2.4x^{0.1206} (Rx - 1)^{1.466} C_1^{0.6875} + 1 \right] \alpha_{D,S} + C (1 - x^{0.087}) Rx \cdot \alpha_{LO} \quad (6.13)$$

$$\alpha_{D,S} = \frac{0.725}{1 + 0.741 \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0.3321}} \left[\frac{\lambda_L^3 \cdot \rho_L (\rho_L - \rho_G) g \cdot h_{LG}}{\mu_L \cdot D \cdot \Delta T} \right]^{0.25} \quad (6.14)$$

$$C_1 = 1 \text{ Eğer } J_G \geq J_G^* \quad (6.15)$$

$$C_1 = (J_G/J_G^*) \text{ Eğer } J_G < J_G^* \quad (6.16)$$

6.2 Buharlaşmada Isı Transferi Bağlıları

Fujii vd.(1993)'in yivli borular için önerdiği bağıntılar aşağıda sunulmuştur:

$$Nu_{mf} = \frac{\alpha_{mf} d_{mean}}{k_L} = Nu_L (4.6/X_{tt}) \quad (6.17)$$

Formülde verilen α_{mf} yivli boru tarafı ısı taşınım katsayısı, d_{mean} , ortalama yiv yüksekliği için boru iç çapıdır. Sıvı fazı için Nusselt numarası (Nu_L) aşağıda verilmiştir.

$$Nu_L = 0.045 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \quad (6.18)$$

Sıvı fazı için Reynold Numarası Re_L , aşağıda verilmiştir.

$$Re_L = \dot{m}(1-x)d_{mean}/\mu_L \quad (6.19)$$

Buharlaşmada oluşacak geçiş bölgesi (doyma bölgesi) ve aşırı kızdırma bölgesi için Martinelli parametresi aşağıda verilmiştir.

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.1} \quad (6.20)$$

Thome, Kattan ve Favrad (1997), kuruluk dereceleri, 0,15 ve 0,81 arasında, ısı geçisinin 2-47 kw/m² ve 100 ila 500 kgm²/s kütleli akı aralığında aşağıda verilen formülleri önermişler fakat sadece R134-A ve R123 gazlarında bu formülleri doğrulamışlardır. Buharlaşma ısı transferi katsayısı α_{mf} , aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanabilir:

$$\alpha_{mf} = E_{mf} \left[(\alpha_{nb})^3 + (E_{RB} \alpha_{cb})^3 \right]^{1/3} \quad (6.21)$$

α_{nb} , Cooper (1984) tarafından bulunan ve saf soğutucu akışkanlar için çekirdekli havuz kaynaması bağıntısıdır ve aşağıda verilmiştir:

$$\alpha_{nb} = 55 p_r^{0.12} (-\log_{10} p_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (6.22)$$

Formülde verilen p_r düşürülmüş basınç değeri, M, moleküler ağırlık ve q, toplam iç yüzey için lokal ısı geçişidir.

Kattan, Thome ve Favrad (1998) tarafından verilen halka film buharlaşma ısı taşınım katsayısı (α_{cb}) formülü aşağıda verilmiştir.

$$\alpha_{cb} = 0.0133(\text{Re}_L)_{\text{film}}^{0.69} \text{Pr}_L^{0.4} (k_L/\delta) \quad (6.23)$$

$$(\text{Re}_L)_{\text{film}} = \frac{4\dot{m}(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_L} \quad (6.24)$$

Formülde verilen \dot{m} , toplam sıvı ve gaz fazı kütle hızı, ε , lokal boşluk oranını, δ , film kalınlığını (yivlerden kaynaklanan etki ihmal edilmiştir), x , lokal kuruluk derecesini, μ_L , sıvı fazı dinamik viskoziteyi temsil etmektedir. Rouhani ve Axelsson (1970) tarafından lokal boşluk oranı düz boru için aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$\varepsilon = \left(\frac{x}{\rho_L} \right) \left\{ \left[1 + 0.12(1-x) \right] \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1.18(1-x) \left[g\sigma(\rho_L - \rho_G) \right]^{0.25}}{\dot{m}^2 \rho_L^{0.5}} \right\}^{-1} \quad (6.25)$$

Formülde verilen g , yerçekimi ivmesi, σ , akışkanın yüzey gerilmesidir. Dairesel sıvı film kalınlığı değeri, yivlerin etkisi ihmal edilirse aşağıda formül yardımıyla bulunabilir.

$$\delta = \frac{(1-\varepsilon)d_f}{4} \quad (6.26)$$

Formülde verilen d_f maksimum iç çapı (yiv dibinden ölçülen çap) temsil etmektedir. Tek fazlı akışta yivli borunun yüzey genişlemesi faktörü E_{RB} , Ravigururajan ve Bergles (1985) tarafından denklem 6.27 de verilmiştir.

$$E_{RB} = \left\{ 1 + \left[2.64 \text{Re}_{RB}^{0.036} \text{Pr}_L^{-0.024} \left(\frac{e_f}{d_f} \right)^{0.212} \left(\frac{p_f}{d_f} \right)^{-0.21} \left(\frac{\alpha_f}{90^\circ} \right)^{0.29} \right]^7 \right\}^{1/7} \quad (6.27)$$

Formülde verilen e_f yiv yüksekliği, p_f , yivler arası aksiyal uzunluk, α_f , yiv helix açısı, Pr_L , sıvı fazı Prandtl numarasıdır. Re_{RB} boruya ait Reynol sayısını temsil etmekte olup denklem 6.28 de verilmiştir.

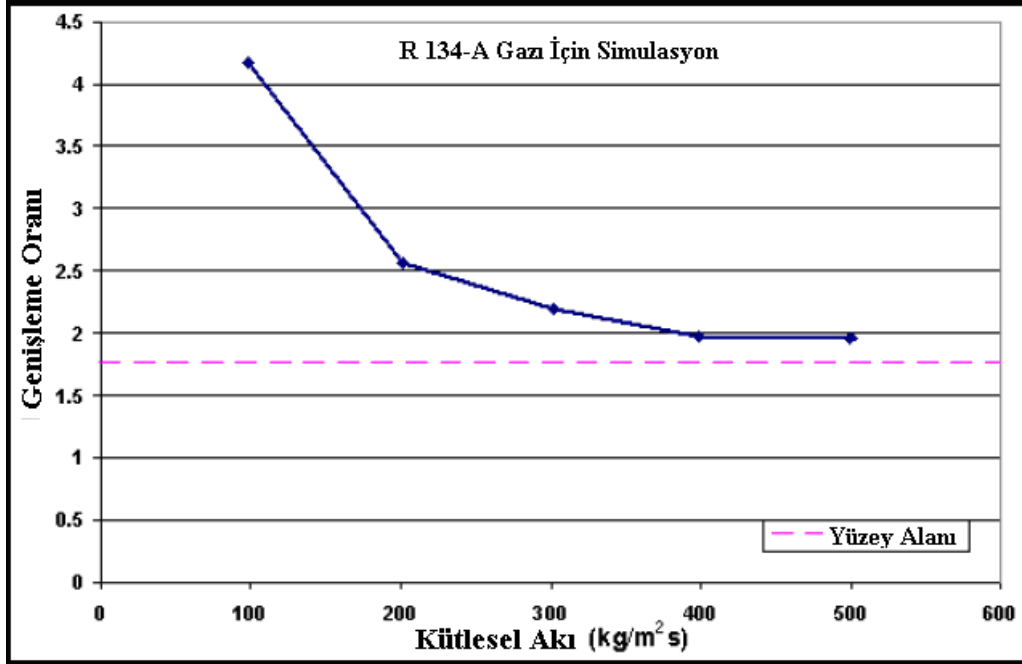
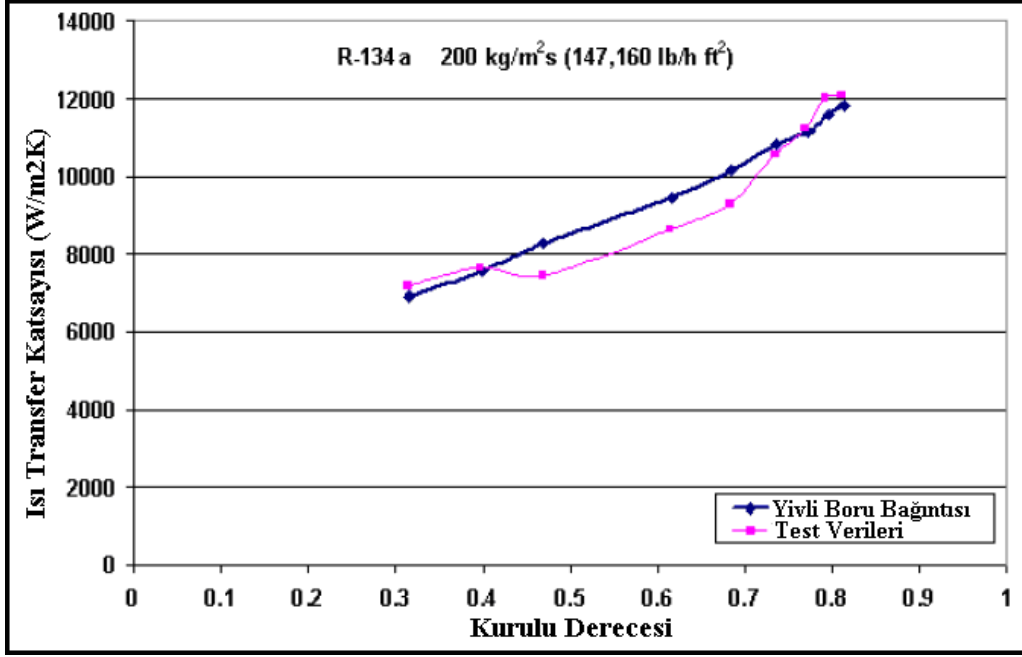
$$\text{Re}_{RB} = \frac{\dot{m}(1-x)d_f}{\mu_L} \quad (6.28)$$

Yivli boru yüzey genişlemesi faktörü E_{mf} , aşağıda verilmiştir.

$$E_{mf} = 1.89(\dot{m}/\dot{m}_{\text{ref}})^2 - 3.7(\dot{m}/\dot{m}_{\text{ref}}) + 3.02 \quad (6.29)$$

\dot{m}_{ref} , maksimum test edilen kütle hızıdır. Örnek olarak $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

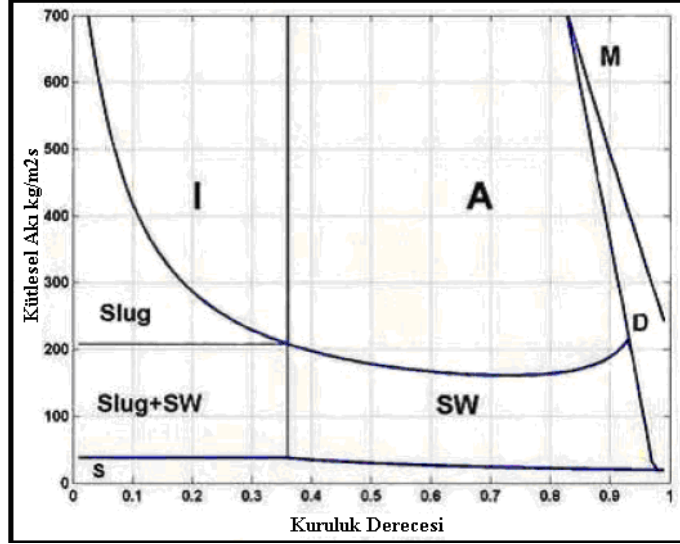
Aşağıda Thome, Kattan ve Favrad tarafından çıkartılan, test verileri ile kendi korolasyonlarını karşılaştırdıkları zaman ortaya çıkan grafikler verilmiştir.



Şekil 6.2 Thome, Kattan ve Favad tarafından çıkartılan, test verileri ile kendi korolasyonlarını karşılaştırdıkları zaman ortaya çıkan grafikler

6.3 İçten Yivli Borularda Soğutucu Akışkan Tarafı Basınç Kaybı Bağntıları:

Moreno Quiben ve Thome (2006a, 2006b), yatay borularda lokal akış şekilleri için yeni bir basınç kaybı modeli geliştirmişlerdir. R22 gazı için 5 °C doyma sıcaklığında, 7,5 kw/m² ısı geçişinde aşağıda verilen akış haritasına göre hesaplama metodu aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.3 R22 gazı için 5 °C doyma sıcaklığında, 7,5 kw/m² ısı geçişinde aşağıda verilen akış haritası (Moreno Quiben ve Thome (2006a, 2006b),

6.3.1 (A) Halkalı Akış:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{Halkalı}} = 2(f_i)_{\text{Halkalı}} \frac{\rho_G u_G^2}{d_i} \quad (6.30)$$

$$(f_i)_{\text{Halkalı}} = 0.67 \left[\frac{\delta}{d_i}\right]^{1.2} \left[\frac{(\rho_L - \rho_G)g\delta^2}{\sigma}\right]^{-0.4} \left[\frac{\mu_G}{\mu_L}\right]^{0.08} We_L^{-0.034} \quad (6.31)$$

$$\delta = \frac{d_i}{2} - \left[\left(\frac{d_i}{2}\right)^2 - \frac{(1-\varepsilon)\pi d_i^2}{2(2\pi - \theta_{\text{dry}})} \right]^{1/2} \quad (6.32)$$

$$u_G = \frac{\dot{m}_{\text{total}} x}{\rho_G \varepsilon} \quad (6.33)$$

$$u_L = \frac{\dot{m}_{\text{total}} (1-x)}{\rho_L (1-\varepsilon)} \quad (6.34)$$

$$We_L = \frac{\rho_L u_L^2 d_i}{\sigma} \quad (6.35)$$

6.3.2 (Slug+I) Slug + Kesintili Akış:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{slug+kesitli}} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_L \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right)^{0.25} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{halkalı}} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right)^{0.25} \quad (6.36)$$

Formülde verilen Δp_L aşağıdaki formül yardımıyla bulunabilir

$$\Delta p_L = 4f_L (L / d_i) \dot{m}_{total}^2 (1 / 2\rho_L) \quad (6.37)$$

$$f_L = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (6.38)$$

$$Re = \frac{\dot{m}_{total} d_i}{\mu} \quad (6.39)$$

Halkalı akıştan kesitli akışa geçerken kullanılan ε_{IA} değeri aşağıdaki formül yardımıyla belirli kurulum derecesinde bulunabilir.

