

T.C.
ULUDAĞ UNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU
BALIKESİR MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

HAVA SOĞUTMALI KANATLI- BORULU KONDANSERİN VE
SU SOĞUTMALI YATAY GÖVDE-BORU KONDANSERİNİN
KAPASİTELERİNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN ARAŞTIRILMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ENVER YALÇIN

Sınav Günü :

Jüri Üyeleri: Prof. Sabri SAVAS (DANISMAN)

Doç. Dr. Recep YAMANKARADENİZ

Doç. Dr. Muhittin CAN

BALIKESİR, HAZİRAN 1992

ÖNSÖZ

Sogutma sistemlerinde, istenilen verimin elde edilebilmesi için herşeyden önce sistemde kullanılan ekipmanların çok iyi belirlenmesi, gereken ebatlarda ve kapasitelerde seçilmesi gerekir. Yapılacak hesaplamalar ve projelendirmeler açısından çok önemlidir.

Yapılacak mühendislik çalışmaları tüm sistemi kapsayacağından çok detaylı bir problem ortaya çıkmaktadır. Oldukça geniş kapsamlı bir çalışma olduğundan her bir ekipman tek başına bir inceleme konusu olabilecek niteliğe sahiptir. Bu yoldan hareket ederek, sogutma sistemlerinde kullanılan kondanserler inceleme alanı olarak seçilmiştir.

Her ne kadar, ana başlık olarak kondanserler seçilmiş ise de pek çok türü mevcut olduğundan tümü detaylı olarak incelenememiştir.

Bu çalışmada, hava sogutmali kanatlı-borulu kondanserler ve su sogutmali yatay gövde-boru kondanserleri detaylı olarak incelenmiştir. Genel ısı bilançoları ele alınmış, en ekonomik çözümler üzerinde durulmuştur.

Beni böyle bir konuda çalışmaya yönlendiren ve büyük yardımlarını gördüğüm değerli hocam Prof. Sabri SAVAS' a teşekkürü bir borç bilirim.

Enver YALÇIN

ÖZET

Bu çalışmada, soğutma sistemlerinde kullanılan kondanserler hakkında bilgi verilmiş ve kondanserlerdeki yoğuşma olayı ana hatlarıyla açıklanmıştır.

Soğutma sistemlerinde kullanılan hava soğutmalı kanatlı borulu kondanserlerin ve su soğutmalı yatay gövde-boru kondanserlerin toplam ısı transfer katsayısına, buna bağlı olarak da kapasiteye etki eden parametreler incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, grafikler halinde sunulmuş ve değerlendirmeleri yapılmıştır.

ABSTRACT

In this study, knowledge was given about condensers which is used in the cooling systems, and condensing in condensers have been explained as general.

Parameters which is affect overall heat transfer coefficient of air cooled finned tube condensers and shell and tube condensers, and also capacity of these condensers have been carefully examined. Conclusions have been presented as graphics and evaluated.

EKLER

- (Ek-1) F-12, F-22, F-502 soğutucu akışkanlara ait toplam ısı transfer katsayıları
- (Ek-2) F-717 (NH₃) soğutucu akışkanına ait toplam ısı transfer katsayıları
- (Ek-3) F-12, F-22, F-502 soğutucularına ait fiziksel ve termodinamik özellikler



SEMBOLLER

Sembol	Anlamı	Birimi
Ty	Yoğuşma sıcaklığı.....	°C
Tç	Çevre hava sıcaklığı.....	°C
To	Ortalama sıcaklık.....	°C
Tw	Ortalama cidar sıcaklığı.....	°C
Tsg	Suyun kondansere giriş sıcaklığı.....	°C
Tsç	Suyun kondanserden çıkış sıcaklığı.....	°C
Tfi	Boru iç yüzey film sıcaklığı.....	°C
Tfd	Boru dış yüzey film sıcaklığı.....	°C
hi	Boru iç yüzey ısı transfer katsayısı....	W/m ² °K
hd	Boru dış yüzey ısı transfer katsayısı...	W/m ² °K
K	Toplam ısı transfer katsayısı.....	W/m ² °K
Q	Transfer edilen ısı miktarı.....	W
ΔT_{\log}	Logaritmik sıcaklık farkı (LMTD).....	°C
di	Boru iç çapı.....	m
dd	Boru dış çapı.....	m
Dh	Hidrolik çap.....	m
Da	Kovan (gövde) çapı.....	m
Øk	Kanat verimi.....	Birimsiz
Øy	Yüzey verimi.....	Birimsiz
µ	Dinamik viskozite.....	Pa.s
cp	Özgül ısınma ısısı.....	J/kg°K
k	Isıl iletkenlik.....	W/m°K
g	Yerçekimi ivmesi.....	m/s ²
f	Sürekli kayıp katsayısı.....	Birimsiz
e	Bağıl pürüzlülük.....	Birimsiz

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ONAY.....	II
ÖNSÖZ.....	III
ÖZET.....	IV
ABSTRACT.....	V
EKLER.....	VI
SEMBOLLER.....	VIII
1. GİRİŞ.....	1
2. ISI TRANSFERİ.....	2
2.1. Isı Transferinin Şekilleri ve Temel Kanunları.....	2
2.1.1. Isı İletimi ve Temel Kanunu.....	3
2.1.2. Isı Taşınımı ve Temel Kanunu.....	7
2.1.3. Işıma ve Temel Kanunu.....	7
3. YOĞUŞMA.....	9
3.1. Film Yoğuşma Teorisi.....	9
3.2. Dik Yüzeylerde Yoğuşma.....	10
3.3. Eğik Yüzeylerde Yoğuşma.....	15
3.4. Yatay Boruda Yoğuşma.....	15
3.5. Yatay Boru Demetlerinde Yoğuşma.....	16
3.6. Yoğuşan Sıvı Akışı İçin Reynolds Sayısı.....	17
3.7. Film Yoğuşma Teorisinin Deneyle Karşılaştırılması..	18
3.8. Türbülanslı Akımda Film Yoğuşması.....	19
3.9. Yatay Boru İçindeki Film Yoğuşması.....	20
3.10. Damla Yoğuşması.....	22
3.11. Yoğuşmayan Gazların Bulunması Halinde Yoğuşma.....	23
4. SOĞUTMA VE SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	25
4.1. Soğutma Devresi.....	25
4.2. Soğutucu Akışkanlar.....	26
4.2.1. Freon Soğutucu Akışkanlar.....	26
5. SOĞUTMA SİSTEMİ ANA ELEMANLARI VE TEKNİK ÖZELLİKLERİ.....	27

5.1.	Sogutma Sisteminin Ana Elemanları ve Fonksiyonları....	27
5.1.1.	Sogutma Kompresörü.....	30
5.1.2.	Kompresör Elektrik Motoru.....	30
5.1.3.	Alçak – Yüksek Basınç Presostatı.....	31
5.1.4.	Diferansiyel Yağ Basınç Presostatı.....	31
5.1.5.	Yüksek Basınç Manometresi.....	31
5.1.6.	Alçak Basınç Manometresi.....	31
5.1.7.	Uç Yollu Sogutma Vanaları.....	31
5.1.8.	Kompresör Basma ve Emme Vanaları.....	31
5.1.9.	Kondanser.....	32
5.1.10.	Kurutucu (Drayer).....	32
5.1.11.	Kurutucu (Bypass) Vanaları.....	32
5.1.12.	Sogutucu Akışkan Şarj Vanası.....	32
5.1.13.	Gözetleme Camı (Sight Glass).....	32
5.1.14.	Çelik Kaide.....	33
5.1.15.	Su veya Salamura Sogutucusu.....	33
5.1.16.	Termostatik Genleşme Valfi.....	33
5.1.17.	Selenoid Valf.....	33
5.1.18.	işletme Termostatı.....	34
5.1.19.	Donma Termostatı.....	34
5.1.20.	Akış Kontrol Otomatığı (Flow Switch).....	34
5.1.21.	Evaporatör.....	34
5.1.22.	Kondanser Sogutma Suyu Pompası.....	34
5.1.23.	Su Sogutma Kulesi.....	35
5.1.24.	Soguk Su veya Salamura Pompası.....	35
5.1.25.	Su veya Salamura Vanaları.....	35
5.1.26.	Termometreler.....	35
5.1.27.	Elektrik Kumanda Tablosu.....	35
6.	KONDANSERLER.....	36
6.1.	Su Sogutmali Kondanserler.....	36
6.1.1.	Isı Atımı.....	36
6.2.	Kondanserde Isı Transferi.....	37
6.3.	Su Tarafındaki Film Katsayısı.....	38
6.4.	Sogutucu Tarafındaki Film Katsayısı.....	39
6.5.	Boru Cidar Direnci.....	41
6.6.	Ortalama Kanat Verimi.....	41

6.7.	Kirlenme Faktörü.....	43
6.8.	Su Basıncı Düşüşü.....	45
6.9.	Yoğuşan Sıvının Aşırı Soğutulması.....	46
6.10.	Su Soğutmalı Kondanser Tipleri.....	47
6.11.	Gövde-Boru Kondanserlerinin Genel Isı Bilançosu.....	55
6.11.1.	Aynı ve Zıt Yönlü Paralel Akım Halleri.....	57
6.11.2.	Çapraz Akım Hali.....	63
6.12.	Yoğuşmayan Gazlar.....	64
6.13.	Hava Soğutmalı Kondanserler.....	65
6.13.1.	Serpantin İmalatı.....	66
6.13.2.	Fanlar ve Hava İhtiyacı.....	67
6.13.3.	Isı Transferi ve Basınç Kaybı.....	67
6.13.4.	Kondanserlerin Çalışma Şekli ve Kıyaslanması.....	67
6.13.5.	Hava Soğutmalı Kondanserlerin Kontrolü.....	69
6.14.	Evaporatif Kondanserler.....	72
6.14.1.	Evaporatif Kondanserlerin Çalışma Prensibi.....	72
6.15.	Atmosferik Isı Atımı Ekipmanlarının Mukayesesi.....	74
6.16.	Kondanser Yerleşimi.....	75
6.17.	Kızgınlık Derecesini Düşürme Serpantinleri.....	75
6.18.	Sıvının Aşırı Soğutulması.....	76
7.	HESAPLAMALAR.....	78
7.1.	Hava Soğutmalı Kondanser.....	78
7.1.1.	Isıl Hesaplamalar.....	78
7.2.	Su Soğutmalı Kondanser.....	83
7.2.1.	Isıl Hesaplamalar.....	83
7.2.2.	Basınç Kayıpları Hesabı.....	86
7.2.2.1.	Sürtünme Kayıpları.....	86
7.2.2.2.	Lokal Kayıplar.....	87
7.2.3.	Saptırıcı Aralığı Hesabı.....	88
8.	SONUÇLAR.....	89
EKLER.....		95

1. GİRİŞ

Sogutma sistemlerinde kullanılan kondanserlerden istenilen kapasitenin elde edilmesi için kapasiteye etki eden parametreleri iyi belirlemek ve bu parametreleri gözönüne alarak hesaplamaları yapmak gerekir.

Isı transferinde, ısı iletim katsayılarına etki eden çeşitli parametreler vardır. Bu parametreler , hava sogutmali kanatlı-borulu kondanserlerde; hava hızı, kanat aralığı, sogutucu akışkan cinsi ve yoğunlaşma sıcaklıkları, çevre sıcaklığı, kullanılan boru cinsi ve çapları; su sogutmali gövde-boru tipi kondanserlerde ise suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları, sogutucu akışkanın ve sogutma suyunun debisi, kullanılan boruların cinsi ve çapları sogutucu akışkanın yoğunlaşma sıcaklıkları ve ısı transferi yüzey alanı gibi parametrelerdir.

Örneğin; hava sogutmali kanatlı-borulu kondanserlerde hava hızı arttığı sürece ısı iletim katsayısı yükselmektedir. Ancak yüksek hızlar büyük gürültüye neden olduğundan 5 m/s nin üzerindeki hızların kullanılması tavsiye edilmez. Kanat aralığı küçük tutularak ısı transferi yüzey alanı arttırılabilir. Ancak çok sık kanat demeti hava akımına bir engel teşkil edeceğinden uygun değildir ve aynı zamanda fazla malzeme kullanımından dolayı maliyeti olumsuz yönde etkiler. Çok büyük kanat aralıkları da istenilen performansın elde edilmesini önler.

Su sogutmali kondanserler doğal su imkanlarının (nehir, göl, deniz, artezyen, keson kuyu vb.) uygun olduğu bölgelerde doğal sudan ve ayrıca su imkanlarının sınırlı olduğu bölgelerde ise sogutma kulelerinde sogutulan sudan yararlanılarak kullanılır. Çünkü, gerek kuruluş gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik tiptir. Büyük kapasitelerde kullanılması uygun olur. Hesaplamalarda suyun kirlenme katsayısı, basınç kaybı, aşırı sogutma miktarı ve kanat verimi de gözönüne alınmalıdır. Suyun debisi giriş ve çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak tayin edilebilir.

2. ISI TRANSFERİ

Isı transferi, mühendisliğin her alanında çözümlenmesi gereken bir problemdir. Bugün, teknik ve bilimle ilgili her meslek dalını yetiştiren eğitim kurumlarının tümünde, ısı transferi önemli bir dal haline gelmiştir.

Isı transferinin oluşumu, iki sistem arasındaki ısı farkından dolaydır. (Termodinamiğin ikinci kanunu : " Farklı iki sıcaklıktaki farklı iki sistemde, ısı akımı, büyük sıcaklıkta olan sistemden küçük sıcaklıkta olan sisteme şeklindedir ".)

Isı transferi, termodinamik ile yakın ilişkisi olan bir bilim dalıdır. Ancak ; aralarında kesin bir sınır vardır. Termodinamik daima denge durumundaki sistemlerle ilgilenir. Bu sistemi belirli bir denge durumundan başka bir denge durumuna getirmek için gerek duyulan enerji miktarı, termodinamik kanunları yardımıyla bulunur. Termodinamik, sisteme verilmesi gerekli ısı miktarını saptamakla yetinir. Fakat bu ısının nasıl aktarıldığını yani ısı akımının fiziksel düzeni hakkında hiçbir bilgi vermediği gibi bu kadar ısıyı aktarmak için gerekli zamanla da ilgilenmez.

Yüzyılımızın en büyük mekanik tasarımlarında; modern güç santrallerini oluşturan buhar kazanları, nükleer reaktörler, türbinler, yoğunlaştırucular, pompalar, kompresörler, ısı değiştirgeçleri gibi aygıtların tasarımı ve üretiminde, ısı transferi büyük bir gereksinim olarak ortaya çıkar.

2.1. Isı Transferinin Şekilleri ve Temel Kanunları

- Isı transferi ; a- Isı iletimi (kondüksiyon)
 b- Isı taşınımı (konveksiyon)
 c- Işıma (radyasyon)

olmak üzere üç farklı şekilde gerçekleşir. Problemlerimizin çözümlenmesinde, bazen yalnız biri, bazen ikisi, bazen de üçü birden ortaya çıkar.

Isı transferi problemlerinin çözümü için, genel olarak şu

dört doğa kanunu ve üç özel kanundan yararlanılır :

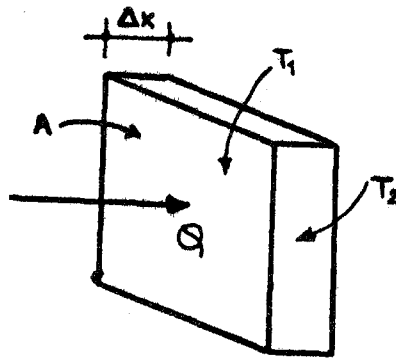
Doğa kanunları:

- 1- Termodinamiğin birinci kanunu,
- 2- Termodinamiğin ikinci kanunu,
- 3- Kütlenin korunumu kanunu,
- 4- Newton'un ikinci hareket kanunu,

- Özel kanunlar:
- 1- Isı iletimi kanunu,
 - 2- Isı taşınımı kanunu,
 - 3- Işıma kanunu.

2.1.1. Isı iletimi ve Temel Kanunu

Isı iletimi, bir ortam içinde bulunan bölgeler arasında veya doğrudan doğruya fiziki ilişkide bulunan farklı atomlar arasında, atom ve moleküllerin izlenebilir bir yer değiştirmesi olmaksızın, bunların doğrudan dokunması sonucu oluşan ısı yayılımı işlemidir. Isı yayılımı, yüksek sıcaklıkta olan bölgeden alçak sıcaklıkta olan bölgeye şeklindedir. Yüzeyi A , kalınlığı dx olan bir levha için (Şekil- 2.1), birim zamandaki ısı miktarı:



Şekil- 2.1

$$Q = k.A \frac{T_1 - T_2}{\Omega x} \quad (2.1)$$

Buradaki k değeri bir sabittir ve malzemenin ısı iletim katsayısı olarak tanımlanır.