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_G} \left[(1 + 0.12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1.18(1-x) [g\sigma(\rho_L - \rho_G)]^{0.25}}{\dot{m}_{total}^2 \rho_L^{0.5}} \right]^{-1} \quad (6.40)$$

6.3.3 (SW) Katmanlı-Dalgalı Akış :

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Katmanlı-Dalgalı} = 2(f_i)_{Katmanlı-Dalgalı} \frac{\rho_G u_G^2}{d_i} \quad (6.41)$$

$$(f_i)_{Katmanlı-Dalgalı} = \theta_{Kuru}^* f_G + (1 - \theta_{Kuru}^*) (f_i)_{Halkalı} \quad (6.42)$$

$$Re_G = \frac{\dot{m}_{toplam} x d_i}{\mu_G \varepsilon} \quad (6.43)$$

$$\theta_{kuru}^* = \frac{\theta_{kuru}}{2\pi} \quad (6.44)$$

$$\theta_{kuru} = \left[\frac{\dot{m}_{dalgalı} - \dot{m}_{toplam}}{\dot{m}_{dalgalı} - \dot{m}_{katmanlı}} \right]^{0.61} \theta_{katmanlı} \quad (6.45)$$

$$\theta_{katmanlı} = 2\pi - 2 \left\{ \begin{array}{l} \pi(1-\varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{1/3} [1 - 2(1-\varepsilon) + (1-\varepsilon)^{1/3} - \varepsilon^{1/3}] \\ - \frac{1}{200} (1-\varepsilon)\varepsilon [1 - 2(1-\varepsilon)] [1 + 4((1-\varepsilon)^2 + \varepsilon^2)] \end{array} \right\} \quad (6.46)$$

$x=0$ 'da $\varepsilon=0$, $x=1$ 'de $\varepsilon=1$ dir.

6.3.4 (Slug + SW) Slug+Katmanlı-Dalgalı Akış :

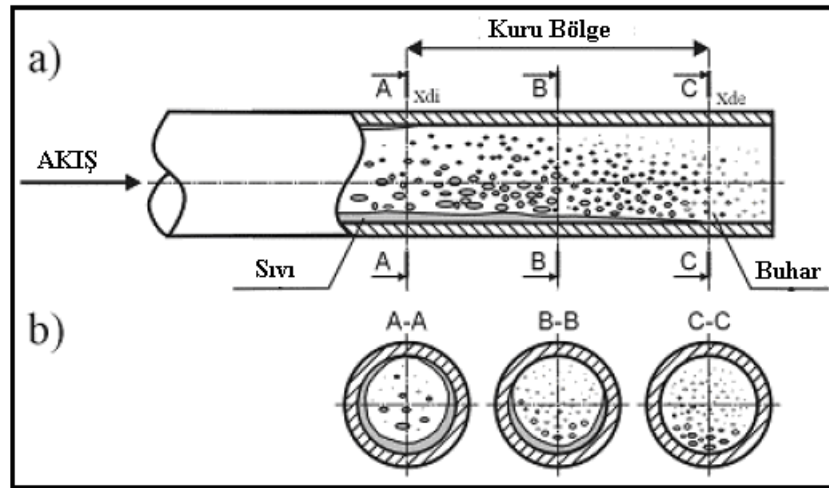
$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{slug+SW}} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_L \left(1 - \frac{\epsilon}{\epsilon_{IA}}\right)^{0.25} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{katmanlı-dalgalı}} \left(\frac{\epsilon}{\epsilon_{IA}}\right)^{0.25} \quad (6.47)$$

6.3.5 (M) Sisli Akış :

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{sisli}} = \frac{2(f_i)_{\text{sisli}} \dot{m}_{\text{toplam}}^2}{d_i \rho_H} \quad (6.48)$$

6.3.6 (D) Kuru Akış:

Katmanlı akıştan sisli akışa geçiş bölgesi olan kuruluk rejimi bölgesi aşağıda şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 6.4 Katmanlı akıştan sisli akışa geçiş bölgesi olan kuruluk rejimi bölgesi şematik gösterimi

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{kuruluk}} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{x=x_{di}} - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} \left[\left(\frac{dp}{dz}\right)_{x=x_{di}} - \left(\frac{dp}{dz}\right)_{x=x_{de}} \right] \quad (6.49)$$

x_{di} kuruluk başlangıç bölgesinde borunun üst noktasındaki kuruluk derecesi, x_{de} borunun alt noktasındaki kuruluk derecesidir. Wojtan, Ursenbacher ve Thome (2005a) bu değerleri denklem 6.50 ve 6.51 de vermişlerdir.

$$x_{di} = 0.58 \exp \left[0.52 - 0.000021 We_G^{0.96} Fr_G^{-0.02} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{-0.08} \right] \quad (6.50)$$

$$x_{de} = 0.61 \exp \left[0.57 - 0.0000265 We_G^{0.94} Fr_G^{-0.02} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{-0.08} \right] \quad (6.51)$$

Formüllerde verilen Weber ve Froude numaraları denklem 6.52 ve 6.53 de verilmiştir.

$$We_G = \frac{\dot{m}_{\text{toplam}}^2 d_i}{\rho_G \sigma} \quad (6.52)$$

$$Fr_G = \frac{\dot{m}_{\text{toplam}}^2}{\rho_G (\rho_L - \rho_G) g d_i} \quad (6.53)$$

6.3.7 (S) Katmanlı Akış:

$$(f_i)_{\text{katmanlı}} = \theta_{\text{katmanlı}}^* f_G + (1 - \theta_{\text{katmanlı}}^*) (f_i)_{\text{halkalı}} \quad (6.54)$$

$$(f_i)_{\text{halkalı}} = 0.67 \left[\frac{\delta}{d_i} \right]^{1.2} \left[\frac{(\rho_L - \rho_G) g \delta^2}{\sigma} \right]^{-0.4} \left[\frac{\mu_G}{\mu_L} \right]^{0.08} We_L^{-0.034} \quad (6.55)$$

$$\theta_{\text{katmanlı}}^* = \frac{\theta_{\text{katmanlı}}}{2\pi} \quad (6.56)$$

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{katmanlı} (x \geq x_{IA})} = 2 (f_i)_{\text{katmanlı}} \frac{\rho_G u_G^2}{d_i} \quad (6.57)$$

Eğer $0 \leq x \leq x_{IA}$ ise, sürtünme basınç gradyeni aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{katmanlı} (x < x_{IA})} = \left(\frac{dp}{dz} \right)_L \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}} \right)^{0.25} + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{katmanlı} (x \geq x_{IA})} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}} \right)^{0.25} \quad (6.58)$$

Yivli borularda evaporasyon ve kondenzasyonda ε değeri Yashar vd. (2001) tarafından R134-A ve R410-A gazlarında denenmiş ve aşağıdaki şekilde verilmiştir.














$$\varepsilon = \left(1 + \frac{1}{Ft} + X_{tt} \right)^{-0.321} \quad (6.59)$$

Martinelli parametresi (X_{tt}) aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.1} \quad (6.60)$$

Froude oranı (Ft) aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$Ft = \left(\frac{\dot{m}_{\text{toplam}}^2 X^3}{(1-x) \rho_G^2 g d_i} \right)^{0.5} \quad (6.61)$$

Legned	Number	Name	Adet
	RC	Kompresör	2
	OS	Yağ Ayrıcı	2
	QS	Likit Tankı	1
	FD	Filtre Kurutucu	2
	LG/HG	Yüksek/Düşük Basınç Manometresi	2
	DX1	Çek valf *	1
	HU	Kesme Vanası	30
	FM	Akış Ölçer	1
	EVI 2	Elektronik Ekspansiyon Valf	2
	PC	Ön Soğutucu	1
	LV	Solenoid Valf	2
	SM	Gözetleme Camı	1
	PID	Dijital Kontrol Cihazı	6

Şekil 7.3 Akış diyagramında gösterilen ekipmanların listesi

7.2 Test Metodu

7.2.1 Evaporatör Test Metodu

Hava tarafında test edilecek ünite ve klima santrali ünitelerinin birlikte çalışmasına bağlı olarak çevresel hava, çalışma şartına ulaştırılır. Soğutucu akışkan ise, soğutucu akışkan sistem kontrol ünitesi ile çalışma şartına (giriş ve çıkıştaki basınç ve sıcaklık kontrolü sağlanarak), hava akış valfi, ekspansiyon valfi, aşırı soğutma uygulaması ile ulaştırılır.

7.2.1.1 Öncelikli Test

Evaporatör testi için oda kalorimetre metodu: Oda şartlarının sabit kalması için odaya iletilecek elektriksel ısı ile soğutma kapasitesinin ölçülmesi sağlanacaktır.

7.2.1.2 Doğrulama Testi

Soğutucu akışkan akış ölçüm metodu: UUT yardımıyla giriş ve çıkıştaki soğutucu akışkan entalpisinin ölçülmesi ile kapasite ölçülecektir.

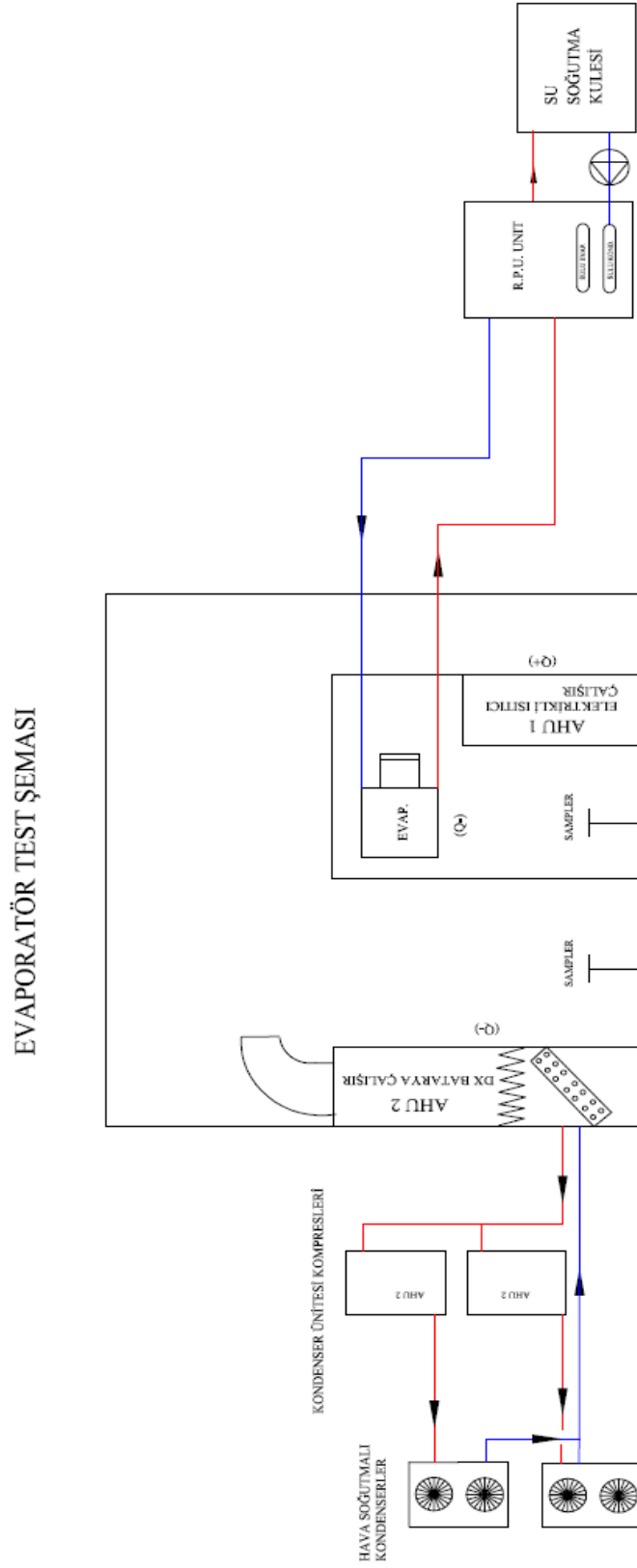
7.2.1.3 Evaporatör Test Şeması

Evaporatörlerin testleri, test odasının tanıtımı kısmında da verildiği gibi iç içe iki oda şeklinde hazırlanan test odasında yapılacaktır.

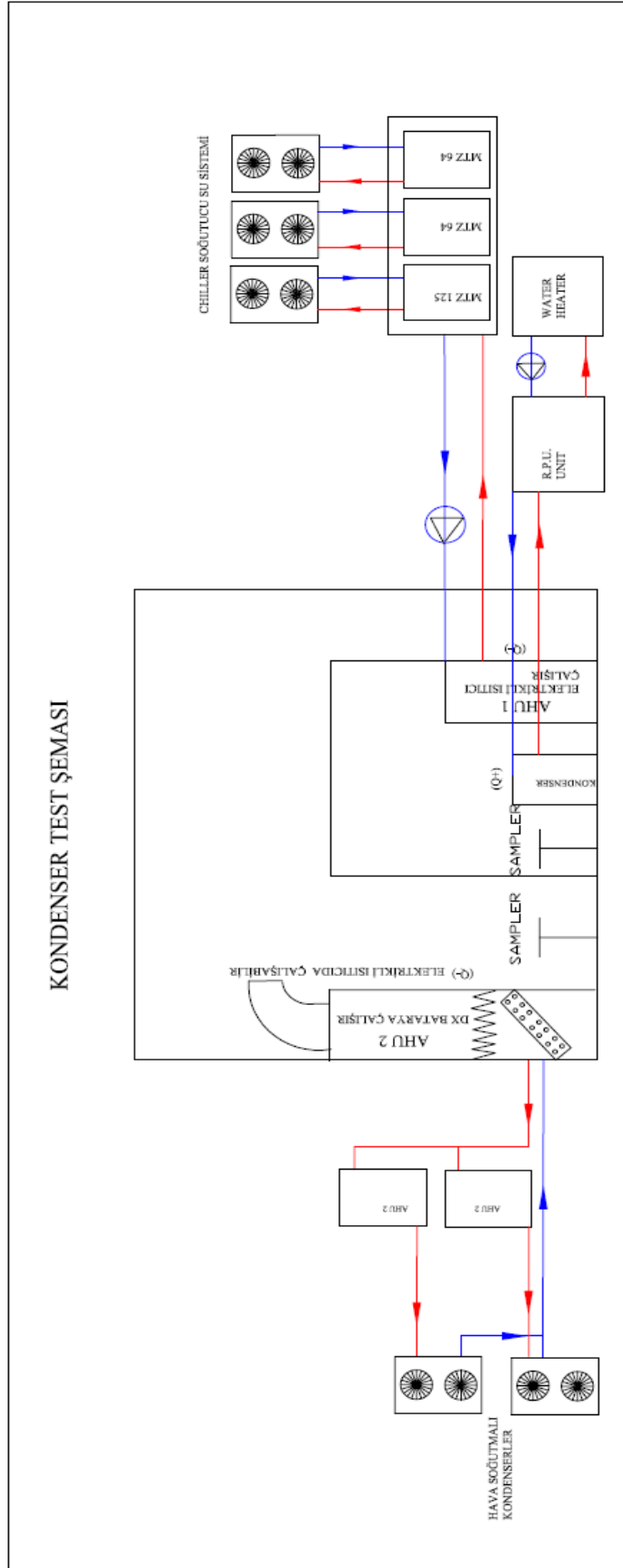
İçerideki odada (kalorimetrik oda) test edilecek evaporatör ve evaporatöre karşı ısı enerjisi üretecek olan bir klima santrali bulunmaktadır. Dışarıdaki odada (şartlandırma odası) ise iç odanın enerji kaybını önlemek için çalışacak olan bir klima santrali bulunmaktadır.

Evaporatörün içerisinde dolaşacak olan soğutucu akışkan bir akışkan hazırlama ünitesinden geçirilerek yoğunlaştırılır ve tekrar evaporatöre gönderilir. Bu yoğunlaştırma işlemi akışkan hazırlama ünitesi içerisinde bulunan shell and tube kondenseri yardımıyla olmaktadır.

Dış odada bulunan klima santrali içerisinde bulunan DX batarya ile iç odanın enerji kaybı engellenecektir. Dx bataryanın içerisinde buharlaşan soğutucu gaz, odanın dışında bulunan hava soğutmalı kondenserler vasıtasıyla yoğuşturulmaktadır.



Şekil 7.4 Evaporatör test şeması



Şekil 7.6 Kondenser test şeması

Kontrol hassasiyeti $\pm 0,2$ °C

UUT ünitesinin statik basınç kontrolü: Kontrol hassasiyeti ± 1 Pa

Evaporasyon sıcaklığı(basıncı): Kontrol hassasiyeti ± 0.2 °C

Ekspansiyon valf öncesi sıcaklık (aşırı soğutma): Kontrol hassasiyeti ± 0.2 °C

Kondenzasyon sıcaklığı(basıncı): Kontrol hassasiyeti ± 0.2 °C

Aşırı kızdırma buhar sıcaklığı: Kontrol hassasiyeti ± 0.2 °C

Kondenser ve evaporatör çıkış sıcaklığı: Kontrol hassasiyeti ± 0.2 °C

7.5 Kontrol Noktaları

Test kontrol noktaları aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 7.2 Kontrol noktaları listesi

No.	Kontrol Noktası	Sensör modeli	Tetik Mekanizması	Test Edildiği Yer
1	Kalorimetrik Oda Hava Kuru Termometre Sıcaklığı	Pt100 , A Class	Klima Santrali Isıtıcısı	Evaporatör/Kondenser
2	Kalorimetrik oda çiğ noktası sıcaklığı	DMT242	Klima santrali nemlendiricisi	Evaporatör
3	Kondenzasyon sıcaklığı (basıncı)	PTX7517	İki yollu vana	Kondenser
4	Aşırı kızdırma sıcaklığı	Pt100 , A class	Ön ısıtıcı	Kondenser
5	UUT ünitesi aşırı soğutma çıkış sıcaklığı	Pt100 , A class	Elektriksel ekspansiyon valf	Kondenser
6	Kalorimetrik odadan su çıkış sıcaklığı	Pt100 , A class	İnvertör+Pompa	Kondenser
7	Evaporasyon Sıcaklığı (basıncı)	PTX7517	Elektriksel ekspansiyon valf	Evaporatör
8	Ekspansiyon valf öncesi sıvı sıcaklığı	Pt100 , A class	Aşırı Soğutma	Evaporatör
9	UUT ünitesi aşırı kızdırma çıkış sıcaklığı	Pt100 , A class	Elektriksel ekspansiyon valf	Evaporatör

7.6 Ölçüm Noktaları



Test ölçüm noktaları aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 7.3 Ölçüm noktaları listesi




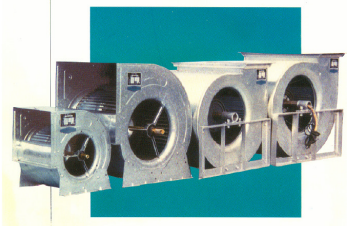

No.	Ölçme Noktası	Sensör modeli	Test	Sapma
1	Soğutucu akışkan kütleli akışı	MFM1081K	Akışkan ünitesi	0.3%
2	Üniteden hava çıkış sıcaklığı	PT100, A class	Hava Akışı	0.10 °C
3	Üniteden hava çıkış bağıl nemi	DMT340	Hava Akışı	3 °C
4	Nozül öncesi sıcaklık	PT100, A class	Hava Akışı	0.10 °C






5	Nozülün diferansiyel basıncı	EJA110	Hava Akışı	1.0Pa
6	Atmosfer basıncı	PTX7517	Hava Akışı	0.5%
8	Okunan evaporasyon basıncı	—————	Evaporatör/ Kondenser	1.5%
9	Okunan soğutucu akışkan basıncı	—————	Evaporatör/ Kondenser	1.5%
10	Kondenser soğutucu akışkan çıkış basıncı	PTX7517	Kondenser	0.15%
11	Evaporatör soğutucu akışkan giriş basıncı	PTX7517	Evaporatör	0.15%
12	Ön soğutucu giriş su sıcaklığı	Pt100 , A class	Evaporatör/ Kondenser	0.2 °C
14	UUT elektrik parametresi	WT210	Evaporatör/ Kondenser	0.5%
15	Kalorimetre gücü	WT230	Evaporatör/ Kondenser	0.5%
16	Duvar sıcaklığı	T-type thermocouple	Evaporatör/ Kondenser	0.5 °C
17	Yardımcı(yedek) okuma sıcaklığı	T-type thermocouple	Evaporatör/ Kondenser	0.5 °C

7.7 Test Odasında Kullanılan Ekipmanlar


No	Name	Picture	Technical Statements
1	Kalorimetrik Oda		Materyali 150mm kalınlıklı poliüretan izolasyonlu yüzeyi plastik boya ile kaplı çelik plaka.
			Ölçüleri 5,000×4,500×3,300
2	Kontrol paneli		Ölçü
			1400 X 1200 X 2000

No	Name	Picture	Technical Statements	
3	Elektrik kontrol paneli (içeride)		Ölçü	1400 X 600 X 2000
4	Klima Santrali		Model	KS-AHU-6/18
			Alttan emiş üstten üfleme	
			Ölçü 1700L X 700D X 2700H	
			Soğutma kapasitesi (standart şartta) 60kW	
			Isıtma	18kW _o
			Nemlendirmeye	15kg/h
5	Thermocouple terminal kutusu		Metaryal	Paslanmaz Çelik
			Ölçü	290 X 100 X 390
			Nokta	20
6	Hava nem ve sıcaklık ölçme cihazı		Model	KS-TMB-2
			Marka	Coltherml
			Bağlantı Borusu	φ100 esnek hava bağlantısı

No	Name	Picture	Technical Statements	
7	Hava numunelendirici		Model	KS-AS-1L
			Marka	Cootherml
			Tip: Dikey Yükseklik : 400~1300mm ayarlanabilir.	
			Material	Stainless steel
			Connection	φ100 flexible air duct
8	Genel soğutucu akışkan test platformu		Test aralığı	Evaporatör: 2.5~15kW
				Kondenser: 3.25~15kW
9	Su soğtma grubu (Chiller)		Tip	Hava Soğutmalı
			Kompresör	Maneurop full-hermetic MT/LTZ
			Kapasite	5HP/8HP/ünite
			Güç	3φ380V 50Hz
10	Fan		Model	YDW-11
			Marka	Jintonglin
			Tip	Santrifüj
11	Sıcak su tankı		Model	KS-HW-27
			Material	Paslanmaz Çelik
			Kapasite	27kW
			Tip	Kapalı Tip
			Güç	3φ380V 50Hz

No	Name	Picture	Technical Statements	
12	Sıcaklık sensörü		Model	PT100(A Class)
			Marka	Chino
			Çalışma aralığı	-30-70°C
			Sapma	±0.1°C
13	Düzenleme (ayar) Aparatı		Model	UT550
			Marka	Yokogawa
			Giriş Değeri	Pt100/4-20mA
			Çıkış Değeri	SSR Pulse/4-20mA
			Sapma	±0.1%
			Tip	RS485
14	Çiğ noktası çeviricisi		Model	DMT340
			Trade mark	Vaisala
			Input	Dew-point temp
			Precision	±2°C
			output	4~20mA
15	Dijital data veri kaydedici		Model	HP34970A
			Marka	Agilent(HP)
			Giriş verisi	RTD/DC/TC/ADC
			Hassasiyet	6.5digital
			Sapma	±(0.050rd%+0.005fs%)
			Tip	RS232
16	Atmosfer basıncı çeviricisi		Model	PTX7517
			Marka	GE Druck
			Çalışma aralığı	80-106kPa(AP) 0-6MPa/0-4MPa/0-1Mpa
			Çıkış Verisi	0-1.000VDC
			Sapma	±0.25%FS

No	Name	Picture	Technical Statements	
17	PLC		Model	FPX-C40C
			Marka	NAIS
			I/O	24 VDC inputs 16 VAC outputs
			Tip	RS422/232
18	Çevirici		Tip	ACS510
			Marka	ABB
			I/O	380V,3P/380V 3P
			Kontrol	4-20mA
19	Manyetik akış ölçer		Tip	AFX025
			Marka	YOKOGAWA
			Çalışma aralığı	-0.1~3m ³ /h
			Çıkış verisi	4~20mA
			Sapma	±0.5%
20	Kütleli akış ölçer		Type	MFM1081K+F
			Marka	Krohne
			Çalışma aralığı	45g-500kg/h
			Çıkış verisi	4~20mA
			Sapma	±0.2%
21	Elektriksel parametre aparatı		Model	WT230
			Marka	YOKOGAWA
			Çalışma aralığı	0-600V
			Çıkış verisi	RS232
			Sapma	±0.2%