Denklem (2.1) deki notasyonlar :

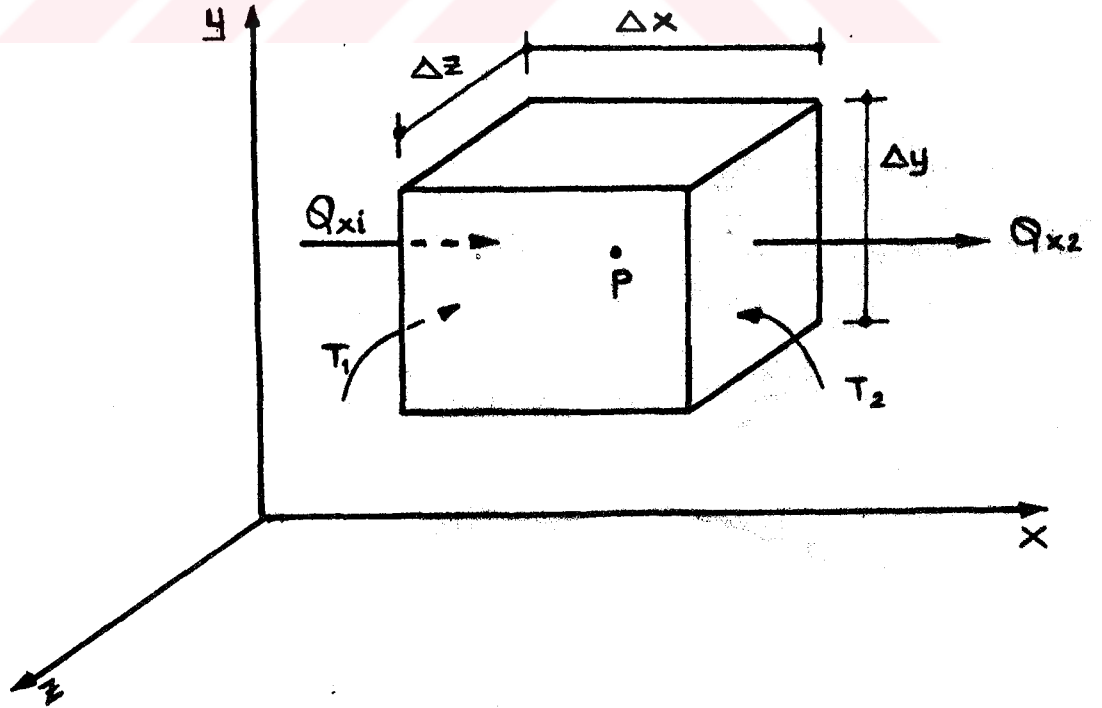
Q : Birim zamandaki ısı akımı (Watt)

A : Isı akımına dik yüzey alanı (m²)

k : Malzemenin ortalama ısı iletim katsayısı (W/m °C)

Ωx : Levha kalınlığı (m)

Yukarıda temel kanununu verdiğimiz ısı iletiminin, uzaysal koordinatlardaki genel denklemini bulmak için, Şekil-2.2'de görüldüğü gibi 3 boyutlu bir cisim gözönüne alalım.



Şekil-2.2

Ω_x, Ω_y ve Ω_z boyutlarındaki bir cisim için enerji dengesini yazarsak, genel ısı iletimi denklemini elde ederiz.

Hesaplarımıza kolaylık getirmesi amacıyla, ısı iletiminin yalnızca x yönünde olduğunu varsayalım. Buna göre ;

Giren ve çıkan ısı miktarları arasındaki fark :

$$Q_{1x} - Q_{2x} \text{ olur.}$$

$$Q_{1x} - Q_{2x} = -k \cdot \Omega_y \cdot \Omega_z \left[\left(\frac{dT}{dx} \right)_1 - \left(\frac{dT}{dx} \right)_2 \right]$$

$\left(\frac{dT}{dx} \right)_1$ ve $\left(\frac{dT}{dx} \right)_2$ sıcaklık gradiyentinin P noktasına göre Taylor açılımları yazılarak:

$$Q_1 - Q_2 = k \cdot \Omega_x \Omega_y \Omega_z \left[\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{d^2 T}{dy^2} + \frac{d^2 T}{dz^2} + \frac{(\Omega_x)^2}{24} \frac{d^4 T}{dx^4} + \frac{(\Omega_y)^2}{24} \frac{d^4 T}{dy^4} + \frac{(\Omega_z)^2}{24} \frac{d^4 T}{dz^4} \right] \quad (2.2)$$

bulunur.

Bu eleman için enerji birikimini, zamana bağlı olarak da yazabiliriz. Burada; sıcaklık olarak elemanın ortalama sıcaklığını gözönüne almamız gerekir. Bu sıcaklığa, "T" dersek, t zamanına bağlı olarak ısı birikimi :

$$\Omega_x \cdot \Omega_y \cdot \Omega_z \cdot \rho \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt} \quad (2.3)$$

olur. Q° : Birim hacim başına elemanda üretilen ısı miktarı olmak üzere ;

$$Q = Q^\circ . (\Omega_x . \Omega_y . \Omega_z) \quad (2.4)$$

Enerji dengesi, (2.2) ve (2.4) denklemlerinin toplamınının , (2.3) denkleminde eşitlenmesiyle yazılır. Elemanda boyutları sıfıra yaklaştırırsak ($\Omega_x, \Omega_y, \Omega_z \rightarrow 0$), $T_{or} \rightarrow T$ olur.

Sonuc olarak ;

$$f . cp \frac{dT}{dt} = k \left(\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{d^2T}{dy^2} + \frac{d^2T}{dz^2} \right) + Q^\circ \quad (2.5)$$

yazılır. Bulunan bu denklem "Genel ısı iletimi denklemi" olarak tanımlanır. Denklem her iki tarafını $.cp$ ile bölersek;

$$\frac{dT}{dt} = a \left(\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{d^2T}{dy^2} + \frac{d^2T}{dz^2} \right) + \frac{Q^\circ}{.cp} \quad (2.6)$$

$$\text{Burada; } a \text{ ısı yayınının katsayısıdır, } a = \frac{k}{f . cp} \quad (2.7)$$

Sıcaklığın zamana bağlı olmaması halinde, denklem (2.6) nin sol tarafı "0" olur. Denklem bu özel haline, "Poisson Denklemi" adı verilir.

Cismin içerisinde üretilen ısı (Q°) olmadığı anlarda ise "Laplace Denklemi" elde edilir.

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{d^2T}{dy^2} + \frac{d^2T}{dz^2} = 0 \quad (2.8)$$

2.1.2 Isı Taşınımı ve Temel Kanunu

Isı taşınımı, akışkan kütlesinin hareket etmesi suretiyle ısının başka bir yere aktarılmasıdır. Kısaca; "akışkan hareketi ile gerçekleşen enerji taşınımı işlemidir diyebiliriz. Isı taşınımını oluşturan neden, ısı iletimini oluşturan nedendir. Fakat, burada enerji, uzayda bir noktadan diğerine akışkanın yer değiştirmesiyle kendi kendine olur. Taşınım her zaman kendi kendine olmaz. Bazı yerlerde, basınçlandırılarak veya vakumlama ile taşınım gerçekleştirilir. Bu duruma, " zorlanmış taşınım" denir.

Isı taşınımının temel kanunu,Newton'un soğuma kanunudur.

$$Q = K.A.(T_y - T_a) \quad (2.9)$$

Newton'un soğuma kanunu, katının yüzeyi bir akışkan ile soğutulduğunda (veya ısıtıldığında), genel ısı iletimi denkleminin çözümünü için denklem (2.6) bir sınır şartı olur.

2.1.3 Işıma ve Temel Kanunu

Bir cisim oluşturan elemanter taneciklerin ısıl hareketi, elektromanyetik ışımaya şeklinde enerji yaymalarına neden olur. Sıcaklığın artması, taneciklerin hareketini, dolayısıyla da ışımaya şiddetini arttırır.

Yüksek sıcaklıktaki bir sistemden,düşük sıcaklıktaki bir sisteme,bu iki sistemin uzayda birbirleriyle teması olmaksızın oluşan ısı transferine " radyasyon " denir. Sistemler arasında boşluk olsa da ısı transferi gerçekleşir.

Diğer ısı geçiş şekillerinde,ısı taşınmasının itici gücü olarak, süreklilik gösteren bir sıcaklık alanı gereklidir.Işıma ile ısı transferinde, ısının taşınabilmesi için, süreklilik gösteren bir sıcaklık alanına gereksinim olmadığı gibi, ısı enerjisi elektromanyetik dalgalar olarak ortaya çıkacaktır. Bu

dalgalar, ışımanın kaynağı olan cisimden çıkarlar. Üç boyutlu koordinat sisteminde doğrusal bir hareketle ilerlerken, yolları üzerinde bulunan diğer bir cisme ısı verirler.

İşımanın cismin içine giren kısmı, ya hiç değişmeden cismin içinden geçer (cisim diatermandır, yani ışıma için geçicidir ya da cisim tarafından absorbe edilir (cisim atermandır). Absorbsiyon ve geçirgenlik cismin yapı maddesine, şekline ve gelen ışımanın dalga boyuna bağlıdır. Bir cismin üzerine gelen ışımanın şiddeti "1" ise ve absorbsiyon sayısı A, yansıma sayısı Y, geçirme sayısı G ile gösterilirse ;

$$A + Y + G = 1 \quad \text{olur.}$$

Üzerine düşen radyasyonun tamamını yutan cisimlere, "Siyah cisim" denir.

İşımanın temel kanunu, Stefan-Boltzmann kanunudur.

$$\text{Isıl radyasyon akışı} = \sigma \cdot T^4 \quad (2.10)$$

$$\text{Burada, } \sigma = 5.76 \cdot 10^{-8} \quad \text{W/m}^2 \cdot \text{K}$$

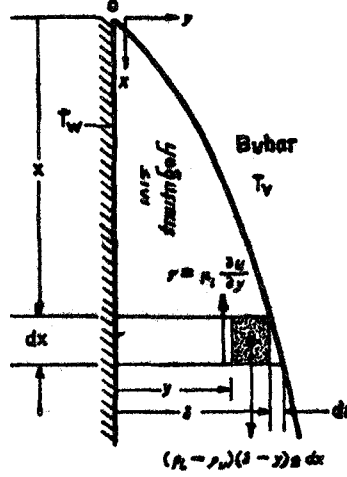
3. YOĞUŞMA

Güç veya soğutma çevrimlerinin pek çok tipi, kullanılan çevrimin türüne bağlı olarak, buhar fazından sıvı fazına veya sıvı fazından buhar fazına geçişle alakalıdır. Bu faz değişimleri kaynama veya yoğuşma olarak ifade edilir; ve mühendis, ısı transfer ekipmanını en iyi şekilde dizayn edebilmek için proses çalışma şeklini anlamış olmalıdır. Kaynama ve yoğuşmada, genellikle, yüksek ısı transfer hızları vardır ve bu gerçek, güç çevrimleri ile ifade edilmesi gerekmeyen ısıtma ve soğutma amaçları için, bu olaylardan yararlanarak, kompakt ısı eşanjör dizaynlarına yol açmıştır.

3.1. Film Yoğuşma Teorisi

Buhar sıcaklığı doyma sıcaklığının altına düştüğü zaman yoğuşma olayı meydana gelir. Mühendislik uygulamalarında, buhar soğuk yüzeyle temas durumuna getirilerek yoğunlaştırılır. Güç ünitelerindeki buhar kondanseri buhar yoğuşma uygulamasının tipik örnekleridir. Yüzeyde oluşan yoğuşma düz bir film formunda meydana gelir ve yerçekimi etkisi altında yüzeyden aşağıya doğru akar. Yüzey üzerinde bir sıvı filminin mevcudiyeti ısı akımına bir ısıl direnç gösterir. Bu nedenle deneysel ve teorik araştırmalar yüzey üzerindeki film yoğuşması ısı transfer katsayısının belirlenmesi için yapılmalıdır. Nusselt tarafından yapılan ilk temel analizler, levha ve borulardaki saf buharın film yoğuşması süresince ısı transfer katsayısının belirlenmesine yol göstermektedir (yoğuşmayan gazların olmadığı kabul edilmiştir). Yıllardır gerçekleştirilen ilerlemeler Nusselt film yoğuşma teorisine dayanmaktadır. Sıvı metallerin katılaşması hariç, Nusselt'in orijinal teorisi halen geçerliliğini korumakta olup ve günümüzde de yaygın olarak kullanılmaktadır. Yoğuşma süresince ısı transferinin daha iyi anlaşılmasına yardımcı olması bakımından Nusselt'in dik bir levhadaki saf buharın film yoğuşma teorisini ifade etmek yararlı olacaktır. (Şekil.3.1)

3.2. Dik Yüzeylerde Yoğuşma



Şekil-3.1 Dik bir yüzeyde film yoğuşması

Şekil- 3.1'de görüldüğü gibi, dik bir levhada buharın yoğuştuğunu düşünelim: x , levha boyunca aşağıya doğru aksnel koordinat; y ise yoğuşma yüzeyine dik koordinat eksenidir. Yoğuşan sıvı kalınlığı $\delta = \delta(x)$ olarak ifade edilmiştir. Bu yoğuşma problemi ilk defa Nusselt tarafından aşağıdaki kabuller altında analiz edilmiştir :[1]

- 1- Levha, buharın T_v doyma sıcaklığından daha düşük olan T_w ortalama sıcaklığında tutulur.
- 2- Buhar durgundur veya düşük hıza sahiptir ve bu hız yoğuşan sıvının sürüklenmesini önlemek için harcanır.
- 3- Yerçekimi etkisi altında, yoğuşan sıvının aşağıya doğru akışı laminerdir.
- 4- Sıvı filmi oluşum hızına göre akış hızı düşüktür; buna bağlı olarak da yoğuşan sıvı tabakasındaki akış ivmelenmesi önemli değildir.
- 5- Akışkan özellikleri sabittir.
- 6- Yoğuşan sıvı tabakasındaki ısı transferi kondüksiyon ile meydana gelmektedir, bu yüzden sıcaklık dağılımı lineerdir.

Yoğuşan sıvı tabakasındaki, x yönündeki $V(y)$ hız dağılımı,

Şekil-3.1'de gölgeli alanla gösterilen bir hacim elemanındaki kuvvet denge denklemi ile belirlenebilir. Aşağıya doğru olan yüzme kuvveti yukarıya doğru olan kayma kuvvetine eşitlenirse;

$$\mu_1 \frac{dV}{dy} dx = (f_1 - f_v)(\delta - y)g dx \quad \text{veya}$$

$$\frac{dV}{dy} = \frac{g(f_1 - f_v)}{\mu_1} (\delta - y) \quad (3.1)$$

$\delta = \delta(x)$, x'e bağlı olarak yoğunlaşan sıvı kalınlığıdır, μ viskozite, l ve v sırasıyla sıvı ve buhar fazlarını göstermektedir. Burada sıvı-buhar ara yüzeyindeki kayma gerilmesi sıfır kabul edilir, ki ikinci bir kabülle buharın durgun olduğu düşünülmüştür.