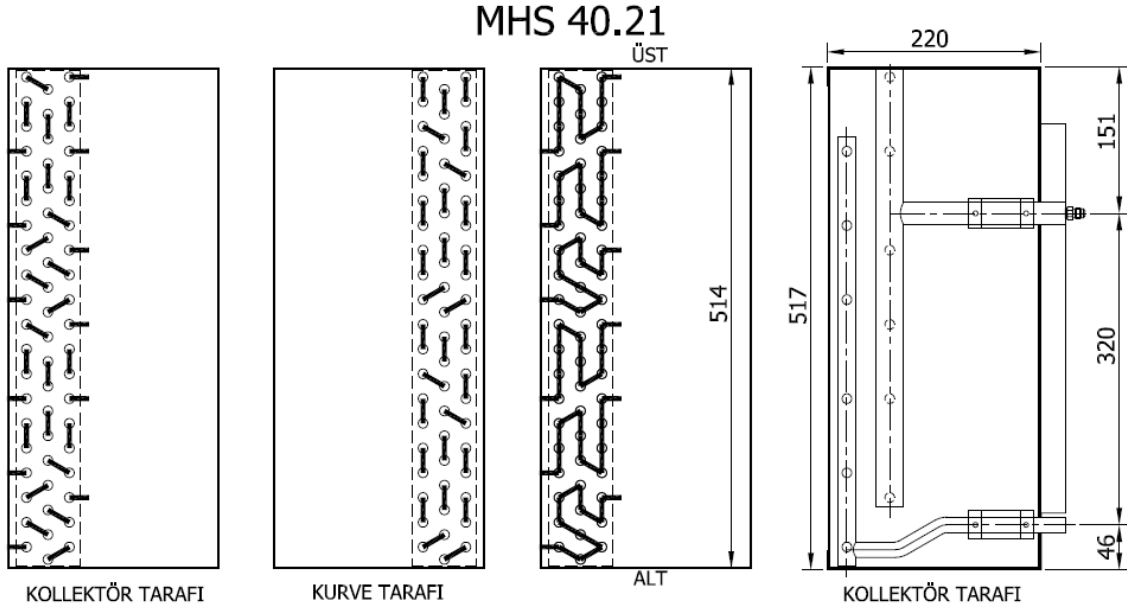
No	Name	Picture	Technical Statements	
22	Mikro diferansiyel basınç çeviricisi		Tip	EJA 110/120A
			Marka	YOKOGAWA
			Çalışma aralığı	EJA110A: -50~50Pa EJA 120A: 0~800 Pa
			Çıkış verisi	4~20mA
			Sapma	EJA 110A:±0.15% EJA 120A: ±2Pa

Çizelge 7.4 Test odasında kullanılan ekipmanlar

7.8 Deneylerde Kullanılan Evaporatör ve Kondenserlerin Özellikleri

7.8.1 Kondenser Özellikleri

Kondenser Modeli: Friterm MHS 40.21



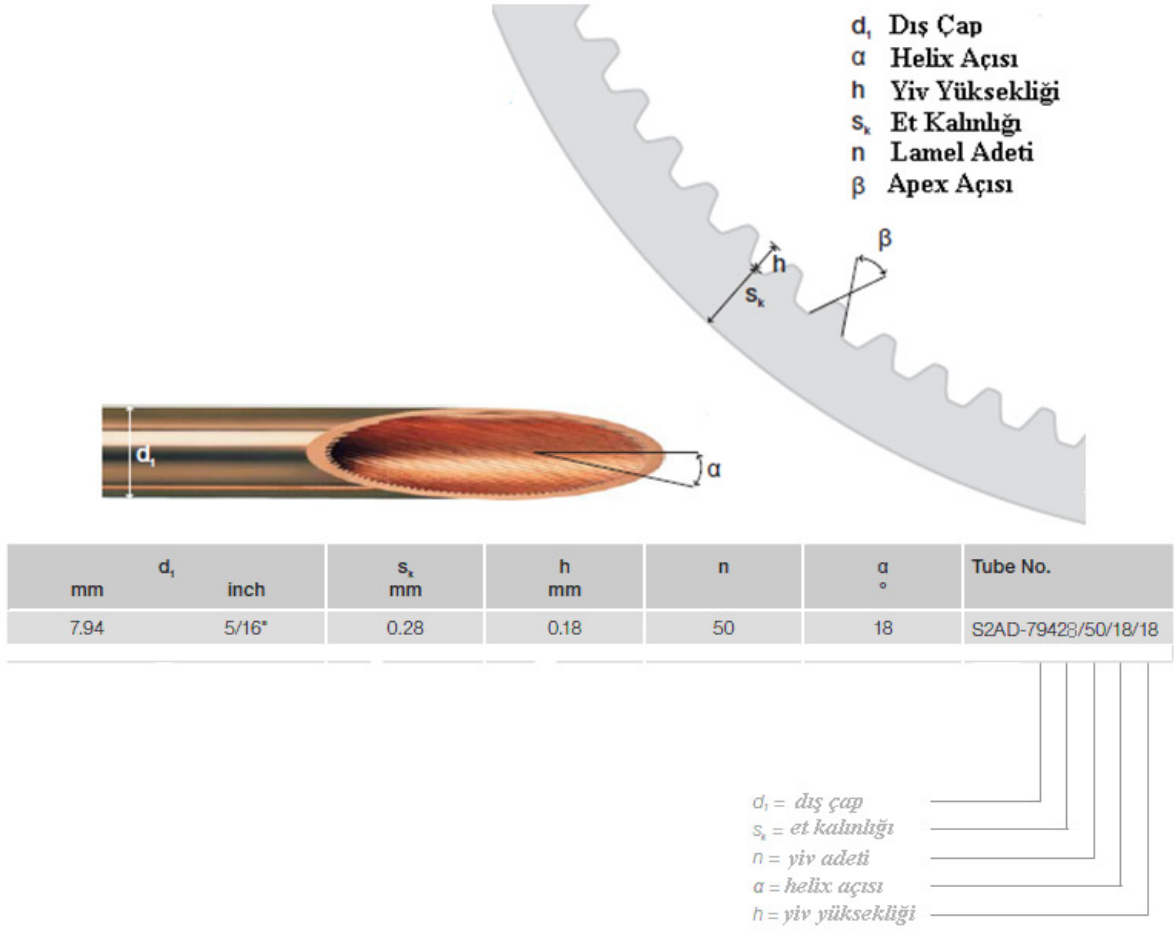
Şekil 7.8 MHS 40.21 Kondenser devreleme şeması ve ölçüleri

Deney düzeneğinde bir adeti düz borulu, 2 adeti içten yivli borulu olmak üzere 3 adet aynı model kondenser test edilmiş olup kullanılan boru özellikleri aşağıda verilmiştir:

7.8.1.1 Düz Bakır Boru Özellikleri

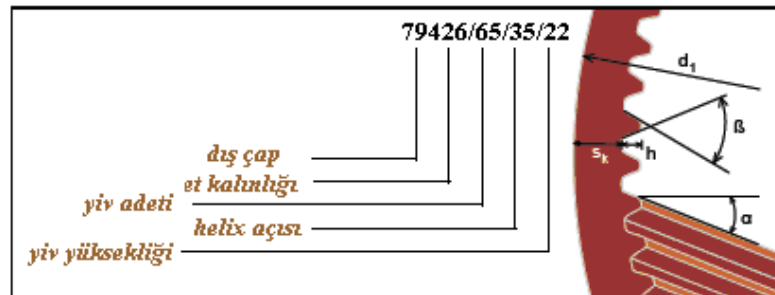
Bakır Boru Çapı	Bakır Boru Et Kalınlığı
5/16 " (7,93 mm)	0,28 mm

7.1.8.2 Standart Tip İçten Yivli Boru Özellikleri



Şekil 7.9 Standart tip içten yivli boru ölçüleri

7.1.8.3 Boru Tarafı Kondenzasyon Etkisi Yüksek Tipte İçten Yivli Boru Özellikleri



Şekil 7.10 Boru tarafı kondenzasyon etkisi yüksek tipte içten yivli boru ölçüleri

7.1.8.4 Alüminyum Lamel Özellikleri

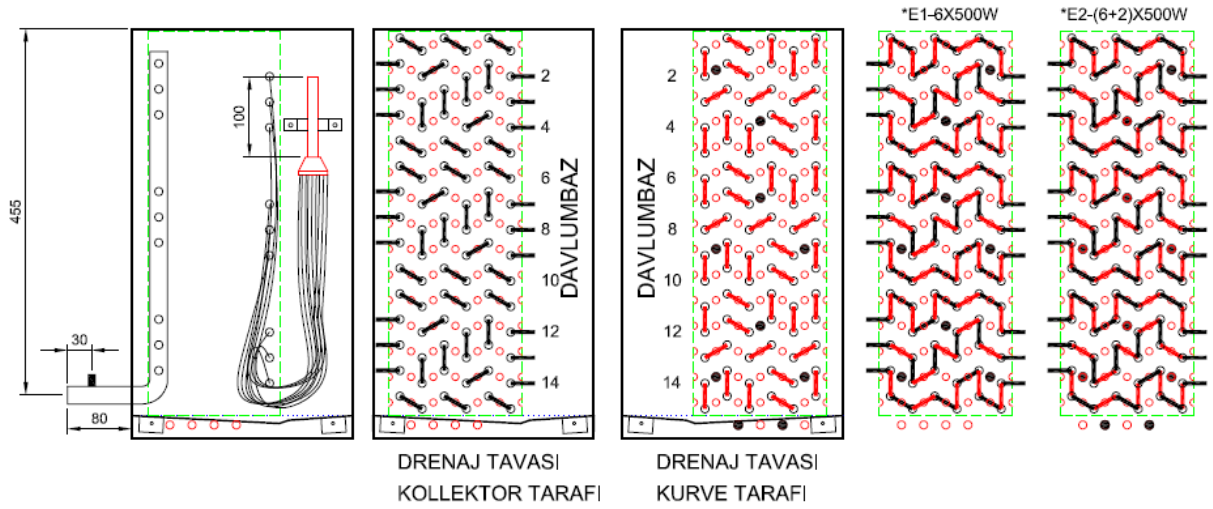
Kullanılan lamel 0,1 mm et kalınlığında kaburgalı yapıda normal alüminyum lameldir.



Şekil 7.11 Düz alüminyum lamel

7.8.2. Evaporatör Özellikleri

Evaporatör Modeli: Friterm FEC 35.22



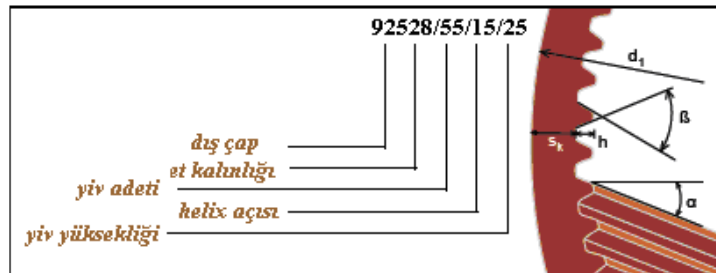
Şekil 7.12 FEC 35.22 evaporatör devre şeması ve ölçüleri

Deney düzeneğinde bir adeti düz borulu, bir adeti içten yivli borulu olmak üzere 2 adet aynı model evaporatör test edilmiş olup deney sonuçları ve kullanılan boru özellikleri aşağıda verilmiştir:

7.8.2.1 Düz Bakır Boru Özellikleri

Bakır Boru Çapı	Bakır Boru Et Kalınlığı
3/8 " (9,52 mm)	0,30 mm

7.8.2.2 İçten Yivli Boru Özellikleri



Şekil 7.13 Evaporatör testinde kullanılan içten yivli boru ölçüleri

7.8.2.3 Alüminyum Lamel Özellikleri

Kullanılan lamel 0,15 mm et kalınlığında kaburgalı yapıda normal alüminyum lameldir.



Şekil 7.14 Düz alüminyum lamel

7.9 Test Sonuçlarının İncelenmesi

7.9.1. Kondenser Test Sonuçlarının İncelenmesi

7.9.1.1 Düz Borulu Kondenser Testi Şartlarının ve Test Sonuçlarının İncelenmesi

Kullanılan Soğutucu Akışkan R 404-A

Çizelge 7.5 Düz borulu kondenser testi sonuçları

Oda Sıcaklığı	°C	24,98
Kondenzasyon Sıcaklığı	°C	40
Kondenser Gaz Giriş Sıcaklığı	°C	65
Kondenser Gaz Çıkış Sıcaklığı	°C	37
Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	33,87
S.Akışkan Giriş Entalpisi	kJ/kg	411,196
S.Akışkan Çıkış Entalpisi	kJ/kg	252,972
S.Akışkan Debisi	kg/h	345,800
Hava Debisi	kg/h	6248,51
S.Akışkan Tarafı Basınç Kaybı	kPa	38,43
AHU Su Giriş Sıcaklığı	°C	19,07
AHU Su Çıkış Sıcaklığı	°C	25,54
AHU Su Debisi	m ³ /h	2,454
Ortama Isı Yayan Malzemeler (OIYM)	KW	2,68
Hava Tarafından Kapasite	KW	15,75
S.Akışkan Tarafından Kapasite	KW	15,198
Ortalama Kapasite	KW	15,47

Hava Tarafından Kapasite Hesabı:

Kondenserden çıkan ısınmış havanın soğutulması için kullanılan su soğutma grubunun kapasitesi kalorimetrik odanın kapasitesini sağlayacaktır. Su soğutma grubunun kapasitesi aşağıda hesaplanmıştır:

$$Q_{H.T.} = (m * c_p * \Delta T) - (OIYM) \quad (7.1)$$

$$Q_{H.T.} = (2,454 \text{ m}^3/\text{h} * 4,18 \text{ kJ/kg K} * (25,54-19,07) \text{ K}) - 2,68 \text{ KW}$$

$$Q_{H.T.} = 15,75 \text{ KW}$$

$$Q_{S.A.T} = m * (\Delta h) \quad (7.2)$$

$$Q_{S.A.T} = 345,800 \text{ kg/h} * (411,196-252,972) \text{ kJ/kg}$$

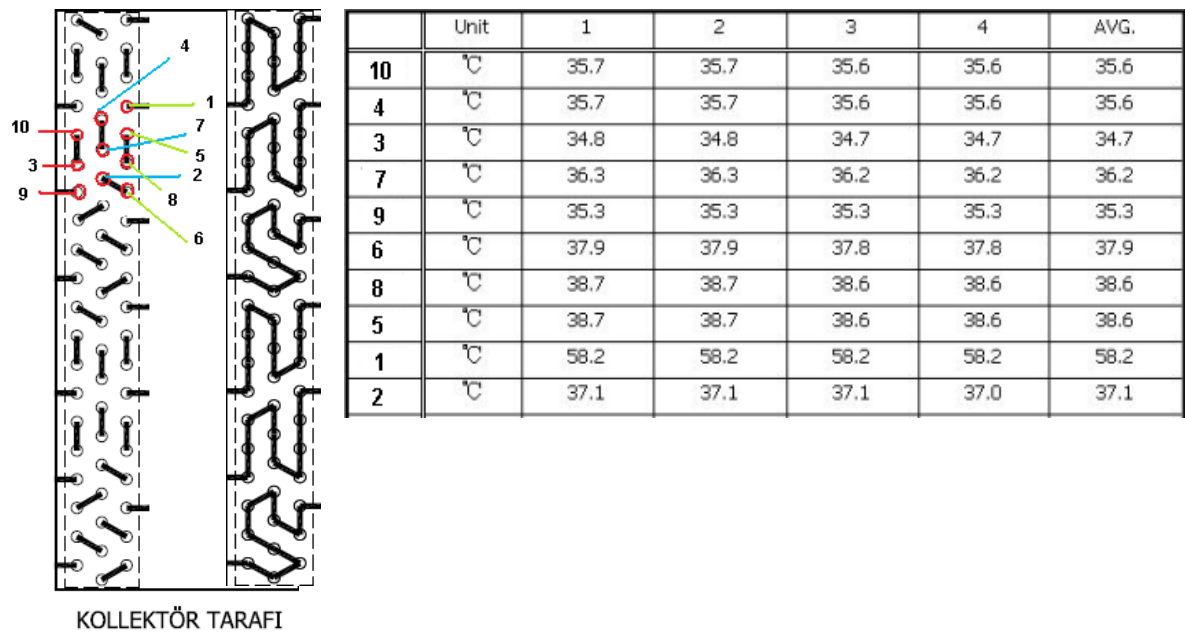
$$Q_{S.A.T} = 15,198 \text{ KW}$$

Ortalama Kapasite:

$$Q_{Ort} = \frac{Q_{S.A.T} + Q_{H.T.}}{2} \quad (7.3)$$

$$Q_{Ort} = 15,47 \text{ KW}$$

7.9.1.1.1 Kondenser Üzerinde Sıcaklık Hissedicilerin Yerleşimi



Şekil 7.15 Düz borulu kondenser testinde kullanılan sıcaklık hissedicilerinin yerleşimi ve okunan sıcaklıklar



Şekil 7.16 Düz borulu kondenser testinde kullanılan sıcaklık hissedicilerinin yerleşimi

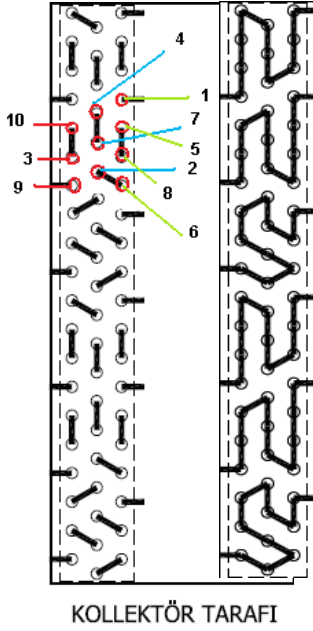
7.9.1.2 Standart Tip İçten Yivli Borulu Kondenser Testi Şartlarının İncelenmesi

Kullanılan Soğutucu Akışkan R 404-A

Çizelge 7.6 Standart tip içten yivli borulu kondenser testi sonuçları

Oda Sıcaklığı	°C	24,97
Kondenzasyon Sıcaklığı	°C	40
Kondenser Gaz Giriş Sıcaklığı	°C	65
Kondenser Gaz Çıkış Sıcaklığı	°C	37
Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	32,78
S.Akışkan Giriş Entalpisi	kJ/kg	411,189
S.Akışkan Çıkış Entalpisi	kJ/kg	254,071
S.Akışkan Debisi	kg/h	321,225
Hava Debisi	kg/h	6532,86
S.Akışkan Tarafı Basınç Kaybı	kPa	29,58
AHU Su Giriş Sıcaklığı	°C	17,55
AHU Su Çıkış Sıcaklığı	°C	24,4
AHU Su Debisi	m ³ /h	2,501
Ortama Isı Yayan Malzemeler (OIYM)	KW	5,09
Hava Tarafından Kapasite	KW	14,47
S.Akışkan Tarafından Kapasite	KW	14,019
Ortalama Kapasite	KW	14,24

7.9.1.2.1 Kondenser Üzerinde Sıcaklık Hissedicilerin Yerleşimi



	Unit	1	2	3	4	AVG.
10	°C	35.7	35.7	35.6	35.6	35.6
4	°C	35.7	35.7	35.6	35.6	35.6
9	°C	34.8	34.8	34.7	34.7	34.7
7	°C	36.3	36.3	36.2	36.2	36.2
3	°C	35.3	35.3	35.3	35.3	35.3
6	°C	37.9	37.9	37.8	37.8	37.9
8	°C	38.7	38.7	38.6	38.6	38.6
5	°C	38.7	38.7	38.6	38.6	38.6
1	°C	58.2	58.2	58.2	58.2	58.2
2	°C	37.1	37.1	37.1	37.0	37.1

Şekil 7.17 Standart tipte yivli borulu kondenser testinde kullanılan sıcaklık hissedicilerinin yerleşimi ve okunan sıcaklıklar

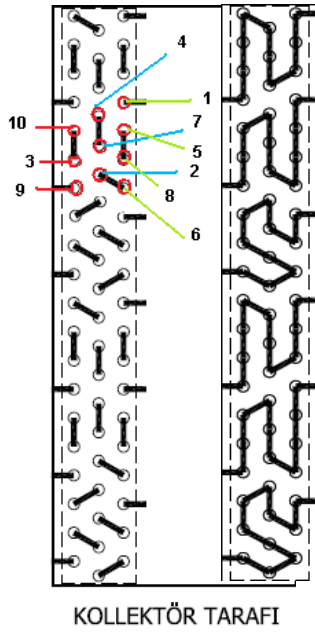
7.9.1.3. Boru Tarafı Kondenzasyon Etkisi Yüksek Tipte İçten Yivli Borulu Kondenser Testi Şartlarının İncelenmesi

Kullanılan Soğutucu Akışkan R 404-A

Çizelge 7.7 Boru tarafı kondenzasyon etkisi yüksek tipte içten yivli borulu kondenser testi sonuçları

Oda Sıcaklığı	°C	25,0
Kondenzasyon Sıcaklığı	°C	40
Kondenser Gaz Giriş Sıcaklığı	°C	65
Kondenser Gaz Çıkış Sıcaklığı	°C	37
Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	33,43
S.Akışkan Giriş Entalpisi	kJ/kg	411,263
S.Akışkan Çıkış Entalpisi	kJ/kg	253,769
S.Akışkan Debisi	kg/h	353,025
Hava Debisi	kg/h	6339,63
S.Akışkan Tarafı Basınç Kaybı	kPa	38,064
AHU Su Giriş Sıcaklığı	°C	18,00
AHU Su Çıkış Sıcaklığı	°C	25,1
AHU Su Debisi	m ³ /h	2,304
Ortama Isı Yayan Malzemeler (OIYM)	KW	3,76
Hava Tarafından Kapasite	KW	15,23
S.Akışkan Tarafından Kapasite	KW	15,444
Ortalama Kapasite	KW	15,33

7.9.1.3.1 Kondenser Üzerinde Sıcaklık Hissedicilerin Yerleşimi



	Unit	1	2	3	4	AVG.
10	°C	35,7	35,7	35,6	35,6	35,6
4	°C	35,7	35,7	35,6	35,6	35,6
9	°C	34,8	34,8	34,7	34,7	34,7
7	°C	36,3	36,3	36,2	36,2	36,2
3	°C	35,3	35,3	35,3	35,3	35,3
6	°C	37,9	37,9	37,8	37,8	37,9
8	°C	38,7	38,7	38,6	38,6	38,6
5	°C	38,7	38,7	38,6	38,6	38,6
1	°C	58,2	58,2	58,2	58,2	58,2
2	°C	37,1	37,1	37,1	37,0	37,1

Şekil 7.18 boru tarafı kondenzasyon etkisi yüksek tipte içten yivli borulu kondenser testinde kullanılan sıcaklık hissedicilerinin yerleşimi ve okunan sıcaklıklar

7.9.2. Evaporatör Test Sonuçlarının İncelenmesi

7.9.2.1 Düzborulu Evaporatör Testi Şartlarının ve Sonuçlarının İncelenmesi

Kullanılan Soğutucu Akışkan R 404-A

Çizelge 7.8 Düz borulu evaporatör test sonuçları

Oda Sıcaklığı	°C	9,99
Evaporasyon Sıcaklığı	°C	0,01
Evaporatör S.Akışkan Giriş Sıcaklığı	°C	0,01
Evaporatör S.Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	6,28
Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	6,76
S.Akışkan Giriş Entalpisi	kJ/kg	242,161
S.Akışkan Çıkış Entalpisi	kJ/kg	370,560
S.Akışkan Debisi	kg/h	128,542
Hava Debisi	kg/h	4960,9
S.Akışkan Tarafı Basınç Kaybı	kPa	119,524
AHU Su Giriş Sıcaklığı	°C	10,56
AHU Su Çıkış Sıcaklığı	°C	9,29
AHU Su Debisi	m ³ /h	4,85
Ortama Isı Yayan Malzemeler (OIYM)	KW	2,68
Hava Tarafından Kapasite	KW	4,48
S.Akışkan Tarafından Kapasite	KW	4,58
Ortalama Kapasite	KW	4,53

7.9.2.2 İçten Yivli Bakır Borulu Evaporatör Test Sonuçları

Kullanılan Soğutucu Akışkan R 404-A

Çizelge 7.9 İçten yivli borulu evaporatör test sonuçları

Oda Sıcaklığı	°C	10,02
Evaporasyon Sıcaklığı	°C	-0,03
Evaporatör S.Akışkan Giriş Sıcaklığı	°C	-0,03
Evaporatör S.Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	6,44
Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	6,8
S.Akışkan Giriş Entalpisi	kJ/kg	242,022
S.Akışkan Çıkış Entalpisi	kJ/kg	370,726
S.Akışkan Debisi	kg/h	166,183
Hava Debisi	kg/h	
S.Akışkan Tarafı Basınç Kaybı	kPa	193,887
AHU Su Giriş Sıcaklığı	°C	12,27
AHU Su Çıkış Sıcaklığı	°C	10,49
AHU Su Debisi	m ³ /h	4,12
Ortama Isı Yayan Malzemeler (OIYM)	KW	2,68
Hava Tarafından Kapasite	KW	5,84
S.Akışkan Tarafından Kapasite	KW	5,941
Ortalama Kapasite	KW	5,89

7.10 Test Sonuçlarına Göre Isı Transfer Katsayılarının Hesaplanması

7.10.1 Hava Tarafı Isı Transfer Katsayısı Hesabı

Hava tarafı ısı transfer katsayısı hava soğutmalı kaburgalı lamelli ısı değiştiricilerde aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanabilir (Wang CC., Fu W.L., Chang C.T. 1997)

$$Nu = h_o D_c / k, \quad (7.4)$$

$$Re_{D_c} = \rho V_{max} D_c / \mu, \quad (7.5)$$

$$j = Nu / (Re_{D_c} Pr^{1/3}) \quad (7.6)$$

$$j = \frac{1.201}{[\ln(Re_{D_c}^\sigma)]^{2.921}} \quad (7.7)$$

Formüllerde verilen D_c , boru dış çapının lamel kalınlığı ilave edilmesi sonucu oluşan çap, σ ise en küçük hava geçiş alanının, hava giriş kesit alanına oranıdır.