Cıdaf yüzeyinde sıvı hızı sıfırdır.

$$V = 0 \quad (y = 0 \text{ ise}) \quad (3.2)$$

Denklem (3.2) deki sınır şartlarında denklem (3.1) in integrali alınırsa yoğunlaşan sıvı katmanındaki hız dağılımı elde edilir.

$$V(y) = \frac{g(f_1 - f_v)}{\mu_1} \left(\delta y - \frac{1}{2} y^2 \right) \quad (3.3)$$

Sadece x yönünde, birim levha genişliğinde yoğunlaşan sıvının kütledebisi ;

$$m(x) = \int_0^{\delta} \rho_1 \cdot V \, dy \quad (3.4)$$

Yukarıdaki V değeri denklem (3.4) de yerine konursa; ve integrali alınırsa;

$$m(x) = \frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) \delta^3}{3\mu_l} \quad (3.5)$$

Denklem (3.5) i diferansiyel ifade olarak yazarsak;

$$dm = \frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) \delta^2}{\mu_l} d\delta \quad (3.6)$$

Burada dm birim levha genişliğinde, dx boyundaki yoğunlaşma oranını ifade etmektedir, buna bağlı olarak yoğunlaşan sıvı kalınlığı dx boyunda dδ kadar artar. dm yoğunlaşma oranına göre dQ atılan ısı oranı;

$$dQ = h_{fg} \cdot dm \quad (3.7)$$

Burada h_{fg} yoğunlaşmanın gizli ısıdır. dx.l toplam alanında atılan dQ ısısının tamamı altıncı kabüle göre iletimle δ kalınlığındaki yoğunlaşan sıvı katmanından transfer edilmelidir. Buna bağlı olarak;

$$dQ = k_l \frac{T_y - T_w}{\delta} dx.l \quad (3.8)$$

Denklem (3.7) de, (3.6) ve (3.8) yerine konulursa; yoğunlaşan sıvı tabakasının kalınlığı için aşağıdaki diferansiyel denklem elde edilir.

$$\frac{d\delta}{dx} = \frac{\mu_l \cdot k_l \cdot (T_y - T_w) \cdot l}{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) \cdot h_{fg} \cdot \delta^3} \quad (3.9)$$

Levha boyunca x 'in bir fonksiyonu olarak yoğunlaşan sıvı tabakasının kalınlığı, $x = 0$ için $\delta = 0$ şartlarında denklem (3.9) un integrali alınarak bulunur.

$$\delta(x) = \left[\frac{4\mu_1 k_1 (T_y - T_w) x}{g(\rho_1 - \rho_v) \rho_1 h_{fg}} \right]^{1/4} \quad (3.10)$$

Buradan yoğunlaşan tabakanın kalınlığının ifadesi elde edilmiş olur, yoğunlaşma için bölgesel ısı transfer katsayısı h_x ;

$$h_x (T_y - T_w) = k_1 \frac{T_y - T_w}{\delta(x)}$$

$$h_x = \frac{k_1}{\delta(x)} \quad (3.11)$$

Denklem (3.11) de, denklem (3.10) dan elde edilen $\delta(x)$ ifadesi yerine koyulursa;

$$h_x = \left[\frac{g \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) h_{fg} k_1^3}{4\mu_1 (T_y - T_w) x} \right]^{1/4} \quad (3.12)$$

Bölgesel Nusselt sayısı;

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k_1} = \left[\frac{g \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) h_{fg} k_1^3}{4\mu_1 (T_y - T_w) x} \right]^{1/4} \quad (3.13)$$

h_x bölgesel ısı transfer katsayısı, her $x^{-1/4}$ mesafesinde değişir. $0 \leq x \leq L$ uzunluğundaki levha üzerinde h_m ortalama ısı transfer katsayısı;

$$h_m = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = \frac{4}{3} h_x \Big|_{x=L} \quad (3.14)$$

Denklem (3.14) de, denklem (3.12) yerine konulursa;

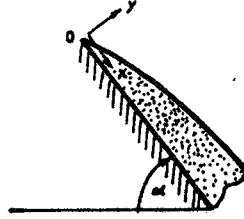
$$h_m = 0.943 \left[\frac{g \cdot \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) h_{fg}^3 k}{\mu_1 (T_y - T_w) L} \right]^{1/4} \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (3.15)$$

Denklem (3.12) ve (3.15) teki h_{fg} ve diğer fiziksel özellikler film sıcaklığında tespit edilmelidir.

$$T_f = \frac{1}{2} (T_w + T_y) \quad (3.16)$$

Doyma sıcaklığının yerine film sıcaklığında h_m nin yaklaşık olarak seçilen değerine bağlı olarak doyma sıcaklığı altında yoğunlaşan sıvı filminin soğuması için ilave enerjiye ihtiyaç vardır. Isı transfer katsayısı dik bir boru yüzeyinin dışındaki veya içindeki yoğunlaşma için de geçerlidir; ifade dik bir levha için türetilirse yoğunlaşan sıvı filminin kalınlığına oranla çok büyük boru yarıçapı elde edilir.

3.3. Eğik Yüzeylerde Yoğuşma



Şekil-3.2 Eğik yüzeyde yoğuşma

Dik bir yüzey için verilen Nusselt film yoğuşma ifadeleri, Şekil-3.2 de belirtildiği üzere, yatayla bir α açısı yapan eğik düz levhadaki yoğuşma için kolayca genişletilebilir Bölgesel ve ortalama ısı transfer katsayıları için sonuçlar, sırasıyla;

$$h_x = \left[\frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{4\mu_l (T_y - T_w) x} \text{Sin} \alpha \right]^{1/4} \quad (3.17)$$

$$h_m = 0.943 \left[\frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{4\mu_l (T_y - T_w) L} \text{Sin} \alpha \right]^{1/4} \quad (3.18)$$

3.4. Yatay Boruda Yoğuşma

Yatay borunun dış yüzeyindeki yoğuşma için ısı transfer analizleri, dik yüzeyler için belirtilen ifadelerden çok daha komplikedir. Yatay boru yüzeyindeki laminar film yoğuşması için Nusselt analizleri ortalama ısı transfer katsayısını verir.

$$h_m = 0.725 \left[\frac{\varepsilon f_1 (f_1 - f_v) h_{fg} k_1^3}{\mu_1 (T_y - T_w) D_d} \right]^{1/4} \quad (3.19)$$

L uzunluğundaki dik bir borudaki yoğunlaşma ile D çapındaki yatay bir borudaki yoğunlaşma için denklem (3.15) ve (3.19) karşılaştırılırsa;

$$\frac{h_{m,dik}}{h_{m,yatay}} = 1.30 \left[\frac{D}{L} \right]^{1/4}$$

Bu sonuç, $L = 2.87 D$ olduğu zaman, L uzunluğundaki dik bir borunun ortalama ısı transfer katsayısı ile D çapındaki yatay bir borunun ortalama ısı transfer katsayılarının verilen $T_y - T_w$ sıcaklık farkı için eşit hale gelmesi demektir. Bu düşünceden yola çıkarak, genel olarak kondanser dizaynlarında dikey boru düzenleri yerine yatay boru düzenleri tercih edilir

3.5. Yatay Boru Demetlerinde Yoğuşma

Kondanser dizaynında genellikle Şekil- 3.3 te görüldüğü gibi boru içinde yoğunlaşan sıvının bir alttaki boruya geçecek şekilde üst üste sıralı yatay borular bulunur. Borudan boşalan sıvının alttaki boruda düz olarak aktığı varsayılırsa, her biri D çapındaki N adet boru içeren bir dik sıralı boru demeti için ortalama ısı transfer katsayısı h_m ;

$$h_m \Big|_{N, \text{boru}} = 0.725 \left[\frac{\varepsilon f_1 (f_1 - f_v) h_{fg} k_1^3}{\mu_1 (T_y - T_w) N D} \right]^{1/4} = \frac{1}{N^{1/4}} \left[\frac{h_m}{1 \text{ boru}} \right] \quad (3.20)$$



Şekil- 3.3 Üst üste sıralı yatay borulardaki yoğuşma

Denklem (3.20) genellikle boşalma ve ısı transferindeki artış oranında engellenemeyen sıvı filmi karışması ve türbülanslanstan dolayı tam gerçek sonucu ortaya koymamaktadır.

3.6. Yoğuşan Sıvı Akışı İçin Reynolds Sayısı

Her ne kadar yatay boruda yoğuşma süresince meydana gelen karışıklık nedeniyle akış değişirse de, türbülans olayı boru demetinin en alt kısımlarında başlayabilir. Yoğuşan sıvı filminde türbülans olduğu zaman ortalama ısı transfer katsayısı, laminar film yoğuşmasında uzunluk arttıkça azalırken , uzunluk arttıkça artmaya başlar.

Laminar akıştan türbülanslı akışa geçişte bir kriter belirlemek için Reynolds sayısı bulunur.

$$Re = \frac{D_h V_m f l}{\mu_l} \quad (3.21)$$

D_h : yoğuşan sıvı akışının hidroluk çapı (m)

V_m : yoğuşan sıvı filminin ortalama hızı (m/s)

Hidroluk çap;

$$D_h = \frac{4 A}{P} = \frac{4 * \text{Yoğuşan sıvı akışının kesit alanı}}{\text{Islak çevre}} \quad (3.22)$$

Denklem (3.21) ve (3.22) den ;

$$Re = \frac{4(\rho V A)}{\mu_1 P} \quad (3.23)$$

Boru demetinin en alt bölümünde yoğunlaşma yüzeyi için Reynolds sayısı daha uygun şekilde belirtilebilir.

$$Re = \frac{4 M}{\mu_1 P} \quad (3.24)$$

M : Kg/s olarak en alttaki boru yüzeyinde yoğunlaşan sıvının kütle akış hızı (kütleli debi)

Islak çevre verilen yoğunlaşma yüzeyi geometrisine bağlıdır

$$P = \begin{cases} \pi D, \text{ dış çapı } D \text{ olan dikey boru} & (3.25a) \\ 2 L, L \text{ uzunluğundaki yatay boru} & (3.25b) \\ W, W \text{ genişliğindeki dik veya eğik levha} & (3.25c) \end{cases}$$

Deneylerde[1], $Re > 1800$ olduğu zaman laminardan türbülanslı akışa geçiş vardır.

3.7. Film Yoğuşma Teorisinin Deneylerle Karşılaştırılması

Denklem (3.15) ile bulunan dik yüzeylerdeki ortalama ısı transfer katsayısı, deneylerle saptanan değerlerle karşılaştırıldığında, teoride hesaplanan değerinden % 20 daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu yüzden dik bir yüzey için ifade edilen h_m ortalama ısı transfer katsayısı 1.2 faktörüyle çarpılması tavsiye edilir (Mc Adams tarafından); böylece denklem (3.15) şu hale gelir ;

$$h_m = 1.13 \left[\frac{g \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) h_v k_1^3}{\mu_1 (T_y - T_w) L} \right]^{1/4} \quad (3.26)$$

Genellikle $\rho_v \ll \rho_1$ olduğu için;

$$h_m = 1.13 \left[\frac{g \rho_1^2 h_v k_1^3}{\mu_1 (T_y - T_w) L} \right]^{1/4} \quad (3.27a)$$

Tekrar düzenlenirse; ($Re < 1800$ ise)

$$h_m \cdot \left[\frac{\mu_1^2}{k_1^3 \rho_1^2 g} \right]^{1/3} = 1.76 Re^{-1/3} \quad (3.27b)$$

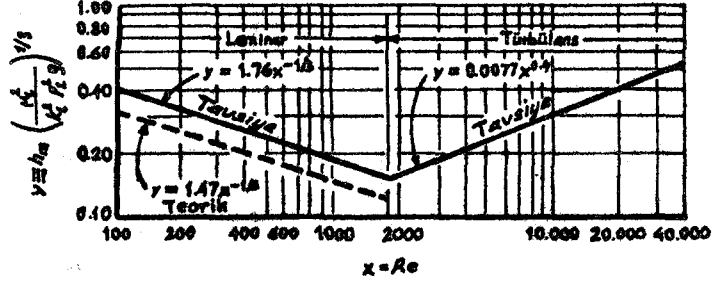
Tek bir yatay borudaki yoğuşma için denklem (3.19) tavsiye edilir.

3.8. Türbülanslı Akımda Film Yoğuşması

Türbülans başlangıcından sonra dik bir levhadaki film yoğuşması için Kirkbride tarafından aşağıdaki deneysel bağıntı önerilmiştir [1].

$$h_m \cdot \left[\frac{\mu_1^2}{k_1^3 \rho_1^2 g} \right]^{1/3} = 0.0077 [Re]^{0.4} \quad (3.28)$$

$Re > 1800$



Şekil- 3.4. Laminar akımdan türbülanslı akıma geçiş [1]

Şekil- 3.4 laminar ve türbülanslı rejimlerde yoğunlaşan sıvı akışı için Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak denklem (3.27b) ve (3.28) in uygulamasını göstermektedir. Bu şekilde, kesişen hatla gösterilen yer % 20 nin altında tavsiye edilen bağıntı olan Nusselt teorisinin orijinal katsayısıdır.

Denklem (3.28) deki yoğunlaşan sıvının fiziksel özellikleri T_f film sıcaklığında tespit edilmelidir.

Dik yüzeylerdeki buharın laminar film yoğunlaşmasının açık analizleri sınır tabaka teorisinin matematiksel teknikleri kullanılarak farklı araştırmacılar tarafından yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, yoğunlaşma ısı transfer katsayılarını etkileyen bir faktör olan buhar yoğunlaşması Prandtl sayısını gösterir. Buharın ve diğer yaygın mühendislik akışkanlarının Prandtl sayıları 1 ile 10 arasındadır; bu değerdeki Prandtl sayılarının, pratik amaçlar için etkisi laminar film yoğunlaşması için anlamsız olduğu görülmektedir. Genelde sıvı metallerinin bulunduğu 0.003 ile 0.03 arasındaki düşük Prandtl sayılarında, bu analizler $\frac{h_{fg}}{c_p(T_y - T_w)}$ parametresinin artması olarak tahmin edilen Nusselt ifadesindeki ısı transfer katsayısını gösterir (Yoğunlaşan en kalın sıvı tabakasının akışıyla orantılı olarak).

3.9. Yatay Boru İçindeki Film Yoğunlaşması

Film yoğunlaşmasında, önceki analiz ve bağıntılarında buha-

rın durgun veya küçük bir hıza sahip olduğu kabul edilmişti. Soğutma ve havalandırma sistemlerindeki kondanselerler gibi pratik uygulamalarda boru içinde yoğunlaşan buhar oldukça yüksek bir hıza sahiptir. Bu gibi yoğunlaşma olayları çok karmaşık olduğu için basit analitik yöntemlerle çözüm mümkün değildir. Örneğin uzun bir dik boru içindeki film yoğunlaşmasını düşünelim. Buharın yukarı doğru hareket etme eğiliminde olmasından dolayı yoğunlaşan sıvının aşağıya doğru akışına bir engel oluşturur ve bunun sonucu olarak da yoğunlaşan sıvı tabakasının kalınlaşmasına neden olur. Diğer taraftan buhar aşağıya doğru hareket etmiş olsaydı sıvı tabakasını inceltici bir rol oynayacaktı ve böylece ısı transfer katsayısı artacaktı. Boru içindeki film yoğunlaşması ısı transfer katsayısına buhar hızının etkisini saptamak oldukça güçtür. Problemin karmaşıklığından dolayı film yoğunlaşmasının yatay borularda olduğu kabul edilerek çözümlenmeler yapılmıştır.

Chato düşük buhar hızlarında yatay boru içindeki yoğunlaşma için aşağıdaki bağıntıyı tavsiye etmektedir.[1]

$$h_m = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_y - T_s) D} \right]^{1/4} \quad (3.29a)$$

$$h'_{fg} \equiv h_{fg} + \frac{3}{8} c_{p,l} (T_y - T_w) \quad (3.29b)$$

$$Re < 35000$$

$$Re_v = \frac{\rho_v V_v D_i}{\mu_v} < 35000 \quad (3.30)$$

Re_v giriş şartlarında hesaplanmalıdır.