Bu formüller her deneyde kullanılan ısı değiştiricilere uygulandığı zaman aşağıdaki hava tarafı ısı transfer katsayıları ortaya çıkmaktadır:

Çizelge 7.10 Test sonuçlarına göre hava tarafı ısı transfer katsayıları

Test	Isı Transfer Katsayısı (W/ m ² K)
Düz Borulu Kondenser Testi	49,05
Standart Tipte İçten Yivli Borulu Kondenser Testi	50.36
Boru Tarafı Kondenzasyon Etkisi Yüksek Tipte İçten Yivli Borulu Kondenser Testi	49,47
Düz Borulu Evaporatör Testi	45,93
Yivli Borulu Evaporatör Testi	54,75

7.10.2 Soğutucu Akışkan Tarafı Isı Transferi Katsayılarının Hesaplanması

7.10.2.1 Logaritmik Sıcaklık Farkının Belirlenmesi

7.10.2.1.1 Düz Borulu Kondenser Testi

Toplam logaritmik sıcaklık farkı, test edilen kondenserlerin 3 bölgesindeki ayrı ayrı hesaplanan logaritmik sıcaklık farkına göre belirlenecektir. Toplam logaritmik sıcaklık farkı aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanabilir (Kern, 2003)

Kızgınlığın alınması bölgesindeki LMTD:

$$LMTD_{K.A.B.} = \frac{(Soğ.A.Kon.Gir.S - K.A.B.HavaÇ.S.) - (Kond.S. - HavaGir.S.)}{\ln\left(\frac{S.A.Kon.Gir.S - K.A.B.HavaÇia.S.}{(Kond.S. - HavaGir.S.)}\right)} \quad (7.8)$$

Kondenzasyon bölgesindeki LMTD:

$$LMTD_{K.B.} = \frac{(Kon.S. - K.B.HavaG.S.) - (Kond.S. - K.B.HavaÇ..S.)}{\ln\left(\frac{(Kon.S. - K.B.HavaGir.S.)}{(Kond.S. - K.B.HavaÇ.S.)}\right)} \quad (7.9)$$

Aşırı soğutma bölgesindeki LMTD :

$$LMTD_{A.S.B.} = \frac{(Kon.S. - HavaÇia.S.) - (S.A.Çu .S. - .A.S.B.HavaGir.S.)}{\ln\left(\frac{(Ko.S. - HavaÇia.S)}{(S.A.Çu .S. - .A.S.B.HavaGir.S.)}\right)} \quad (7.10)$$

Toplam LMTD :

$$LMTD = \frac{Q}{\frac{Q}{LMTD_{K.A.B.}} + \frac{Q}{LMTD_{K.B.}} + \frac{Q}{LMTD_{A.S.B.}}} \quad (7.11)$$

Çizelge 7.11 Düz borulu kondenser testi hesaplanan ve okunan sıcaklık değerleri

Soğutucu Akışkan Kondenser Giriş Sıcaklığı	°C	65
Kızgınlığın Alınması Bölgesi Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	25,869
Kondenzasyon Sıcaklığı	°C	40,0
Kondenser Hava Giriş Sıcaklığı	°C	24,98
Kondenzasyon Bölgesi Hava Giriş Sıcaklığı	°C	25,887
Kondenzasyon Bölgesi Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	33,001
Kondenser Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	33,87
Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	37,0
Aşırı Soğutma Bölgesi Hava Giriş Sıcaklığı	°C	33,001

Yukarı verilen sıcaklık bilgilerine göre LTMD değeri düz borulu kondenserde 9,72 olarak bulunmuştur.

7.10.2.1.2 Standart Yivli Borulu Kondenser Testi

Çizelge 7.12 Standart yivli borulu kondenser testi hesaplanan ve okunan sıcaklık değerleri

Soğutucu Akışkan Kondenser Giriş Sıcaklığı	°C	65
Kızgınlığın Alınması Bölgesi Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	25,751
Kondenzasyon Sıcaklığı	°C	40,0
Kondenser Hava Giriş Sıcaklığı	°C	24,97
Kondenzasyon Bölgesi Hava Giriş Sıcaklığı	°C	25,751
Kondenzasyon Bölgesi Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	32,871
Kondenser Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	32,78
Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	37,0
Aşırı Soğutma Bölgesi Hava Giriş Sıcaklığı	°C	32,871

Yukarı verilen sıcaklık bilgilerine göre LTMD değeri düz borulu kondenserde 10,014 olarak bulunmuştur.

7.10.2.1.3 Boru Tarafı Kondenzasyon Etkisi Yüksek Tipte İçten Yivli Borulu Kondenser Testi

Çizelge 7.13 Boru Tarafı Kondenzasyon Etkisi Yüksek Tipte İçten Yivli Borulu Kondenser testi hesaplanan ve okunan sıcaklık değerleri

Soğutucu Akışkan Kondenser Giriş Sıcaklığı	°C	65
Kızgınlığın Alınması Bölgesi Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	25,843
Kondenzasyon Sıcaklığı	°C	40,0
Kondenser Hava Giriş Sıcaklığı	°C	25,0
Kondenzasyon Bölgesi Hava Giriş Sıcaklığı	°C	25,843
Kondenzasyon Bölgesi Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	32,939
Kondenser Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	33,43
Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	37,0
Aşırı Soğutma Bölgesi Hava Giriş Sıcaklığı	°C	32,939

Yukarı verilen sıcaklık bilgilerine göre LTMD değeri düz borulu kondenserde 9,80 olarak bulunmuştur.

7.10.2.1.4 Düz Borulu Evaporatör Testi

Çizelge 7.14 Düz borulu evaporatör testi hesaplanan ve okunan sıcaklık değerleri

Evaporatör Hava Giriş Sıcaklığı	°C	9,99
Evaporasyon Bölgesi Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	7,083
Evaporasyon Sıcaklığı	°C	0,01
Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	6,28
Evaporatör Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	7,083

Yukarı verilen sıcaklık bilgilerine göre LTMD değeri düz borulu kondenserde 7,02 olarak bulunmuştur.

7.10.2.1.5 Yivli Borulu Evaporatör Testi

Çizelge 7.15 Yivli borulu evaporatör testi hesaplanan ve okunan sıcaklık değerleri

Evaporatör Hava Giriş Sıcaklığı	°C	10,02
Evaporasyon Bölgesi Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	7,122
Evaporasyon Sıcaklığı	°C	0,01
Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	6,44
Evaporatör Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	6,8

Yukarı verilen sıcaklık bilgilerine göre LTMD değeri düz borulu kondenserde 6,95 olarak bulunmuştur.

7.10.2.2 Boru Tarafı Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması

Formül (5.3) ve (5.6) yardımıyla aşağıdaki hesaplama yapılabilir:

$$Q_T = U_T * A_T * LMTD$$

$$\frac{1}{U_T * A_T} = \frac{1}{h_i * A_i} + \text{Dirençler} + \frac{1}{h_d * A_d}$$

Dirençler verilen toplam ifadesinde çok küçük olduğu için ihmal edilmiş ve lamel tarafı etkenlik değeri 1 alınmıştır.

Bu formüller yardımıyla boru tarafı ısı transfer katsayıları hesaplanarak aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 7.16 Test edilen ürünlerin boru tarafı ısı transfer katsayıları

Test	Isı Transfer Katsayısı (W/ m ² K)
Düz Borulu Kondenser Testi	3160
Standart Tipte İçten Yivli Borulu Kondenser Testi	1209
Boru Tarafı Kondenzasyon Etkisi Yüksek Tipte İçten Yivli Borulu Kondenser Testi	970
Düz Borulu Evaporatör Testi	727
Yivli Borulu Evaporatör Testi	568

8. EVAPORATÖR ve KONDENSER ÜNİTELERİ ÜRETİM PROSESİNDE KULLANILAN YİVLİ BORULARIN ŞİŞİRİLME İŞLEMİNİN YİV YAPISINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ:

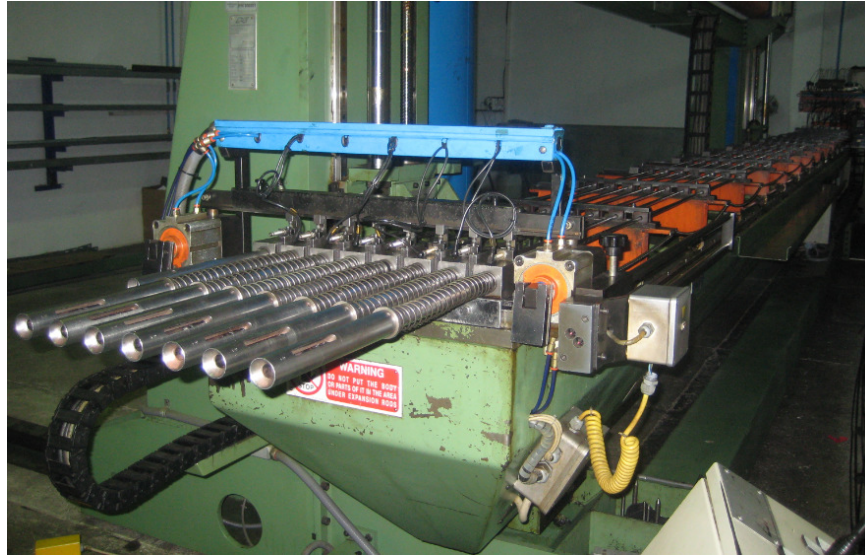
Evaporatör ve kondenser ünitelerinin bataryaları hazırlanırken, bakır boruların lamellerle sıkıca temasının sağlanması şişirme makinelerinde sağlanmaktadır. Şişirme işlemi, başında bir bilye bulunan milin boru içerisine girerek boruyu genişletme işlemidir. Bu bataryaların hazırlanmasında kullanılan en yaygın üç şişirme makinesi aşağıda verilmiştir.

8.1 Şişirme Makineleri:

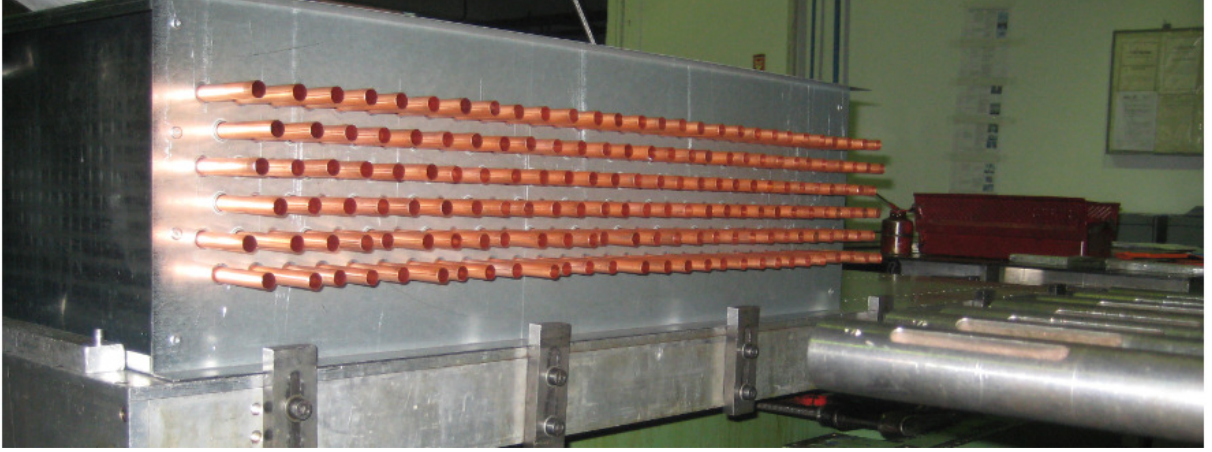
- Yatay Şişirme Makinesi
- Dikey Şişirme Makinesi
- Manuel Şişirme Makinesi

8.1.1 Yatay Şişirme İşlemi:

Kullanılan yatay şişirme makineleri genellikle belli bir büyüklüğün üzerindeki bataryalardaki bakır boruların şişirilmesi işleminde kullanılmaktadır.



Şekil 8.1 Tam otomatik yatay şişirme makinesi



Şekil 8.2 Yatay şişirme makinesinde bataryadaki bakır boruların şişirilme işlemi

8.1.2 Dikey Şişirme İşlemi

Dikey şişirme makineleri genellikle ürün adeti belli bir sayının üzerinde olan bataryaların borularının şişirilmesinde kullanılmaktadır. Makine üzerindeki millerin ve alt tablada bulunan kurve modellerinin sökölüp takılma işlemi vakit aldığı için şişirilecek ürün adetinin fazla olması üretim maliyetlerini düşürmek için istenmektedir.

Örnek bir dikey şişirme makinesi aşağıda verilmiştir.



Şekil 8.3 Örnek bir dikey şişirme makinesi

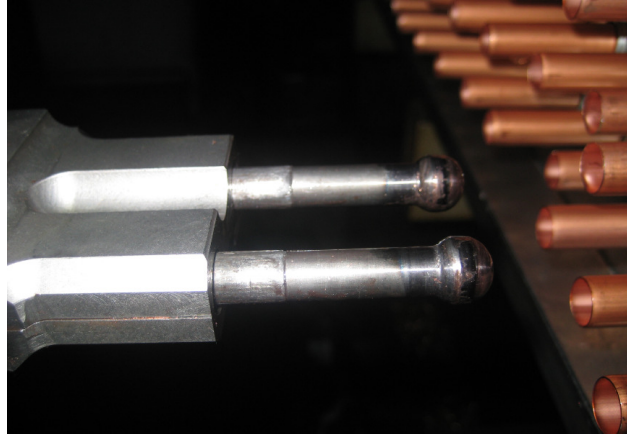
Dikey şişirme işleminde kullanılan mil örneği aşağıda verilmiştir.



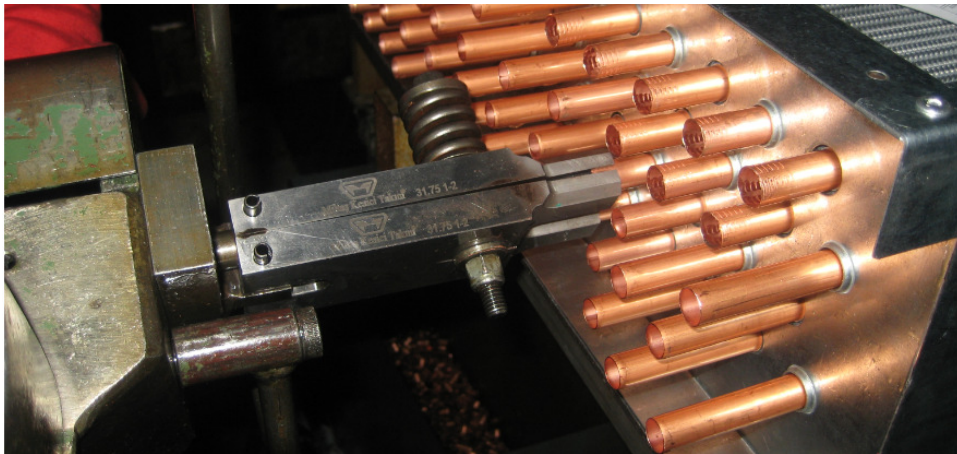
Şekil 8.4 Dikey şişirme makinesinde kullanılan örnek bir mil

8.1.3 Manuel Şişirme Makinesi

Manuel şişirme makineleri genellikle ölçüsü küçük ve düşük adetli bataryaların şişirilmesi işleminde kullanılmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi iki adet mil borulara girerek boruların genişleme işlemini yapmaktadır.



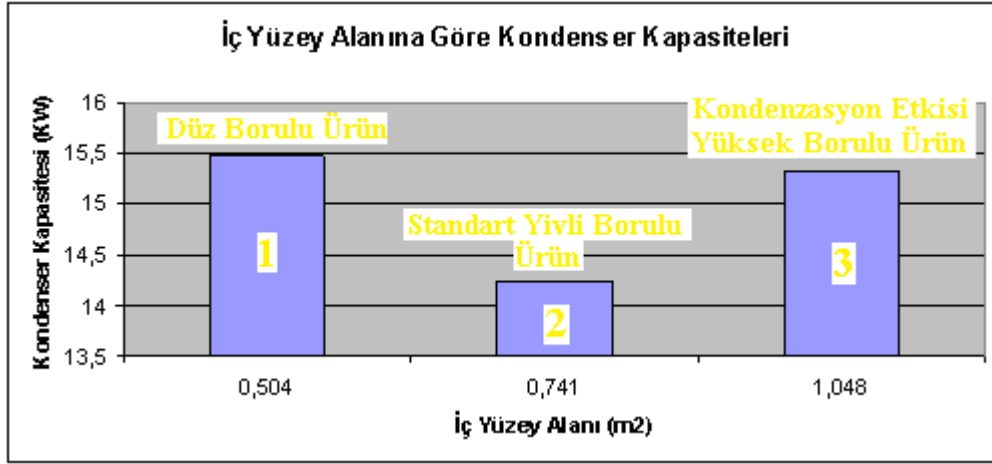
Şekil 8.5 Örnek bir manuel şişirme makinesi mili



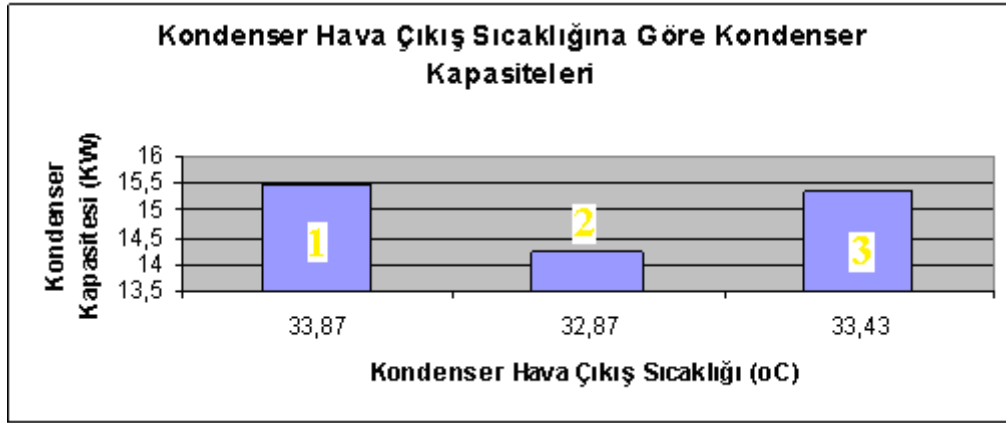
Şekil 8.6 Örnek bir manuel şişirme makinesi ve şişirme işlemi

9. SONUÇLAR

9.1 Kondenser Test Sonuçlarının Karşılaştırılması

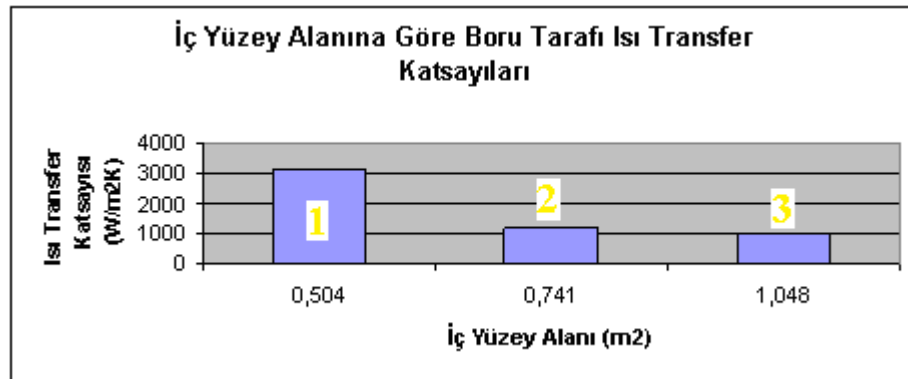


Şekil 9.1 Boru iç yüzey alanına göre kondenser kapasitelerinin karşılaştırılması



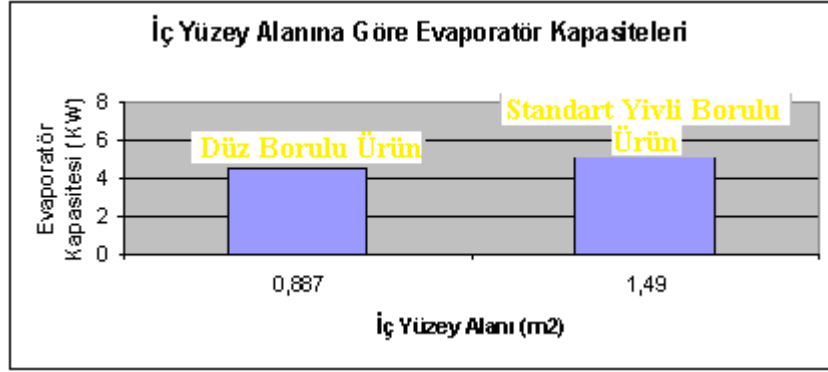
Şekil 9.2 Kondenser hava çıkış sıcaklığına göre kondenser kapasitelerinin karşılaştırılması

Literatürde yapılan çalışmalarda ve büyük ölçekli bakır boru üretici firmaların yaptığı çalışmalarda boru iç yüzey alanı yüksek olan borularda, kondenzasyon ısı transfer katsayısının, daha düşük iç yüzey alanına sahip borulara göre daha yüksek olduğu belirtilmesine karşın yapılan testlerde çıkan kapasitelere göre tersine sonuçlar elde edilmiştir.

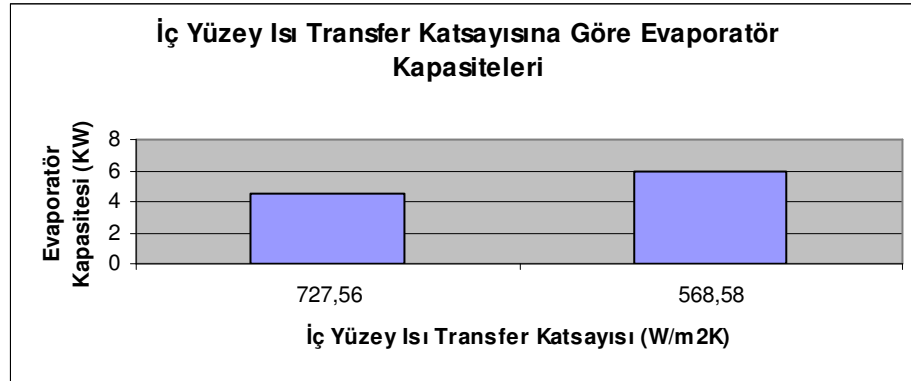


Şekil 9.3 İç yüzey alanına göre ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması

9.2 Evaporatör Test Sonuçlarının Karşılaştırılması



Şekil 9.4 Boru iç yüzey alanına göre evaporatör kapasitelerinin karşılaştırılması



Şekil 9.5 İç yüzey ısı transfer katsayısına göre evaporatör kapasitelerinin karşılaştırılması

Test sonuçlarına göre yivli borulu evaporatör ile düz borulu evaporatör kapasiteleri incelendiğinde yivli borulu evaporatör kapasitesi düz borulu evaporatöre göre % 30 artmıştır. Fakat iç yüzey alanı yivli boruda %68 fazla olması nedeni ile ısı transfer katsayısı düz boruya göre düşük kalmıştır.

Yivli borulu ürünlerde ısı transfer katsayısının düz borulu ürüne göre düşük çıkmasının nedeni olarak, birkaç durum öngörülebilir.

Bunlar;

- Kondenser ve Evaporatör üretimi esnasında lamellerin bakır borulara sıkı temasının sağlanması için uygulanan şişirme prosesinin etkisi,
- Yiv yüksekliğinin gereğinden fazla yapılması nedeniyle yiv boşluklarında soğutma tesisatında dolaşan yağın birikmesi sonucu ısı transferinin azalması
- Isı transfer alanının artışının, ısı transfer katsayısındaki düşmeye göre daha fazla olması
- Yapılan soğutucu akışkan devrelemesinin yivli borulu ürün dizaynına uygun olmaması
- Ölçüm hataları olarak sıralandırılabilir.

Yukarıda verilen durumlar göz önünde bulundurularak, ürün dizaynlarında, seçilen yivli borunun özellikleri iyi incelenmeli ve bu incelemenin ardından yiv özellikleri belirlenmelidir. Yivli boru fiyatları düz boru fiyatlarına göre pahalı olmasına karşın, oluşan kapasite artırımını bu farkı karşılayacak ve üzerine çıkacak düzeyde olmalıdır. Testleri yapılan kondenserler

karşılaştırıldığında fiyat/kapasite oranı yivli borulu ürünlerde yükselmiş olup, evaporatörlerde ise düşüş sergilemiştir.

Test edilen yivli evaporatör göz önüne alındığında, yivli borudan kaynaklanan maliyet artışının %10 seviyelerinde olması, buna karşılık kapasite artımının %30 seviyelerinde olması, daha düşük maliyetli yivli evaporatör ile aynı kapasitenin karşılanması durumunu ortaya çıkartmaktadır.

Bu tez çalışmasında çıkartılan sonuçların yanında test edilen yivli borulu ürünler ile daha farklı tipte yivli borulu kondenser ve evaporatörler karşılaştırılırsa, ortaya çıkan bu kapasite farklarının nedenleri daha açık görülebilecektir. Bunun yanında farklı soğutucu akışkan devrelemeleri ile farklı soğutucu akışkan debilerinde yapılabilecek testlerin sonuçları yine ürünlerin kapasitelerini en etkin şekilde kullanmak için yol gösterici olacaktır.

KAYNAKLAR

Boissieux X., Heikal M.R., Johns R.A. (2000), Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part I: evaporation, *Int. J. Refrigeration* 23 (4) 269–283.

Cavallini A, Del Col D, Doretti L, Longo GA, Rossetto L. (2000), Heat transfer and pressure drop during condensation inside horizontal enhanced tube, *Int J Refrigeration*; 23;4-25

Cavallini A, Censi G, Del Col D, Doretti L. Longo GA, Rossetto L, Zilio C, (2002 Ağustos), Experimental heat transfer coefficient and pressure drop during condensation of R22 and R407C inside a horizontal microfin tube, *Proceeding of Int. Heat Transfer Conference*, 18-23; Grenoble, France.