Çok yüksek akış hızlarında; Akers, Deans ve Crosser tarafından, D iç çapındaki yatay borunun iç yüzeyindeki h ortalama ısı transfer katsayısı için aşağıdaki deneysel bağıntıyı önermektedir.[12]

$$\frac{h_m D_i}{k_l} = 0.026 Pr_l^{1/3} \left[Re_l + Re_v \left[\frac{1}{v} \right]^{1/2} \right]^{0.8} \quad (3.31)$$

$$Re = \frac{4 M_l}{\pi D_i \mu_l} \quad Re = \frac{4 M_v}{\pi D_i \mu_v}$$

Burada M_l ve M_v sıvının ve buharın Kg/s olarak debisidir.

$$Re_v > 20000 \quad Re_l > 5000$$

3.10. Damla Yoğuşması

Schmidh, Schuring ve Sellchopp tarafından damla yoğuşması ile ilgili orijinal çalışmaların yapıldığı tarihten sonra sayısal çözümler ortaya konmuştur[1]. Eğer buhar içinde yağ mevcutsa ve yoğuşma yüzeyinin parlaklığı yüksek ise yoğuşan sıvı filmi aşağıya doğru akar. Bu tip yoğuşma damla yoğuşması olarak adlandırılır. Şekil-3.5 te dik yüzeydeki ideal damla yoğuşması gösterilmiştir. Oluşan damlaların biraraya toplanması ve yüzeyden kolayca ayrılması buhar tarafından sağlanır. Soğutma yüzeyinin sıvı filmiyle kaplı olmamasından dolayı ideal damla yoğuşması ısı transferi, film yoğuşması ısı transferinden çok daha büyüktür. Isı transfer katsayıları 5 ile 10 kat daha büyük olabilir fakat tipik bir buhar kondanseriindeki buhar ve soğutucu arasındaki toplam ısı transfer katsayısı 2 ile 3 kat büyüktür. Bu yüzden yoğuşmanın damla yoğuşması olarak meydana gelmesi istenir. Yağ asidi, stearik asit, linol

asit, benzil merseptan vb. kimyasal katkı maddeleri kullanılarak yoğunlaşmanın hızlanması sağlanır. Değişik ilerleticiler kullanılarak saf buharın 100 ile 300 saat arasında damlalar halinde yoğunlaşması sağlanabilir fakat sürekli veya kesintili çalışan endüstrilerde bu süre azalır. Bu sürenin azalmasının nedeni, kirlilik veya yüzey oksidasyonu nedeniyle veya yoğunlaşan sıvı akışıyla yüzeydeki hızlandırıcıların azar azar yokolmasıdır. Oksidasyon nedeniyle damla yoğunlaşmasının bozulmasını önlemek için altın, gümüş, radyum, paladyum ve platin gibi değerli madenlerle yüzeyin kaplanması denenmiştir. Her ne kadar bu kaplamalı yüzey ile, laboratuvar şartlarında, 10000 saattan daha fazla sürekli işlem sağlanmış ise de, bu tür bir uygulama endüstriyel kuruluşlar için ekonomik olmamakta ve maliyeti çok arttırmaktadır.

Aslında, mevcut hızlandırıcıların sadece birini kullanarak pratik şartlar altında uzun süreli ve devamlı damla yoğunlaşması elde etmek imkansızdır. Düzenli aralıklarla sisteme bir miktar hızlandırıcı enjekte ederek yıl boyunca damla yoğunlaşmasını elde etmek mümkün olsa da, verimli bir kapasiteyi elde etmek hızlandırıcı miktarına, maliyetine ve katkı maddesinin etki miktarına bağlıdır. Bu yüzden kondanser kapasitesi hesaplanırken film yoğunlaşması olduğu kabul edilerek hesaplamaların yapılması tavsiye edilir.

3.11. Yoğunlaşmayan Gazların Bulunması Halinde Yoğunlaşma

Şimdiye kadar ısı transfer katsayısı hesaplamalarında yoğunlaşmayan gazların olmadığı kabul edildi. Eğer buhar içinde hava gibi yoğunlaşmayan gazlar varsa, miktarı çok küçük olsa dahi ısı transfer katsayısını oldukça düşürür. Yoğunlaşmayan gazlar yüzey üzerinde birikme yaparak ardından gelen buharın yüzeye temasını engeller böylece bir ısıl direnç meydana gelir. Bu direnç buharın doyma sıcaklığını düşüreceğinden, buharın kısmi basıncında da bir azalmaya neden olur. Bu durumda yoğunlaşan sıvı sıcaklığı doyma sıcaklığından daha düşük olacaktır. Önceden de belirtildiği gibi, yoğunlaşan sıvının yüzey sıcaklığı bilinmediği

için, basit bir yoğunlaşma teorisi ile çözüm yapılamaz; ısı, kütle ve momentum transferi oldukça karmaşık olduğu için buhar ve gaz karışımları sıvı faz kabul edilerek çözümlenmelidir.

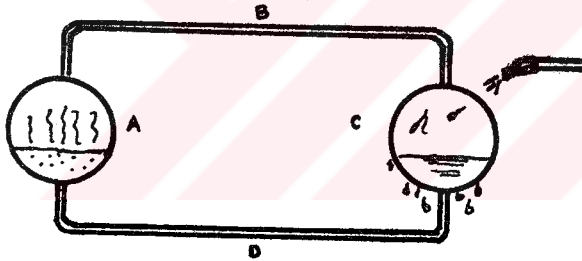
Yoğunlaşmayan gaz bulunması halinde ısı transfer katsayısını belirleyebilmek için çok sayıda teorik ve deneysel araştırma yapmak gerekir. Analitik ve deneysel sonuçların her ikisi de ısı transfer katsayısının buhar akış şekline oldukça bağlı olduğunu göstermiştir. Örneğin buhar akış hızı yüksek alındığı zaman gaz birikmesinin önlenildiği ve bunun sonucu olarak ısı transfer katsayısının arttığı görülür. Yoğunlaşma yüzeyindeki gaz birikme miktarına bağlı olarak ısı transfer katsayısı kat kat düşebilir. Örneğin, % 0.5 oranındaki hava içeren buhar varsa ısı transfer katsayısı yarıya düşer. % 5 oranında gaz varsa 5 kat azalır.

Bununla beraber endüstriyel uygulamalarda, laboratuvar şartlarında elde edilen değerler pek geçerli olmamakta fakat bazı faktörlerin belirlenmesine yardımcı olmaktadır. Kondanser dizaynında yoğunlaşmayan gazların sisteme girmesini önleyici tedbirler alınmalıdır.

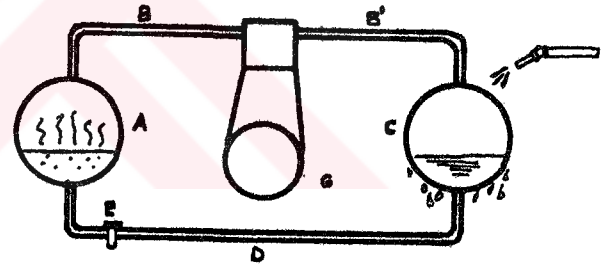
4. SOĞUTMA VE SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

4.1. Soğutma Devresi

Soğutma sisteminin en basit biçimi Şekil- 4.1 de görülmektedir. Burada (A) bölümünde soğutucu akışkan buharlaşır ve buharlaşma gizli ısını, (A) çevresindeki havadan alır. Buharlaşan soğutucu akışkan (B) borusundan geçerek (C) bölümüne gelir, (C) bölümü dışındaki su akımı gerekli ısıyı alarak soğutucu akışkanı yoğunlaştırır. Bu sıvı (D) borusu vasıtası ile (A) bölümüne geri gelir ve soğutma çevrimi tamamlanmış olur.



Şekil- 4.1



Şekil- 4.2

Şekil-4.1 de görüldüğü biçimde gizli ısının, ısı alış-verişi için kullanımı pratik olarak sınırlıdır. Bilindiği gibi ısı, daima sıcak ortamdan soğuk ortama doğru akar. (C) bölümü tarafında dolaşan su yoğunlaşan soğutucu akışkandan daha soğuktur ve (A) bölümünde buharlaşan soğutucu akışkanda etrafındaki havadan daha soğuktur. Akla şöyle bir soru gelebilir: Su madem soğuktur, niçin soğutucu akışkansız veya doğrudan doğruya (A) bölümündeki havayı soğutmak için kullanılamaz. Gerçek olarak işin pratik uygulaması budur.

Pratikte yoğunlaştırma amacı için kullanılan suyun veya ha-

nın sıcaklığı, evaporatör etrafında soğutulan ortamın sıcaklığından genel olarak daha yüksektir. Sonuç olarak, pratik uygulama olanığı yönünden, soğutucu akışkan yoğunlaşma sıcaklığının, buharlaşma sıcaklığından daha yüksek olma mecburiyeti ortaya çıkar. Pratikte, (C) bölümündeki basıncı arttırarak, sıcaklığı yükseltme yöntemi, bu soruna çözüm sağlar.

Şekil-4.2 de görüldüğü gibi, soğutucu akışkan basıncını dolayısıyla sıcaklığını yoğunlaşma bölümünde yükseltmek için, (G) kompresörü kullanılmıştır. Söz konusu kompresör (B) emiş borusuyla evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkanı emmektedir. Kompresör emdiği soğutucu akışkan gazını, evaporatördeki basınçtan daha yüksek basınca sıkıştırarak (B') borusuyla kondansere basar.

Yüksek basınçtaki soğutucu akışkan gazı çok daha yüksek sıcaklıkta yoğunlaşır, dolayısıyla yoğunlaştırma için daha sıcak su kullanılabilir. Yoğuşturucudaki yüksek basınç nedeni ile (D) devresi üzerine bir genişleme valfi konulmuştur. Bu genişleme valfi, evaporatöre, sistemin çalışması için gerektiği kadar soğutucu akışkan gönderilmesini sağlar.

4.2. Soğutucu Akışkanlar

Soğutma tekniğinde bugüne kadar kullanılmış birçok soğutucu akışkan bulunmaktadır. Ekonomik ve termodinamik şartlar dolayısıyla; buz üretimi, klima soğutma, soğuk depo ve çeşitli soğutucularda en yaygın biçimde kullanılan akışkanlar freon ve amonyaktır.

4.2.1. Freon Soğutucu Akışkanlar

Freon soğutucu akışkanlar yaygın bir kullanıma haiz olup Freon - 11, Freon - 12, Freon - 13, Freon - 22, Freon - 103 gibi çeşitlidir. Freon - 12 " difluorodichloromethane " ve Freon - 22 " difluoromonochloromethane " dir.

Hava ile mutedil oranda karışımlarında herhangi bir koku hissedilmez, karışım % 20 nin üzerine çıktığında az bir koku hissedilir ve hafif zehirlenme tesiri gösterir. Buharları parlayıcı değildir, ancak büyük güçlkle yanar.

5. SOĞUTMA SİSTEMİ ANA ELEMANLARI VE TEKNİK ÖZELLİKLERİ

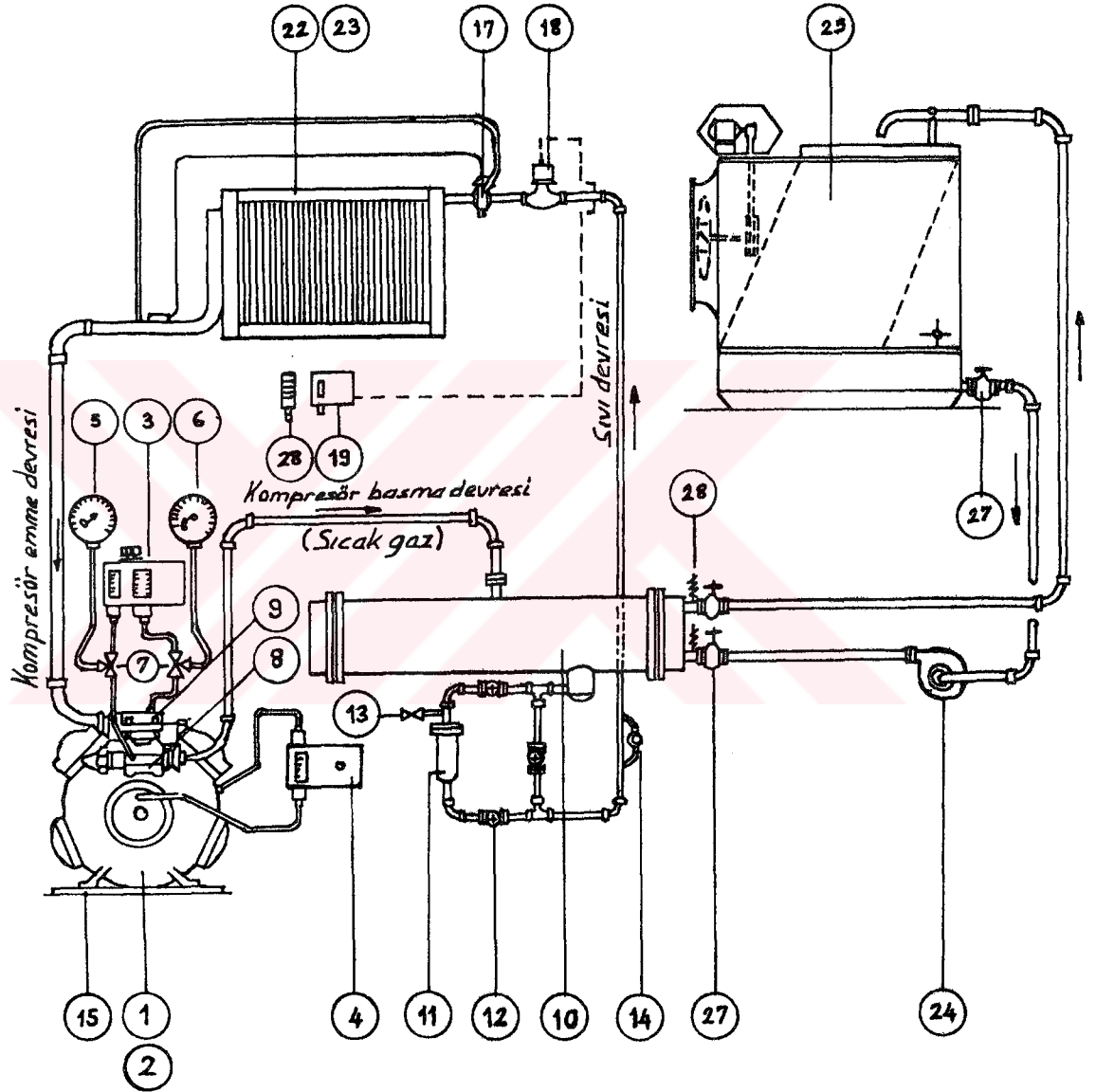
Sogutma sistemleri, kullanım amaçlarına göre " DİREKT SOĞUTMALI SİSTEMLER " ve " İNDİREKT SOĞUTMALI SİSTEMLER " olmak üzere iki ana grupta toplanabilirler.

Direkt soğutmalı sistemlerde soğutulacak mahal veya proses doğrudan doğruya soğutucu akışkan bataryası veya serpanti- niyle soğutulur (Şekil- 5.1). İndirekt soğutmalı sistemlerde ise adı geçen batarya veya serpantinden soğuk salamura elde edilir ve ilgili mahal veya proses soğutma işlemi bu sıvıyla yapılır (Şekil- 5.2).

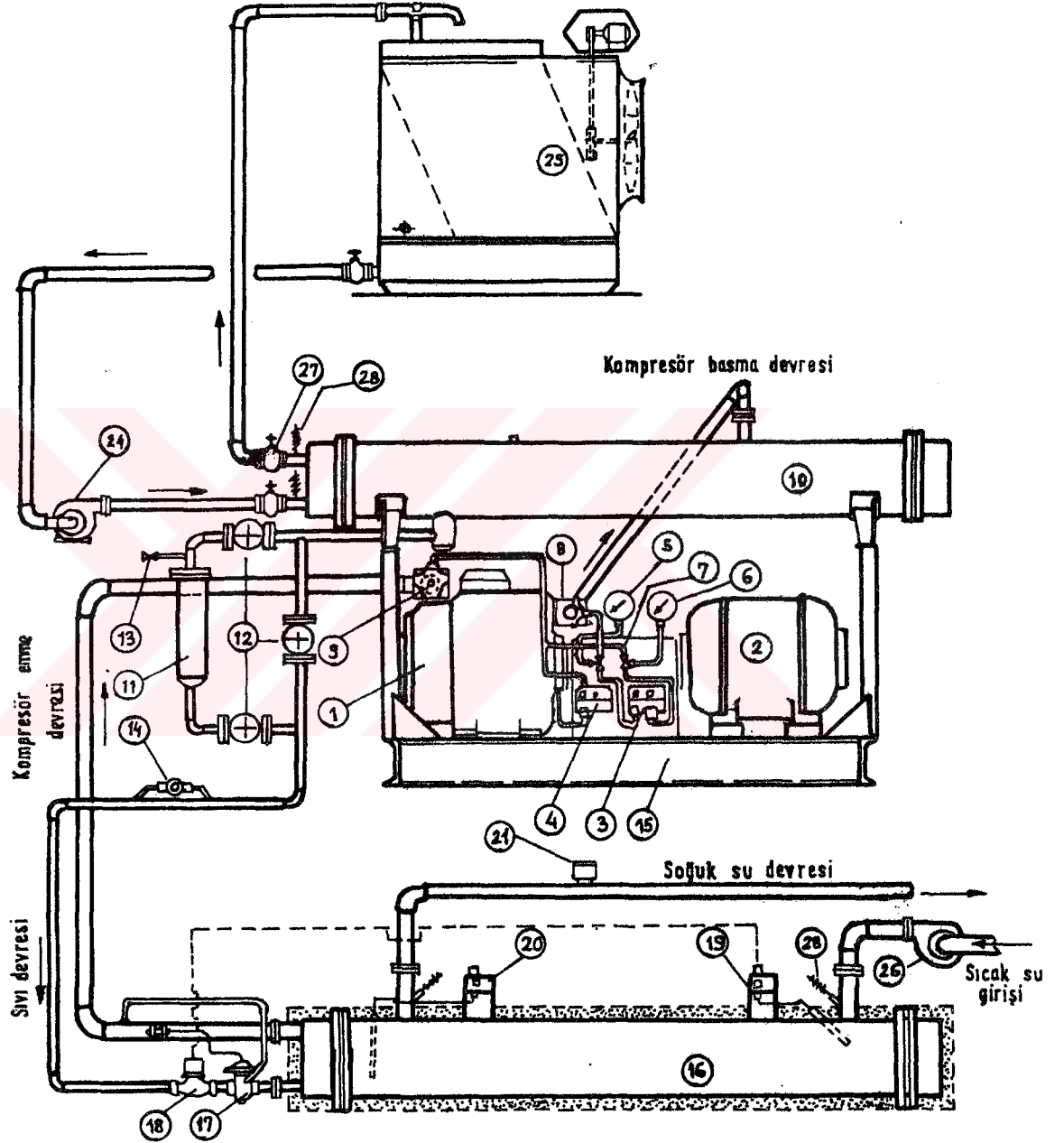
Direkt soğutmalı sistemlerde paket tip soğutma ünitesi " Condensing - Unit ", indirekt soğutmalı sistemlerde ise " Cold - Generator " grubu kullanılır.