Cavallini A, Del Col D, Doretti L, Longo GA, Rossetto L, (2002 Temmuz), Heat transfer coefficient of HFC refrigerants during condensation at high temperature inside an enhanced tube, *Proceeding of Int. Refrig. Conference at Purdue*, 16-19; West Lafayette, Indiana, USA.

Cavallini A, Del Col D, Mancin S, Rossetto L., (2006 Temmuz), Thermal Performance of R410A condensing in a microfin tube, *Proceeding of Int. Refrig. Conference at Purdue*, 17-20; West Lafayette, Indiana, USA.

Cavallini A, Del Col D, Doretti L, Mancin S, Rossetto L, Zilio C.(2006 Temmuz 17-20) Visualization of the heat transfer enhancement during condensation in a microfin tube, *Proceeding of FEDSM2006, ASME Joint U.S; Miami,Florida, USA.*

Cavallini A., Del Col D., Mancin S., Rossetto L. (2009) “Condensation Of Pure And Near-Azeotropic Refrigerants In Micro-Fin Tubes: A New Computational Procedure” *International Journal of Refrigeration* 32 162-174

Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Longo G.A., Rossetto L. (1999), Refrigerant vaporization inside enhanced tubes: a heat transfer model, *Int. J. Heat Technol.* 17 (2) 29–36.

Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Longo G.A., Rossetto L. (26 Mayıs 1999), Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes
Dipartimento di Fisica Tecnica dell'Università, via Venezia 1, I-35131 Padova PD, Italy
Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali dell'Università di Padova, Italy

Chamra LM, Mago PJ. (2006), Modeling of condensation heat transfer of refrigerant mixture in micro-fin tubes, *Int J of Heat and Mass Transfer*; 29; 1915-1921

Chamra LM, Mago PJ, Tan M, Kung C. (2005), Modeling of condensation heat transfer of pure refrigerant in micro-fin tubes, *Int J Heat and Mass Transfer*; 48; 1293-1302

Chen I.Y., Wu Y.S., Chang Y.J., Wang C.C. (2007), Two-phase frictional pressure drop of R-134a and R-410A refrigerant–oil mixtures in straight tubes and U-type wavy tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science* 31 (4) 291–299.

Chen I.Y., Won C.L., Wang C.C. (2005), Influence of oil on R-410A twophase frictional pressure drop in a small U-type wavy tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32 (6) 797–808.

Choi T.Y., Kim Y.J., Kim M.S., Ro S.T. (2000), Evaporation heat transfer of R-32, R-134a, R-32/134a, and R-32/125/134a inside a horizontal smooth tube, *Int. J. Heat Mass Transfer* 43 (19) 3651–3660.

Doretto L, Fantini F, Zilio C.(2005 Ağustos-31 Eylül), Flow patterns during condensation of three refrigerants: microfin vs. smooth tube, *Proceeding of IIR Int. Conference Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants*, 2; Vicenza, SGE Padova, Italy.

Drop (2006 Temmuz), *Proceeding of Int. Refrig. Conference at Purdue*, 17-20; West Lafayette, Indiana, USA.

Dukler, A. E., M. Wicks, and R. G. Cleveland, (1949), “Frictional Pressure Drop in Two-Phase Flow: B. An Approach Through Similarity Analysis.” *AICHE Journal* 10.

Eckels S.J., Doerr T.M., Pate M.B. (1998), Heat transfer coefficients and pressure drops for R-134a and an ester lubricant mixture in a smooth tube and a micro-fin tube, *ASHRAE Transactions* 104 (1 A) 366–375.

Eckels S.J., Doerr T.M., Pate M.B. (1994), In-tube heat transfer and pressure drop of R-134a and ester lubricant mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube: Part I – Evaporation, *ASHRAE Transactions* 100 (2) 265–282.

Eckels, S. J., Doerr, T. M., Pate, M. B., (1993), "Heat Transfer and Pressure Drop During Condensation and Evaporation of HFC-134a/Oil Mixtures in Smooth and Micro-tube(RP-630)" *ASHRAE RP-630*, Engineering Research Institute, Iowa State University,.

Gz-Lans Experimental Technology Co., Ltd şirketinin hazırladığı test odası dokümanları

Greco A., Vanoli G.P. (2005), Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube, *Int. J. Refrigeration* 28 (6) 872–880.

Goto M., Inoue N., N. Ishiwatari (2001), Condensation and Evaporation Heat Transfer of R410-A inside internally grooved horizontal tubes, *International Journal of Refrigeration* 24 628-638

Houfuku M. (Ağustos 2007), Development trends in inner-grooved tubes in Japan *Hitachi Cable Review* No.26

Han, D., Lee, K.J., (2005), Experimental study on condensation heat transfer enhancement and pressure drop penalty factors in four microfin tubes. *Int. J. Heat Mass Tran.* 48, 3804–3816.

Jung, D. S., and Radermacher, R. , (1989), “Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 12, pp. 2435- 2446.

Kattan N., Thome J.R., Favrat D., (1998), Flow boiling in horizontal tubes: part 3-development of a new heat transfer model based on flow pattern, *J. Heat Transfer Trans. ASME* 120 (2) 156–164.

Kedzierski M.A., Goncalves J.M. (1997), Horizontal convective condensation of alternative refrigerants within a micro-fin tube, NISTIR 6095, U.S. Dept. Commerce.

Kim M.H., Shin J.S. (2005), Evaporation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes, *Int. J. Refrigeration* 28 (6) 940–948.

Kim Y., Seo K., Chung J.K. (2002), Evaporation heat transfer characteristics of R-410A in 7 and 9.52 mm smooth/micro-fin tubes, *International Journal of Refrigerant* 25 (6) 716–730.

Kim M.-H., Shin J.-S. (10 Mayıs 2005), Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes, Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute Science and Technology Science Town, Daejeon 305-701, South Korea

Koops, P. E., (1992), “Comparison of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Refrigerants 134a and 12 During Condensation Inside Smooth and Internally Finned Tubes”, Master thesis, Kansas State University.

Koyama S., Yu J., Momoki S., Fujii T., Honda H. (1995), Forced convective flow boiling heat transfer of pure refrigerants inside a horizontal microfin tube, in: *Proceedings of the Convective Flow Boiling Conference*, pp. 137–142.

Koyama S, Yonemoto R. Experimental Study on Condensation of Pure Refrigerants in Horizontal Micro-Fin Tube –Proposal of Correlation for Heat Transfer and Frictional Pressure

Lockhart, R. W., and Martelli, R. C., (1949), “Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes.” *Chemical Engineering Progress* 45 (1), pp. 39-48.

Lallemand M., Branescu C., Haberschill P. (2001), Local heat transfer coefficients during boiling of R22 and R407C in horizontal smooth and micro-fin tubes, *Int. J. Refrigeration* 24 (1) 57–72.

Martinelli, R.C. and Nelson, D.B., (1948), “Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water”, *ASME Transactions*, No. 6.

Nidegger E., Thome J.R., Favrat D. (1997), Flow boiling and pressure drop measurements for R-134a/oil mixtures, Part 1: Evaporation in a microfin tube, *HVAC&R Research* 3 (1) 38–53.
Thome J.R., Kattan N., Favrat D. (1999), Evaporation in microfin tubes: a generalized prediction model, in: *Proceedings of the Convective Flow and Pool Boiling Conference*, pp. 239–244.

Oliviera J.A., Liebenberga L., J. Thomeb R., Meyera J. P. (17 Ocak 2007), Heat transfer, pressure drop, and flow pattern recognition during condensation inside smooth, helical micro-fin, and herringbone tubes, Department of Mechanical and Aeronautical Engineering, University of Pretoria, Pretoria, South Africa, Laboratory of Heat and Mass Transfer, Faculty of Engineering Science, Swiss Federal Institute of Technology-Lausanne (EPFL), Lausanne 1015, Switzerland

Özkol N. (Aralık 2004), Uygulamalı Soğutma Tekniği, MMO/2004/115/6, Ankara

Passos J.C., Kuser V.F., Haberschill P., Lallemand M. (2003), Convective boiling of R407C inside horizontal microfin and plain tubes, *Int. J. Exp. Therm. Fluid Sci.* 27 (6) 705–713.

Sami S.M., Comeau J.D. (2002), Influence of thermophysical properties on two-phase flow convective boiling of refrigerant mixtures, *Applied Thermal Engineering* 22 (14) 1535–1548.

Schlager L.M., Pate M.B., Bergles A.E. (1989), A comparison of 150 and 300SUS oil effects on refrigerant evaporation and condensation in a smooth tube and a micro-fin tube, *ASHRAE Transactions* 95 (1) 387–397.

Schlager L.M., Pate M.B., Bergles A.E. (1990), Performance predictions of refrigerant–oil mixtures in smooth and internally finned tubes part II: Design Equations, *ASHRAE Transactions* 96 (1) 170–182.

Signal, L. C., Sharma, C. P., and Varma, H. K., (1983), “Pressure Drop During Forced Convection Boiling of Binary Refrigerant Mixtures”, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 9, No. 3, pp. 309-323.

Shen B., Groll E.A. (2005), A critical review of the influence of lubricants on the heat transfer and pressure drop of refrigerants, Part I: Lubricant influence on pool and flow boiling, *HVAC&R Research* 11 (3) 341–359.

Stewart S. W. (Kasım 2003), Enhanced Finned-Tube Condenser Design and Optimization, Georgia Institute of Technology

Targanski W., Cieslinski J.T. (2005), Evaporation of R407C/oil mixtures inside corrugated and micro-fin tubes, *Applied Thermal Engineering* 27 (13) 2226–2232.

Tichy, J.A., Duque-Rivera, J., Macken, N. A., and Duval, W. M. B. , (1986), “An Experimental Investigation of Pressure Drop in Forced-Convection Condensation and Evaporation of Lubricant- Refrigerant Mixture” *ASHRAE Transactions* 92, pp. 461-472.

Torikoshi, K. and Kawabata, K. , (1992), “Heat Transfer and Pressure Drops Characteristics of HFC-134a in a Horizontal Heat Transfer Tube” In *Proceedings: 1992 International Refrigeration Conference-Energy Efficiency and New Refrigerants* 1, pp. 167-176.

Wellsandt S., Vamling L. (2005), Evaporation of R407C and R410A in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and pressure drop, *Int. J. Refrigeration* 28 (6) 901–911.

Wellsandt S., Vamling L. (2005), Prediction method for flow boiling heat transfer in a herringbone microfin tube, *Int. J. Refrigeration* 28 (6) 912–920.

Wellsandt S., Vamling L. (2005), Evaporation of R407C and R410A in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and pressure drop, *International Journal of Refrigerant* 28 (6) 901–911.

Yun R., Kim Y., Seo K., Kim H.Y. (2002), A generalized correlation for evaporation heat transfer of refrigerants in micro-fin tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 45 (10) 2003–2010.

Yu, J., Koyama, S., (1998), Condensation heat transfer of pure refrigerants in microfin tubes. In: Proceeding of International Refrigeration Conference at Purdue. 17–20 July, West Lafayette, Indiana, USA, pp. 325–330.

Yu J, Koyama S. (1998 Temmuz), Condensation heat transfer of pure refrigerants in microfin tubes, Proceeding of Int. Refrig. Conference at Purdue, 17-20; West Lafayette, Indiana, USA, p. 325-330.

Yun R., Kim Y., Seo K., Kim H.Y. (18 Ekim 2001), A generalized correlation for evaporation heat transfer of refrigerants in micro-fin tubes, Department of Mechanical Engineering, Korea University, Anam-Dong, Sungbuk-Gu, Seoul 136-701, Republic of Korea

Zurcher O., Thome, J.R. Favrat D. (1998), In-tube flow boiling of R-407C and R-407C/oil mixtures, Part I: Microfin tube, HVAC&R Research 4 (4) 347–372.

İNTERNET KAYNAKLARI

<http://www.sarkuysan.com/bakirBorular.asp>

<http://ujdigispace.uj.ac.za:8080/dspace/handle/10210/1939?mode=full>

www.yerdenisi.com

Friterm A.Ş. Evaporatör ve Kondenser Eğitim Notları ve Sunuları

Friterm A.Ş. Evaporatör ve Ticati Tip Kondenser Üniteleri Katalogları

Bitzer Kompresör Ürün Seçim Programı Bitzer Software 5.1.2

Wieland firması bakır boru katalogları

(http://www.wieland.de/internet/en/produkte/rohrbereich/rohrbereich_1.jsp)

KME Group firması bakır boru katalogları (<http://www.kme.com/en/index.html>)

Wolverine Tubes bakır boru ürün katalogları (www.wlv.com)

Wolverine Tubes Databook 2, Databook 3

(<http://www.wlv.com/products/thermal-management-databooks.html>)

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 24.08.1982

Doğum yeri Ereğli/KONYA

Lise 1996-2000 Ereğli Süper Lisesi

Lisans 2001-2006 Yıldız Teknik Üniversitesi
Makine Mühendisliği Bölümü
Isı/Proses Programı

Yüksek Lisans 2006-Devam ediyor Yıldız Teknik Üniversitesi
Makine Mühendisliği Bölümü
Isı/Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

2006-2007 Heinen Hopman Mühendislik A.Ş.

2008-Devam ediyor Friterm Termik Cihazlar San. ve Tic. A.Ş.