5.1. Soğutma Sisteminin Ana Elemanları ve Fonksiyonları

1. Soğutma kompresörü
2. Soğutma kompresörü elektrik motoru
3. Alçak - yüksek basınç presostatı
4. Differansiyel yağ basınç presostatı
5. Yüksek basınç manometresi
6. Alçak basınç manometresi
7. Üç yollu soğutma vanaları
8. Kompresör basma vanası
9. Kompresör emme vanası
10. Kondanser
11. Kurutucu (Drayer)
12. Kurutucu bypass vanaları
13. Soğutucu akışkan şarj vanası
14. Gözetleme camı (Sight Glass)
15. Çelik kaide
16. Su veya salamura soğutucusu (Chiller)
17. Termostatik genişleme valfi
18. Selenoid valf
19. İşletme termostadı (sıvı veya oda tipi)
20. Donma termostadı



Şekil- 5.1 Direkt soğutmalı sistem



Şekil- 5.2 İndirekt soğutmalı sistem

21. Akış kontrol otomatigi (Flow Swich)
22. Evaporatör
23. Evaporatör fanı
24. Kondanser soğutma suyu pompası
25. Su soğutma kulesi
26. Soğuk su (salamura) pompası
27. Su veya salamura vanaları
28. Termometreler
29. Elektrik kumanda tablosu

" Condensing - Unit " te sıra no. 1' den 15' e kadar olan elemanlar, soğuk su üreticilerinde (Cold-Generator Grubu) ise sıra no. 1' den 21' e kadar olan elemanlar mevcuttur, ve bunlar bir " paket ünite " teşkil ederler.

5.1.1. Soğutma Kompresörü

Chiller veya evaporatörde buharlaşmış olan alçak basınçtaki soğutucu akışkanı (freon, amonyak) soğuk gaz halinde emer ve sıkıştırarak yüksek basınçta, kızgın gaz halinde kondensere basar. Pistonlu soğutma kompresörleri açık, kapalı (hermetik) ve yarı kapalı (semi - hermetik) olarak imal edilirler. Küçük kapasitelerde cebri (pompalı) yağlama sistemi kullanılır. Ayrıca, belli bir soğutma kapasitesinden sonraki büyük kompresörlerde yüksüz yol alma tertibatı ve kapasite kontrol mekanizması gibi aksesuarlar ve konstruktif ilaveler bulunur. Silindir kafalarının soğutulması, genellikle doğal hava dolaşımıyla, bazen büyük tip kompresörlerde su dolaşımı ile yapılır. Kompresör gövdesi üzerinde karter yağ seviyesini gösteren bir seviye göstergesi mevcuttur, ve bazı çalışma rejimlerinde kartere bir ısıtıcı koymak gerekir.

5.1.2. Kompresör Elektrik Motoru

Kompresör elektrik motoru, bir kavrama vasıtasıyla direk akuple veya kayış kasnak mekanizmasıyla kompresörü tahrik eden güç kaynağıdır. Kompresörle beraber bir çelik kaide üzerine monte edilmiştir ve küçük güçlerde doğrudan doğruya, büyük güçlerde ise yıldız üçgen veya başka bir düzenle motora yol

verilir.

5.1.3. Alçak - Yüksek Basınç Presostatı

Kompresörün emme ve basma tarafındaki alçak ve yüksek basınçların, istenilen alt ve üst sınırların çıkmasını önleyerek daima emniyet sınırları içinde kalmasını temin eder. Normal çalışma esnasında kontaklar kapalıdır ve akım geçer. İmalatçı firma tarafından ayarlanmış olan alt ve üst sınırları dışına çıkıldığı zaman, alçak - yüksek basınç presostatı, kompresör elektrik motorunu durdurur.

5.1.4. Diferansiyel Yağ Basınç Presostatı

Kompresör yağlama yağı basıncını kontrol eder. Kompresörde gerekli yağ basıncı olmadığında, belli bir süre sonra (90 s) kompresör motorunu durdurur. Yağ şarjı ve ilgili diğer bakımlar yapıldıktan sonra, normal çalışma düzenine geçilir.

5.1.5. Yüksek Basınç Manometresi

Kompresör basma devresindeki basıncı ve aynı zamanda kondanserdeki yoğunlaşma sıcaklığını kati olarak bilmek ve kontrol etmek olanakını sağlar.

5.1.6. Alçak Basınç Manometresi

Kompresör emiş devresindeki basıncı, dalayısıyla chiller veya evaporatördeki buharlaşma sıcaklığını bilmek ve kontrol etmek olanakını sağlar.

5.1.7. Üç Yollu Soğutma Vanaları

Presostat ve manometre donanımı üzerinde bulunur. Vana kapatıldığı zaman yalnız manometre bağlantısını keser; presostat bağlantı tarafı ise üç yollu vananın her pozisyonunda devamlı olarak açık kalır.

5.1.8. Kompresör Basma ve Emme Vanaları

Kompresör üzerinde, basma ve emme devreleri çıkışlarına monte edilmiş vanalardır.

Kompresör basma ve emme vanaları sistemi servise almak, servisten çıkarmak veya istenildiğinde başka bir operasyon yapabilmek için kullanılırlar. Vanaların "servis" tarafına presostat ve manometre donanımları bağlanmıştır. Şu nokta çok önemlidir ki; vanalar sonuna kadar açıldığı zaman presostatları devreden çıkaracağı için, bu vanalar hiçbir zaman sonuna kadar açılmazlar. Bu durumun çok tehlikeli olduğu unutulmamalıdır. Vana önce sonuna kadar açılır ve tekrar bir tur geri çevrilir.

5.1.9. Kondanser

Kompresör basma devresinden gelen sıkıştırılmış yüksek basınçtaki kızgın gazın ısısını alarak aynı basınçta sıvılaştırır. İlerde , bu konu, detaylı olarak incelenecektir.

5.1.10. Kurutucu (Drayer)

Montaj sırasında soğutucu akışkan devrelerinde kalan nemin, düşük sıcaklıklarda buzlaşarak doğuracağı tıkanıklıkları ve korozyon etkisini önlemek amacıyla sıvı devresi üzerine konulur. Kurutucuların, ayrıca soğutucu akışkan devresi üzerindeki yabancı maddeleri süzme özelliği de vardır.

5.1.11. Kurutucu (bypass) Vanaları

Sıvı devresi üzerindeki kurutucunun doğal direnci nedeni ile, uzun süre devrede kalması istenilmediğinden, kurutucular üç adet bypass vanalarıyla beraber monte edilirler. Tesis işletmeye alındıktan veya yeni gaz şarjı yapıldıktan bir müddet sonra (bir hafta veya daha fazla) bu vanaların uygun olanları kapatılır ve bypass vanası açılarak kurutucu devreden çıkarılır.

5.1.12. Soğutucu Akışkan Şarj Vanası

Soğutma tesisine soğutucu akışkan şarjı için konulmuş bir servis vanasıdır.

5.1.13. Gözetleme Camı (Sight Glass)

Soğutucu akışkan sıvı devresi üzerinde bulunur ve soğu-

tucu akışkan sıvısının çıplak gözle görülmesini sağlar.

5.1.14. Çelik Kaide

Paket tip soğutma üniteleri olan Condensing - Unit ve Cold - Generator gruplarındaki elemanların üzerine monte edildiği gövdedir. Genellikle titreşim izolatörleri üzerine konur ve özel bir beton kaideye oturtulur.

5.1.15. Su veya Salamura Soğutucusu (Chiller)

Termostatik genişleme valfinden çıkan soğutucu akışkanı alçak basınç ve sıcaklıkta kaynatıp, buharlaştırarak, ortamdaki ısıyı alan ve soğutan bir cihazdır. Soğutucu ortam, hava ise evaporatör, su veya salamura ise, su veya salamura soğutucusu (chiller) olarak adlandırılır. Birincisi için soğuk depolardaki hava soğutucuları, ikincisi için soğuk su veya salamura üreticilerindeki (cold - generator) chiller örnek verilebilir.

Gövde - Boru konstrüktif tarzında imal edilmekte olan su veya salamura soğutucularında, borular içinden soğutucu akışkan, borular dışından ve gövde içinden soğutulan su veya salamura geçer. Dış yüzeyleri ısıya karşı uygun kalınlıkta izole edilir.

5.1.16. Termostatik Genleşme Valfi

Soğutucu girişinde, sıvı devresi üzerinde bulunan termostatik genişleme valfi, soğutucu çıkışındaki emiş devresi üzerine monte edilmiş termostatik duyar elemanı (bulb) vasıtasıyla kızgınlığı kontrol ederek,soğutucuya giren soğutucu akışkan miktarını dalayısıyla, soğutucu ısıl kapasitesini ayarlar. Küçük kapasitelerde içten,büyük kapasitelerde dıştan dengeleme boruludurlar. Üzerinde genellikle bir kapasite ayar vidası bulunur.

5.1.17. Solenoid Valf (Manyetik Valf)

Elektrik akımıyla kumanda edilen bir açma - kapama valfidir. Tesisin fonksiyonuna veya çalışma amacına göre soğutucu

akışkan sıvı veya gaz devreleri üzerine monte edilir ve termostat veya presostattan alacağı ikaza göre veya gaz devresini açar veyahut kapatır. Genellikle elektrik elektrik akımı kesildiği zaman solenoid valf kapalıdır.

5.1.18. İşletme Termostatu (Sıvı veya oda tipi)

Tesisin değişen soğutma yükü ihtiyacını, solenoid valfe ikaz vererek soğutucu ısı gücünü ayarlar. "on - off" tipi olan termostatlar su veya salamura soğutucularında giriş devresi üzerine monte edilir, hava soğutucularında ise (oda termostatu) soğuk odanın uygun bir yerine yerleştirilir.

5.1.19. Donma Termostatu

Su veya salamura soğutucusu chillerin donmasını önleyen bir emniyet termostatıdır. Herhangi bir nedenle olabilecek donma başlangıcından hemen önce, genellikle kompresör motorunu durdurur. Muhtemel arızalar giderildikten sonra termostat resetine basılır ve normal çalışmaya geçilir.

5.1.20. Akış Kontrol Otomatığı (Flow - Swich)

Su veya salamura soğutucusunun devresi üzerine monte edilir. Tesiste soğutulan su veya salamura debisinde belli bir seviyede azalma olursa veya akış tamamen kesilirse kompresör motorunu durdurur.

5.1.21. Evaporatör

Soğutucu akışkanın buharlaştığı ve soğutma işleminin yapıldığı bölümdür. Alüminyum kanat - bakır boru bataryalı olduğu gibi, çelik borulu ve çelik kanatlı tipleri de vardır. Cebri hava sirkülasyonu için bir fanla entegredir ve 0 °C altındaki ortamlarda çalışanlara bir defrost sistemi ilave edilir.

5.1.22. Kondanser Soğutma Suyu Pompası

Su soğutmalı kondanserlerde, soğutma suyu devresi üzerinde bulunur ve suyun sirkülasyonunu sağlar. Hava soğutmalı

kondanserlerde bu ünite yerine, kondanser soğutma havasının cebri akışını temin eden bir fan – motor grubu kullanılır.

5.1.23. Su Soğutma Kulesi

Su soğutmalı kondanserli tesislerde uygun şartlarda ve gerekli kapasitede soğutma suyu bulunmadığı durumlarda kullanılır. Su soğutma kulesi, kapasitenin gerektirdiği miktarda suyu buharlaştırarak suyu soğutur ve soğutma zincirinin son halkasını tamamlar. Kaybettiği suyu, sürekli olarak tamamlayan bir flatörlü valf ve cebri hava sirkülasyonunun temin eden fan vardır.

5.1.24. Soğuk Su veya Salamura Pompası

Soğutulacak suyun veya salamuranın chiller üzerinde sirkülasyonunu temin amacıyla konulmuştur. Devrede salamura kullanıldığında yapısı salamura cinsine göre özel tipte olur.

5.1.25. Su veya Salamura Vanaları

Tesisteki su veya salamura devrelerini açma – kapama operasyonları için kullanılır. Pirinç veya pik, rakorlu veya flanşlı olabilir.

5.1.26. Termometreler

Sıcaklıkları ölçmek için kullanılırlar. Termometre skalası, ölçeceği sıcaklığa uygun olacak tarzda seçilmelidir.

5.1.27. Elektrik Kumanda Tablosu

Tesisin otomatik çalışmasına elektrik olarak kumanda eder. Duvar veya masa - kontrol tipi olabilir.

6. KONDANSERLER

Bir soğutma sisteminde, soğutucunun sıkıştırılması esnasında ortaya çıkan ısı enerjisinin ve evaporatörde soğutucu tarafından absorbe edilen ısının atılması kondanserler ile sağlanır. Böylece soğutucu akışkan kondanser basıncında sıvı fazına geri döner ve evaporatörde tekrar genişmesi sağlanır.

Basit soğutma esaslarına göre kondanserler;

1. Su soğutmalı kondanserler,
2. Hava soğutmalı kondanserler,
3. Su - hava (evaporativ) soğutmalı kondanserler,

olarak üç ana bölümde sınıflandırılabilir.

6.1. Su Soğutmalı Kondanserler

6.1.1. Isı Atımı

Evaporatörde yapılan birim soğutma için kondanserde ısı atma oranı şekil- 6.1 den belirlenebilir. Şekil- 6.1 deki değerler adyabatik sıkıştırma yapılan Freon - 12 içindir. Diğer soğutucu akışkanlar için benzer noktalar termodinamik tablolardan belirlenebilir. Sıkıştırma sırasındaki kayıplar nedeni ile gerçek atılan ısı teorik atılan ısıdan % 5 - 10 daha yüksektir.

$$q_o = q_i - q_w \quad (6.1)$$

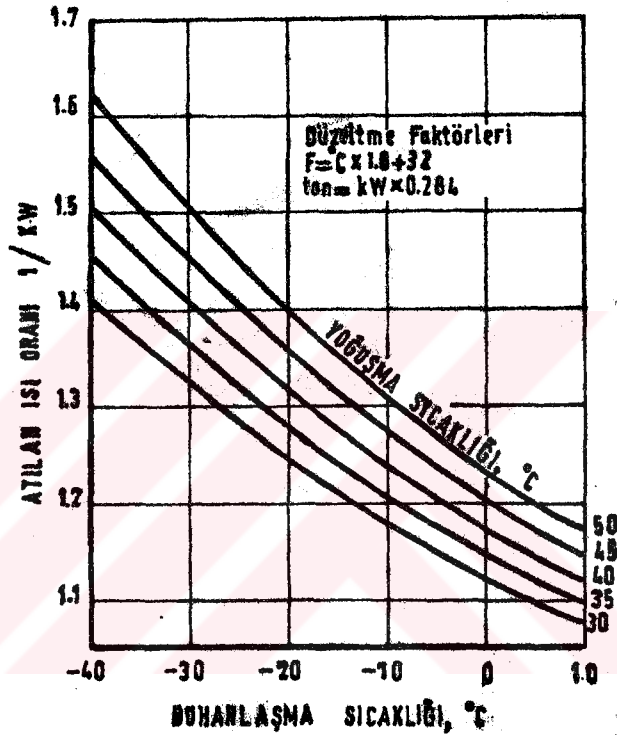
q_o : kondanser yükü
 q_i : evaporatör yükü
 q_w : sıkıştırma ısısı

Herhangi bir ilave ısı atma işlemi ile sıkıştırma ısısı azaltılabilir (yağ soğutma, motor soğutma vb.).

Soğutma suyu hacimsel debisi;

$$Q = \frac{q_o}{(T_{s\phi} - T_{sg})c_p} \quad (6.2)$$

q = kondanser yükü
 ρ^o = suyun yoğunluğu
 T = suyun kondansere giriş sıcaklığı
 T_{sg} = suyun kondanserden çıkış sıcaklığı
 $T_{sç}$ = suyun sabit basınçtaki özgül ısısı
 c_p = suyun sabit basınçtaki özgül ısısı



Şekil- 6.1 Isı atma oranı

6.2. Kondanserde Isı Transferi

Bir su soğutmalı kondanserde ısı transferi üç basamakta gerçekleşir;

1. Gazın kızgınlığının giderilmesi,
2. Doymuş gazın yoğunlaştırılması,
3. Yoğuşma basamağındaki gizli ısının transferi.

Son basamak normal soğutma prosesinde esas prosesin dışında gerçekleşir. Kondanserin boru cidar sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığından normal şartlarda daha düşük olduğu için, yoğuşma işlemi kondanserin bütün bölgelerinde meydana gelir. Kondanser küçük bir aşırı soğutma için özel şartlar gerektirmez, bu nedenle kondanser performansı analiz edilirken gözönüne alınmaz.

Kondanser girişinde gazın kızgınlığındaki değişimler sıcaklık farkı ile ısı iletim katsayısı arasındaki ters orantıyla normal duruma geldiği düşünülür, bundan dolayı da ısı transferi sabit bir değerde devam eder. Performans üzerinde etkili olan parametreler, ortalama ısı transfer katsayısı ve logaritmik sıcaklık farkı (LMTD) dır.

Boru içinden soğutma suyunun geçtiği bir kondanserde toplam ısı transfer katsayısı;

$$K = \frac{1}{\frac{S_R}{h_i} + S_R \cdot r_{fw} + \frac{x}{k} + \frac{A_o}{A_m} + \frac{1}{h_d \emptyset_y}} \quad (6.3)$$

S_R : Boru dış yüzey alanının iç yüzey alanına oranı

h_i : Su tarafı film katsayısı (W/m²°C)

r_{fw} : Su tarafındaki kirlilik direnci (m²°C/W)

x : Boru cidar kalınlığı (m)

k : Boru malzemesinin ısı iletim katsayısı (W/m°°C)

$\frac{A_o}{A_m}$: Dış yüzeyin, metal yüzeyinin gerçek ısı transfer alanına oranı

h_d : Soğutucu akışkan tarafındaki film katsayısı (W/m²°C)

\emptyset_y : Ortalama yüzey verimi (düz borular için % 100)

6.3 Su Tarafındaki Film Katsayısı (h_i)

Ortalama çalışma basıncındaki ve Reynolds sayısının 10000'den büyük olduğu yatay borularda türbülanslı akış için genel denklem;

$$h_w \cdot \frac{D}{k} = 0.023 \left[\frac{D \cdot V}{\mu} \right]^{0.8} \left[\frac{c_p \cdot \mu}{k} \right]^{0.4} \quad (6.4)$$

0.023 katsayısı düz borular içindir. Bu katsayıyı büyüterek, film katsayısını arttırmanın pek çok yolu vardır.

Su hızının film katsayısı üzerinde çok etkili olmasından dolayı, basınç kayıplarını da karşılaması için, mümkün olduğu kadar yüksek olmasına izin verilir.

Maksimum 3 – 4 m/s'lik su hızı yaygın olarak kullanılır. Yaklaşık 8 m/s hızda alınan deney sonuçları, sistemin hasar olmadan çalışabileceğini göstermiştir. Dikkate değer bir kirlilik korozyon sözkonusu ise su hızı en az 1 m/s olmalıdır. Sıcaklığın düşük bir değerde olması ve bu sıcaklığın korunması gerekiyorsa, temiz su kullanılması şartı ile, su hızı daha düşük olabilir.

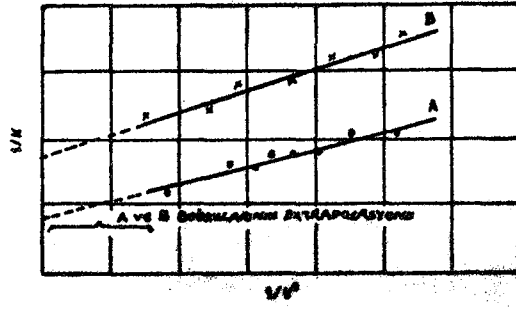
6.4. Soğutucu Tarafındaki Film Katsayısı (h_d)

h_d değerine etki eden faktörler;

1. Soğutucu akışkan cinsi
2. Yoğuşma yüzeyi geometrisi (boru dış çapı, kanatlı boru ise kanat yüzeyi, kanat yüksekliği ve kesit profili)
3. Yoğuşma sıcaklığı
4. Yoğuşma kütleli debisi ve transfer edilen ısı oranı
5. Boruların bütün olarak yerleşim düzeni
6. Buhar yayılması ve akış oranı
7. Yoğuşan soğutucu akışkanın toplanması

Kondanser dizaynında h_d 'nin gerçek değerini bulmak için Wilson nokta tekniği kullanılabilir. Yatay ekseninde $1/V^{0.8}$, dikey ekseninde $1/K$ değerleri vardır.

Su hızının sabit olduğu durumlar hariç, bütün durumlarda test noktalarından çizilen ve x eksenine çizginin kesiştiği noktadaki değer; yoğuşan akışkanın film direnci, kirlilik direnci, boru cidar direnci ve kanat direncinin toplamını vermektedir. Tümünden gelimle, h_d 'in gerçek değerinin belirlenebilmesi test süresince oluşan kirlilik miktarına bağlıdır.



Şekil- 6.2 Wilson Nokta Tekniği

V: Su hızı lineerdir

Yoğuşma yüzeyinin tipi yoğuşma katsayısını önemli ölçüde etkiler. Halokarbon yoğuşturucu kondanselerlerin çoğu entegre kanatlıdır. İç ve dış yüzey arasındaki ısı transfer kabiliyetini dengelemek için dış tarafta yüzeyin geniş tutulması, iç tarafta ise su hızının bunu karşılayacak büyüklükte olması gerekir. Boru hatvesi ve yönü, dış kısmın düzeni, su geçiş yönü, boru sayısı gibi fiziksel değerler ve buharın yayılması, yoğuşan sıvı akışkanın toplanması, soğutucu akışkan debisi h_d etkiler.

Nusselt yoğuşma teorisine uyan h_d , yaygın olarak kullanılan florlu hidrokarbon soğutucuların çoğu için yoğuşma sıcaklığının düşmesiyle orantılı olarak artacaktır.

0.63 kanat/mm, 1.59 mm cidar kalınlığında ve 0.9 m uzunluğunda 40 adet bakır boru bulunan bir düşey kondanselerle yapılan deneyde;

F-12 kullanılması durumunda h_d , 2271 - 3123 W/m²°C arasında; F-22 kullanılması durumunda h_d , 3123 - 4259 W/m²°C arasında bir değer almıştır. Dış çapı 50.8 mm borular kullanılan yatay amonyak kondanselerinde yapılan ilk ölçümlerde ise $h_d = 9284$ W/m²°C olarak belirlenmiştir.

Çoğu soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan kondansere kızgın buhar olarak girer. Amonyak kullanılan kondanselerlerde h_d değeri 5110 ile 7382 W/m²°C arasındadır.

6.5. Boru Cidar Direnci (X/k)

Amonyak kullanılanlar hariç, çoğu soğutma kondanselerinde ince cidarlı bakır borular kullanılır. Bakır boru kullanılması halinde, boru cidarındaki sıcaklık düşüşü veya diğer bir deyişle boru cidar direnci önemini yitirir. Eğer kullanılan boru yüksek ısıl dirence sahip ise, 70/30 bakır-nikel alaşımı gibi, tahmin edilen sıcaklık düşüşü meydana gelecektir yani bakırla kıyaslanacak olursa, aynı miktarda ısının transfer edilmesi durumunda, yüzey alanında veya LMTD değerinde bir artış meydana gelecektir.

6.6. Ortalama Kanat Verimi (\emptyset)

Kanatlı borudaki ısı akışı kanat malzemesinin ısıl direncinden dolayı kanat dibinden ucuna doğrudur. Bu etkiyi ifade eden ortalama kanat verimi düz boru ile kanatlı boru arasındaki yüzey farkından ortaya çıkmaktadır.

Entegre kanat imalatçıları tarafından oluşturulan, farklı metallerin ısıl iletkenliğinin kanat verimine olan etkisini belirten değerler Tablo-6.1 'dedir.

Tablo- 6.1 Entegre Kanatlı Borunun Ortalama Verimi (θ)

W-mm m ² °C	Bakır	Alümin.	Bakır- Pirinç	Alümin. Pirinç	Bahriye Pirinç	Nikel	90/10 CuNi veya Çelik	70/30 CuNi	Paslanmaz Çelik
100	0.999	0.998	0.997	0.996	0.994	0.989	0.987	0.983	0.974
200	0.999	0.998	0.996	0.994	0.990	0.982	0.977	0.970	0.953
400	0.997	0.993	0.988	0.986	0.982	0.969	0.958	0.943	0.918
800	0.993	0.983	0.976	0.972	0.966	0.944	0.925	0.897	0.854
1600	0.982	0.966	0.955	0.945	0.939	0.902	0.871	0.821	0.769
3200	0.962	0.936	0.919	0.904	0.894	0.832	0.789	0.725	0.661
6400	0.930	0.884	0.858	0.836	0.822	0.737	0.674	-	-

Not: Tablodaki değerler, 0.75 kanat/mm, 1.59 mm kanat yüksekliği içindir
(θ , farklı kanat yüksekliği, kalınlığı, profili ve yüzeyi ile değişecektir)

Tablo- 6.2 Net Soğutma Etkisi Faktörleri

Açık Tip Kompresörler	Hava Soğutmalı ve Evaporatif Kondanserler										
	Yoğuşma Sıcaklığı, °C										
Doyma Sıcaklığı, °C	29.4	32.2	35	37.8	40.6	43.3	46.1	46.9	51.7	54.4	57.2
- 40	0.71	0.70	0.69	0.68	0.67	0.65	0.64	0.63	0.62	0.60	-
- 28.9	0.77	0.76	0.74	0.73	0.72	0.71	0.70	0.69	0.67	0.66	-
- 17.8	0.82	0.80	0.79	0.78	0.77	0.76	0.75	0.74	0.73	0.71	-
- 6.7	0.86	0.85	0.84	0.83	0.82	0.81	0.79	0.78	0.77	0.76	0.75
+ 4.4	0.91	0.90	0.89	0.87	0.86	0.85	0.84	0.83	0.82	0.81	0.80

Not: Tablodaki değerler F-22 için kompresöre giriş sıcaklığı 8.3 °C olan değerde alınmıştır

Contalı Kompresörler	Hava Soğutmalı ve Evaporatif Kondanserler										
	Yoğuşma Sıcaklığı, °C										
Doyma Sıcaklığı, °C	29.4	32.2	35	37.8	40.6	43.3	46.1	46.9	51.7	54.4	57.2
- 40	0.55	0.54	0.53	0.52	0.51	0.50	0.49	0.47	0.46	0.44	-
- 28.9	0.65	0.64	0.62	0.61	0.60	0.59	0.58	0.55	0.53	0.51	-
- 17.8	0.72	0.71	0.70	0.69	0.67	0.66	0.64	0.62	0.60	0.58	-
- 6.7	0.77	0.76	0.75	0.74	0.72	0.71	0.69	0.68	0.66	0.64	0.62
+ 4.4	0.81	0.80	0.79	0.78	0.77	0.75	0.74	0.72	0.71	0.70	0.68
+ 10.0	0.83	0.82	0.81	0.80	0.79	0.78	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72

- Not: 1. Bu faktörler sadece pistonlu kompresörler kullanılan hava soğutmalı ve evaporatif kondanserler için kullanılabilir.
2. Yoğuşma sıcaklığı, kompresör çıkışında ölçülen doyma sıcaklığına uygun sıcaklıktadır.
3. NRE faktörleri yaklaşık değerlerdir.

6.7. Kirlenme Faktörü (r_{fw})

İmalatçılar, olması muhtemel su kirliliğini gözönüne alarak belirli toleranslar dahilinde temiz ekipmanı esas alırlar. Bu toleransın miktarı, çoğu zaman su tarafında referans alınan ve bir ısı direnç olan kirlilik faktörü ile ifade edilir. Bu yüzden kondansere zorla yüklenen sıcaklık ceremesi, kirlilik faktörü ile çarpılan su tarafındaki ısı akımına denk bir ısıdır. Kondanserde ısının artması demek toplam ısı transfer direncinin artması demektir, bu da LMTD değerinin artması anlamına gelir.

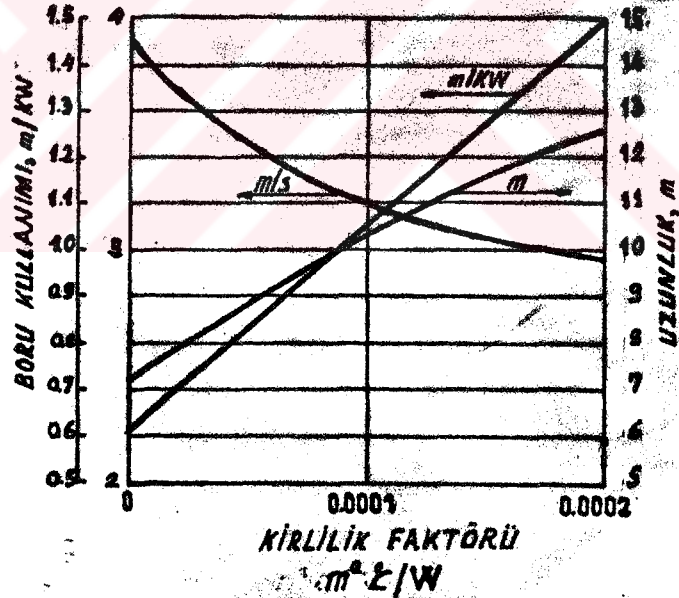
Ekipman seçiminde, verilen kirlilik faktörü toleransı artan toplam dirençten, yani toplam direncin büyümesinden daha büyük etkiye sahiptir. Çok düşük su hızlarında su tarafındaki basınç düşer yüzey alanının arttırılması gerekir. Çok düşük su hızı, ileride sistemin değiştirilmesini gerektirecek ısıl direncin artmasına neden olur.

Logaritmik sıcaklık farkı (LMTD), su sıcaklığı ve su tarafındaki basınç kaybı sabit olmak üzere; kanatlı - borulu kondanserdeki kirlenmenin boru uzunluğuna olan etkisi Şekil-6.3 de gösterilmiştir. Kirlilik artışı sonucu, verilen soğutma yükünü karşılayabilmek için yüzeyin arttırılması, buna bağlı olarak da çok uzun gövde boyu ihtiyacının ortaya çıkması, su hızının düşmesi, bu nedenle de ısı transfer katsayısının küçülmesi ve kapasitenin azalması gibi durumlar ortaya çıkar, sonuç olarak tüm parametreler birbirlerini etkiler.

0.00014 $m^2\text{°C/W}$ 'lık bir kirlilik bulunduğu zaman gereken ısı transfer alanı, kirlenme olmadığı düşünülerek hesaplanan alanın yaklaşık iki katıdır. Bu kıyaslama yapılırken su hızının değişmediği kabul edilmiştir.

Kondanser dizaynındaki kirlenme faktörünün büyük etkisinden dolayı, bu alanda çözüm bekleyen en önemli problemlerden birisidir. Başlıca belirsizlik, kondanserden istenilen performansın elde edilebilmesi için kullanılan soğutma suyunun kirlenme faktörünün ne olduğudur; kirlenmenin yüksek olduğu

kabül edildiği taktirde kondanser malzemesi ihtiyacı artarken, çok düşük kirlenme olduğu kabul edildiği taktirde de kompresör yükü artacaktır. Farklı su türleri için kirlenme faktörü tabloları mevcuttur. Bir örnek verecek olursak, nonferruz borular kullanılan iyileştirilmiş bir soğutma kulesi için kirlenme faktörü $0.000176 \text{ m}^2\text{°C/W}$ iken, su hızının uygun olmadığı iyileştirilmemiş soğutma kulesi için bu değer yaklaşık üç katıdır. Damıtılmış suyun kirlenme faktörü, iyileştirilmiş soğutma kulesi için verilen değer yarısı kadardır. Kirlenmeyi min. düzeyde tutmak için su hızlarının 1 m/s 'nin üzerinde olması tavsiye edilir. Su kullanılan ferruz borular için tavsiye edilen kirlilik değeri, nonferruz borular için ifade edilen değer iki katıdır.



Şekil- 6.3 Kirlilik Faktörü

Su tarafındaki kirlenme miktarı, nedenleri ve hızı geniş ölçüde araştırmaya açık bir konudur. Çok sayıda model, zamana bağlı olarak kirlilik direncinin sabit bir değere ulaştığını kabul etmektedir. Yapılan ölçümler sonucu, soğutma suyunun kondanser borusundan geçerken zamanla boru iç yüzeyinde oluş-

turduğu kimyasal birikmenin kirliliğe yol açtığı görülmüştür.

Kirlenme; tortu, biyolojik üreme (yosun gibi) ve kozyon ürünlerinin birikmesidir. Çoğu kirlilik araştırma sonuçları, havalandırma soğutma kondanselerlerinde tahmin edilenden daha yüksek olduğunu ortaya koymuştur. Mekanik veya kimyasal olarak kondanser borularının periyodik temizlenmesi, sert birikintiler hariç, memnun edici bir performans sağlar. Su pasajı için den geçen donanımlarla, kondanser borularının mekanik olarak on-line temizlenmesi mümkündür.

6.8. Su Basıncı Düşüşü

Su basıncı düşüşünün belirlenmesi kondanser seçiminde önemlidir. Soğutma kulesi vasıtasıyla soğutulan soğutma suyu için müsaade edilen basınç düşüşü max. 75 kPa dır. Kondanser suyu başka bir kaynaktan sağlanıyorsa, meydana gelecek basınç düşüşü kaynak basıncından büyük olamaz ve basınç dalgalanmalarını, kirlilik direncini karşılamak için mevcut basınçtan birkaç kPa daha büyük olmalıdır. Yatay kondanselerlerdeki basınç kaybı, giriş ve çıkıştaki veya geri dönüş kıvrımlarındaki (veya her ikisi) kayıplar, kesit değişimelerindeki kayıplar (ani genişleme veya daralma) ve borulardaki sürtünme kayıpları toplamıdır. Zarf ve sargı tipi kondanselerlerde, ayrıca sargı etkisi hesaba alınmalıdır.

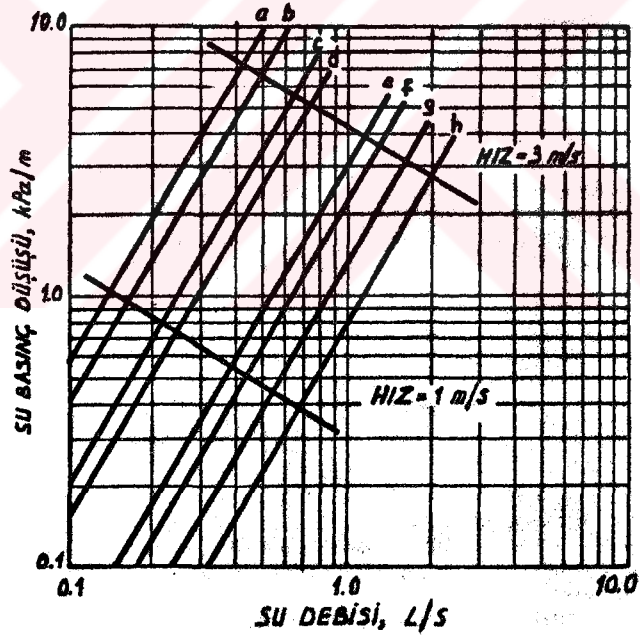
Yaygın olarak kullanılan borular için basınç kayıpları Şekil- 6.4 te gösterilmiştir. Grafikteki eğriler, 32.2 °C ortalama su sıcaklığında, düz borular için Fanning denkleminden hesaplanmıştır ($f = 64/Re$, $Re = \rho \cdot V \cdot D/\mu$)

Hız yükseklikleri ($v^2/2g$), akış yönü su başlarına doğru olduğu zaman meydana gelen basınç kayıplarını hesaplamak için kullanılırsa (nozullardan borulara, borulardan nozullara giriş çıkış kayıpları); hız yükseklik kayıpları ani genişleme ve daralmalarda kullanılan katsayılardan belirlenebilir. Referans olarak; su hızı 3 m/s alındığı zaman akışkanın hız yüksekliği 0.46 m' dir.

Rezervardan boruya girişte hız yüksekliği katsayısı 1 bi-

rim alınırken, borudan rezervara girişte 0.5 alınır. Nozullara giriş ve çıkışlardaki basınç kayıpları, toplam basınç kaybı içinde çok küçük bir değerdir. Bu kayıplara ilave olarak, çok geçişli kondanserlerin dönüş bölgelerindeki kayıplar da göz önüne alınır. Literatürde bu kayıplar tek bir borunun genişleme ve daralma kayıpları olarak alınmıştır.

Zarf ve spiral tipi kondanserlerde, boruların kıvrım dizaynı ve sarılma sırasında meydana gelen katlanmalardan dolayı meydana gelen basınç kaybını hesaplamak düz borulardaki kayıpları hesaplamak kadar kolay değildir.



Şekil- 6.4 Su Basınç Kaybı

6.9. Yoğuşan Sıvının Aşırı Soğutulması

Bir gövde-boru kondanserinde, yoğuşma yüzeyi ile elde edilen aşırı soğutma miktarı çok küçüktür, ki bu soğutma genellikle 1 °C den daha azdır. Sistem kapasitesinde veya verilen güçte istenen etkiyi meydana getirmek için, istendiğinde

bu soğutma miktarı, bir miktar boruyu yoğunlaşan akışkan altında bırakarak elde edilebilir. Boru demetinin en alt kısmındaki borular bu amaç için kullanılabilir; eğer kondanser çok geçişli ise, soğuk su girişi aşırı soğutma borularından olmalıdır. Böylece yoğunlaşma yüzeyi ihtiyacı azalmış olur. Optimum dizaynı elde etmek, bu gibi faktörlerin dikkate alınmasına bağlıdır.

Aşırı soğutma boruları yoğunlaşan akışkan içinde iken yapılan soğutma tabii konveksiyonla meydana gelir. 23.81 mm uzunlukta üçgensel kanatlı, 1.83 m uzunluğunda, dış çapı 19 mm (0.748 / mm kanatlı), 121 adet boru bulunan, 305 mm gövde çapındaki bir F-22 kondanseri; boruların % 2.2 si yoğunlaşan sıvı altında iken 2 °C, % 8.5 i yoğunlaşan sıvı altında iken 4 °C ve % 15.7 si yoğunlaşan sıvı altında iken 6 °C lik aşırı soğutma elde edilmiştir. Bu değerler hesaplanırken, su giriş sıcaklığı ile yoğunlaşma sıcaklığı arasındaki fark +10 °C alınmıştır.

Aşırı soğutma miktarı, belirli bir miktarda boruda cebri konveksiyon uygulayarak arttırılabilir.

Isı transfer performansı literatürde bulunan akış tipleri kullanılarak analitik olarak belirlenebilir, ancak, değişkenlerin oldukça fazla olmasından dolayı, deneysel olarak belirlenmesi daha uygun olur. Aşırı soğutulan sıvının doyma basıncını aşan basınç kayıplarını önlemek için önemli dizayn değişikliklerine ihtiyaç vardır. Kondanserler 1 ile 2 °C lik aşırı soğutma yapabilecek şekilde dizayn edilebilir.

6.10. Su Soğutmalı Kondanser Tipleri

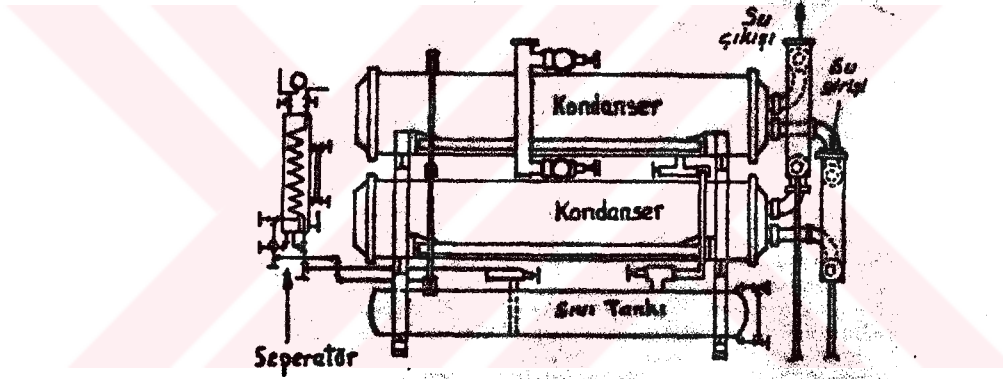
Su soğutmalı kondanserlerin genel tipleri;

1. Gövde – Boru tipi (yatay)
2. Gövde – Boru tipi (düşey)
3. Gövde – Spiral (yatay ve düşey)
4. Çift borulu (borular iç içe)
5. Atmosferik

Kondanser seçimi; soğutma yüküne, kullanılan soğutucu akışkana, soğutma suyu sıcaklığına ve debisine, soğutucu akış-

kan sıcaklığına ve debisine, kullanım alanına, çalışma basıncına ve çalışma süresine bağlıdır.

Gövde - boru tipi kondanserler, kapasitesi yaklaşık olarak 15 kW in üstündeki sistemlerde kullanılır. Soğutucu akışkan gövde içinde yoğunlaştırılırken, soğutma suyu tek veya çok geçişli borulardan dolandırılır. Kullanılan borular düz ve et kalınlıkları sabittir. Kondanserin sistemle kompakt olması açısından, genellikle makina dairesine yerleştirilir. Emniyet, temizlik ve montaj kolaylığı için yeterli boşluk bırakılır.



Şekil- 6.5 Yatay gövde-boru tipi su soğutmalı kondanser

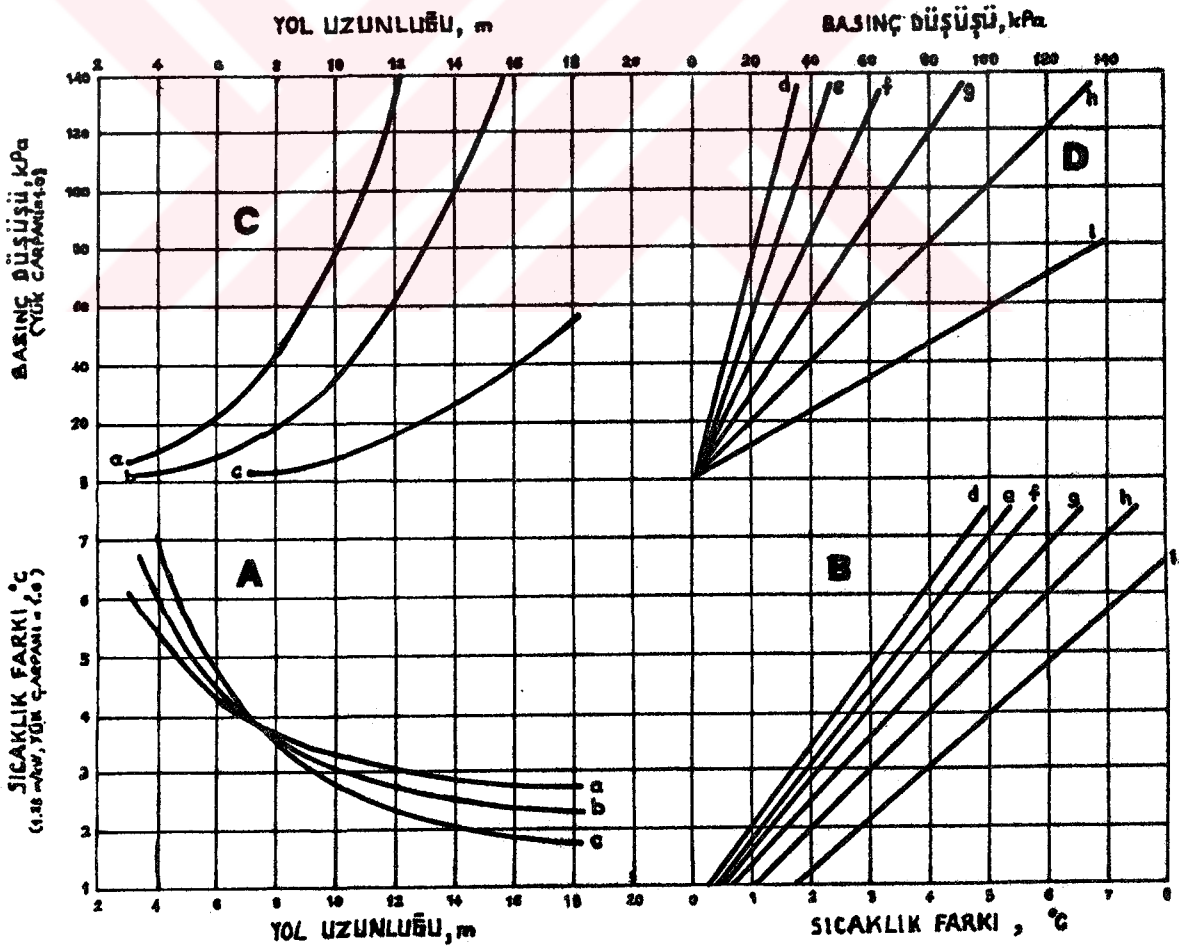
Gaz giriş yerleri ve sıvı çıkış nozulları dikkatli tasarlanmalıdır. Bu nozullardan herhangi birisinde tıkanma varsa, örneğin sıvı çıkış nozulu kapalı ise, kondansere soğutucu buharı girişi devam ettiginden, çıkış nozullarına sıvı soğutucu akışkanın aşırı yüklenmesi sonucu, kondanser performansı ters yönde etkilenecektir. Bu sorun giriş ve çıkış nozulları arasında saptırıcılar yerleştirilerek azaltılabilir.

Halokarbon soğutuculu kondanserler, malzeme özellikleri farklı düz veya kanatlı, ferruz veya non-ferruz borulardan imal edilir. 1.59 mm et kalınlığı olan , 0.75 - 1.023 kanat/mm hatveli entegre kanatlı, 19 mm dış çaplı bakır borular yaygın biçimde kullanılmaktadır. Bu borular galvanizli bakır boru ya da çelik borudur. Amonyak kondanserlerinde ortalama cidar ka-

lınılığı 2.41 mm, dış çapı 31.75 mm Olan elik borular yaygın biçimde kullanılmaktadır.

F-12 kullanılan gövde-boru tipi kondanser için temsili orantı diyagramı Şekil-6.5 tedir. Bu diyagramlar kondanser seçimi yapılırken değişen parametrelerin etkisinin ortadan kaldırılmasında uygun bir yol sağlar. Burada yapılan temel kabüller;

1. Yoğuşmayan gazların bulunmadığı bir kondanser ve temiz borular,
2. Yapılan soğutma miktarına bağlıolarak ısı atma oranı 1.25 kW/kW. (Bilinen ısı atma oranları, orantı diyagramının kullanılabilmesi için nominal değerlere dönüştürülmelidir.)



Şekil- 6.6. Gövde-Boru tipi kondanser için orantı diyagramı

Çıkış sıcaklık farkı (şekil-6.5 'in A ve B bölümleri), yoğuşma sıcaklığı (soğutucu akışkan basıncındaki sıcaklık) ile su çıkış sıcaklığı arasındaki farktır. Suyun aldığı yol, boru uzunluğu ile geçiş sayısının çarpımıdır. Kondanser yükü, 1 kW soğutma için toplam boru uzunluğu ile; dolaştırılan soğutma suyu miktarı ise, 1 kW soğutma başına L/s olarak ifade edilir. Şekil-6.5 'teki A ve B bölümleri, suyun aldığı yol, miktar ve yükün bir fonksiyonu olarak çıkış sıcaklık farklarını göstermektedir. A bölümü, 1.38 m/kW 'lık kapasiteye esastır; B bölümü diğer yükleme durumları için düzeltme katsayılarını göstermektedir. Suyun aldığı yolun ötesinde, uç sıcaklık farkını ters yönde etkileyen su miktarı A bölümünden belirlenebilir.

C ve D bölümleri; suyun aldığı yol, miktarı ve yüklemenin bir fonksiyonu olarak basınç kaybını göstermektedir. D bölümü diğer yükleme durumları için düzeltme katsayılarını gösterirken, C bölümünde 1.38 m/kW 'lık yük esas alınmıştır.

Yoğuşma sıcaklığı, girişteki suyun sıcaklığı, su sıcaklığındaki artış ve çıkıştaki sıcaklık farkının toplanması ile belirlenir. Şekil-6.5 'teki gibi bir orantı diyagramı kullanılarak, su miktarının, aldığı yolun ve boru sayısının uygun seçilmesi ile istenen performansın ve basınç kaybının limit değerinde olması sağlanabilir.

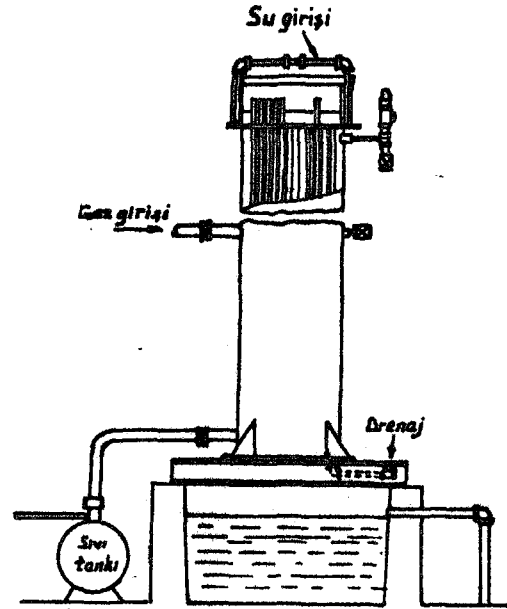
A ve B eğrileri, birim soğutma başına suyun aldığı en kısa yol min. boru uzunluğunda sıcaklık farkındaki artışın etkisini göstermektedir. Bu yüzden, ölçümü zor olan su harcaması için seçilen değerler hassasiyeti düşüren performans eğrilerinde sınırlı olmalıdır, ki oradaki ısı transferinde bir değişme, yoğuşma sıcaklığında çok küçük bir değişime neden olacaktır.

Üstü açık su dolaşım sistemi bulunan dikey gövde ve boru tipi kondanserler amonyak soğutma sistemlerinde yaygın biçimde kullanılmaktadır. Bu tip kondanserler;

1. Büyük kapasitedeki kondanserlerin bile kapladığı zemin alanı küçüktür,

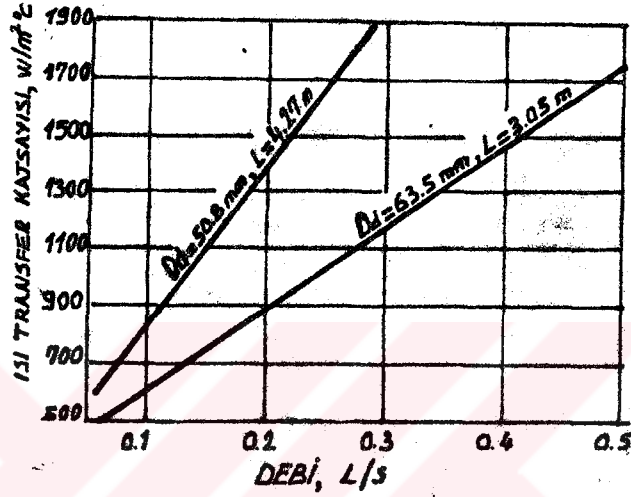
2. Yerleřtirmesi kolay ve maliyeti dűřűktűr,
3. Suyun dağılması kolay olur,
4. Yođuřan amonyayın depolanabilmesi için gereken bořluk oldukça bűyűktűr,
5. Kirli gazların temizlenebilme imkanı vardır,
6. Boruların temizlenmesi kolaylıkla yapılabilir,
7. Borulardaki devirdaim suyu miktarı arttırılarak daha bűyűk yűkler karřılanabilir, aynı zamanda da ařırı sűrtűnme ısısı da ortadan kalkmıř olur,
8. Bir soğutma kulesi veya fıskiyeli havuzdan alınan soğutma suyu etkili biçimde kullanılabilir.

Tipik bir dűřey gűvde-boru kondanserinin yapısı Őekil-6.7 de gűrűlmektedir. Boru sayısı 20 ile 400 arasında, gűvde çapı 400 ile 1500 mm arasında ve yűkseklik 3 ile 5 m arasında deđiřir, en yaygın kullanılan yűkseklik 4.3 m 'dir. Prensipte, eksiz elik borular kullanılmalıdır (amonyak kondanserlerinde), cidar kalınlıđı 3.05 mm ve boru dıř çapı 50.8 mm 'dir.



Őekil-6.7 Dikey Gűvde-Boru Kondanseri

Her bir borunun uç kısmında, suya dönme hareketi vermek için, dökme demir, pirinç, plastik veya porselenden bir su dağıtıcısı bulunur. Şekil-6.8, bir borudaki farklı su akışlarında 50.8 ve 63.5 mm dış çapındaki borular için toplam ısı transfer katsayısını göstermektedir.



Şekil-6.8 Dikey amonyak kondanseri için K katsayıları

Açık amonyak kondanseri, havanın evaporatif soğutma etkisi sonucu soğutma suyu ihtiyacını azaltacaktır, bu azalma yaklaşık % 7 kadardır.

Gövde ve U boru kondanseri, U boru demeti içinde sirküle edilen soğutma suyunun tek bir boruda sona ermesi hariç, gövde boru kondanserine benzerdir.

Gövde ve serpantin kondanserlerde soğutma suyu bir veya daha fazla, aralıksız veya birleşik, serpantinler içinde dolaştırılır.

Çift borulu kondanserler, biri diğerinin içinde olmak üzere, iki borunun bir veya daha fazla sayıda biraraya getirilmesinden ibarettir, soğutucu akışkan buharı içteki boru içinde veya iki boru arasındaki boşlukta yoğunlaştırılır.

Atmosferik kondanser, biri diğerinin üzerinde olan yatay borulardan oluşmaktadır. Soğutucu akışkan boruların içinde yoğunlaştırılırken, soğutma suyu da üstteki borulardan başlayarak

yerçekimi etkisiyle aşağıya doğru akar. Boruların tam olarak ve üniform bir şekilde ıslanmasını sağlamak için su miktarı yeterli olmalıdır.

Diğer kondanser tipleri için ısı transfer oranını hesaplama prensipleri, aslında, gövde boru kondanserlerinin aynısıdır. Aralarında çok küçük farklılıklar vardır.

Gövde-U boru kondanseri dizayn prensipleri, çok az bir fark olamakla birlikte, yatay gövde-boru kondanserlerinin ana hatlarının belirlenmesi gibidir. U borusunun kıvrım bölgele-
rindeki basınç kaybı, borunun düz bölümlerinde meydana gelen kayıplara göre çok düşüktür. Basınç kaybı, boru iç çapının ve bu çapın kıvrım merkezlerine oranının bir fonksiyonudur.

Gövde-serpantin kondanseri dizayn prensipleri de, özellikle su tarafındaki basınç kaybı olmak üzere, su tarafındaki h değerinin özel olarak dikkate alınması hariç, aynıdır. ^wLaminar ya da çizgisel akış, serpantinlerde, düz borulara nazaran daha büyük Reynolds sayılarını ortaya çıkarabilir.

Denklem (6.4) ile hesaplanan h değerlerinin biraz daha yüksek olması muhtemeldir. Helozoni serpantinlerdeki basınç kaybı, aynı boru uzunluklarında, düz borulardaki kayıplardan çok daha büyüktür. Basınç kaybı ve transfer edilen ısı oranları, bu tip kondanserler için, değişkenlerin çok fazla olması nedeniyle, test yoluyla belirlenmelidir.

Çift borulu veya iç içe borulu kondanser dizaynında, suyun boru içinden ya da iki boru arasındaki boşluktan akma durumuna göre önceden yapılan krokilendirmelerden farklı problemleri içerdiği görülmüştür. Yoğuşma mekanizmasının yatay boru dışında meydana gelen yoğuşmadan önemli biçimde farklı olmasından dolayı yoğuşma katsayısını ve borudaki veya serpantinindeki yoğuşmanın meydana geldiği zamanı tahmin etmek çok zordur. İki boru arasındaki akışlarda, su tarafındaki film katsayısını ve basınç kaybını hesaplamak için kullanılan gerçek bağıntı hakkında önemli bir düşünce farkı ortaya çıkar. Boru içindeki su akışına bağlı bu bağıntılardan dolayı, yüzey

ile orantılı ısı transfer katsayısında özel düzeltmeler yapılması gereklidir.

Atmosferik kondanselerlerin ısı transfer oranlarını tahmin edebilmek için, boru demeti dışından kütle akışının, su tarafındaki ısı transfer film katsayısının ve boru içindeki yoğunlaşma film katsayısının belirlenmesi gerekir. Toplam ısı transfer katsayısı hesaplanırken, toplam yüzey alanıyla orantılı ısı transfer katsayılarında özel düzeltmeler tekrar yapılmalıdır.

Denklem (6.3); boru içinde soğutma suyu dolaştırılan gövde-U boru kondanseleri, gövde-serpantin kondanseleri ve içteki boruda su dolaştırılan çift borulu kondanseler için uygulanabilir. Yüzey oranı S_R sadece içteki boru için alınır.

Çift borulu ve atmosferik kondanseler için su tarafındaki K katsayısı;

$$K = \frac{1}{\frac{S_R}{h_i} + r_{fw} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_d}} \quad (6.5)$$

6.11. Gövde-Boru Kondanserlerinin Genel Isı Bilançosu

Şayet dış ortam ile ısı alışverişi yani dış ortama ısı kaybı veya dış ortamdan ısı kazancı yok ise, sıcak akışkanın verdiği Q_g ısı ile soğuk akışkanın aldığı Q_s ısı birbirine eşittir.

$$Q_g = Q_s = Q \quad (6.6)$$

Uygulamada genellikle dış ortam ile ısı alışverişi olmadığı kabul edilmekle beraber hassas olan hesaplamalarda bu hususun gözönünde bulundurulması gerekir. Dış ortam ile olan ısı kaybı veya ısı kazancı Q_k ise genel olarak;

$$Q_g = Q_s \pm Q_k \quad (6.7)$$

ifadesi yazılabilir.

Dış ortam ile ısı alışverişi olmayan hal için;

$$m_a (h_{ag} - h_{a\phi}) = Q \quad (6.8a)$$

$$m_s (h_{s\phi} - h_{sg}) = Q \quad (6.8b)$$

yazılabilir. Şayet sıcak akışkandan dış ortama ısı kaybı varsa genel olarak;

$$m_a (h_{ag} - h_{a\phi}) = f_k \cdot Q \quad (Q = Q_s = Q_a) \quad (6.9a)$$

$$m_s (h_{s\phi} - h_{sg}) = Q \quad (=Q_s) \quad (6.9b)$$

yazılabilir ve f_k değeri dış kayıp faktörü olarak adlandırılır. Dış ortam ile ısı alışverişi yok ise $f_k = 1$ olacağı kolayca anlaşılır. Dış kayıp faktörü daima $f_k > 1$ değerlerini alır ve soğuk akışkanın almış olduğu ısının yüzde üzerinden fazlasının sıcak akışkanın haiz olduğunu gösterir. Örneğin, $f_k = 1.05$ ise, sıcak akışkanın, soğuk akışkanın aldığı ısıdan % 5 daha fazla ısıya haiz olduğu ve % 5 fazla ısının dış ortama kayıp olarak

gittiği anlaşılır.

Termodinamikten; entalpi ile özgül ısı arasında,

$$dh = c_p \cdot dT \quad (6.10)$$

bağıntısı mevcuttur. Faz değişimi olmayan haller için kondan-serlere giriş ve çıkışta sıcaklıklar farklı olduğuna göre bazı akışkanların c_p özgül ısılarının sıcaklıkla hissedilir şekilde değişmesi mümkündür. Bu nedenle,

$$h(T) = \int c_p(T) \cdot dT \quad (6.11)$$

ifadesini kullanmak daha doğru olur. Fakat hesaplarda kolaylık sağlanması gayesiyle herhangi bir T sıcaklığı için 0 °C ile T °C arasında ortalama $c_{p,m}$ özgül ısı alınarak,

$$h(T) = c_{p,m}(T) \cdot T \quad (6.12)$$

ifadesi kullanılır. Özgül ısı sıcaklığın bir fonksiyonu olduğuna göre a, b, c, ... sabit sayılar olmak üzere,

$$c_{p,m} = a + b \cdot T + c \cdot T^2 + d \cdot T^3 + e \cdot T^4 + \dots \quad (6.13a)$$

$$h = a \cdot T + b \cdot T^2 + c \cdot T^3 + d \cdot T^4 + \dots \quad (6.13b)$$

yazılabilir. a, b, c, ... sabit sayılarını belirlemek için yeterli miktarda sıcaklık değerlerinin bilinmesi gerekir. Genellikle sıcaklığın üçüncü kuvvetine kadar alınması yeterlidir. Buna bağlı olarak a, b, c, d sabit sayılarının bulunması için dört denklem gerekir.

$$c_{p,m1} = a + b \cdot T_1 + c \cdot T_1^2 + d \cdot T_1^3 \quad (6.14a)$$

$$c_{p,m2} = a + b \cdot T_2 + c \cdot T_2^2 + d \cdot T_2^3 \quad (6.14b)$$

$$c_{p_{m3}} = a + b.T_3 + c.T_3^2 + d.T_3^3 \quad (6.14c)$$

$$c_{p_{m4}} = a + b.T_4 + c.T_4^2 + d.T_4^3 \quad (6.14d)$$

Denklem (6.14a...d), birbirinden lineer olarak bağımsız iseler, tanı katsayılar determinantı sıfırdan farklı ise a, b, c, d sabit sayıları bu dört ifade ile belirlenebilir.

$$D = \begin{vmatrix} 1 & T_1 & T_1^2 & T_1^3 \\ 1 & T_2 & T_2^2 & T_2^3 \\ 1 & T_3 & T_3^2 & T_3^3 \\ 1 & T_4 & T_4^2 & T_4^3 \end{vmatrix} \neq 0 \quad (6.15)$$

6.11.1. Aynı ve Zıt Yönlü Paralel Akım Halleri

Şekil-6.8 ve şekil-6.9' da görüldüğü üzere, ortasından soğuk akışkan geçen, dış ortama ısı kaybı olmayan aynı yönlü ve zıt yönlü paralel akım hallerini gözönüne alalım.

İç çapı d_i ve l uzunluğundaki içteki borunun ısı geçişi olan yüzeyin büyüklüğü;

$$F_i = \pi.d_i.l \quad (6.16)$$

olacaktır.

Aynı yönlü paralel akım haline göre sıcak ve soğuk akışkanlar tarafından akış yönüne doğru taşınan ısı miktarı;

$$m_a T_a c_{p_a} + m_s T_s c_{p_s} \quad (6.17a)$$

Zıt yönlü paralel akım haline göre sıcak ve soğuk akışkanlar tarafından sağ tarafa doğru taşınan ısı miktarı için de soğuk akışkandaki sıcaklık düşüşü olduğu gözönüne alınarak,

$$m_a T_a c_{p,a} - m_s T_s c_{p,s} \quad (6.17b)$$

yazılabilir. Genel olarak yazılırsa;

Aynı yönlü paralel akım hali için , $n = +1$

Zıt yönlü paralel akım hali için , $n = -1$

olmak üzere,

$$\begin{aligned} m_a T_{ag} c_{p,a} + n m_s T_{sg} c_{p,s} &= m_a T_{a\phi} c_{p,a} + n m_s T_{s\phi} c_{p,s} = \\ &= m_a T_a c_{p,a} + n m_s T_s c_{p,s} = \text{sabit} \end{aligned} \quad (6.18)$$

yazılabilir.

K toplam ısı transfer katsayısı belirli kabul edilerek dA yüzeyinden geçen ısı miktarı;

$$dQ = K (T_a - T_s) dA \quad (6.19)$$

Bu ısı miktarı sıcak akışkandan alınan ısı olduğuna göre;

$$dQ = -m_a c_{p,a} dT_a \quad (6.20)$$

Denklem (6.18)' in ve (6.20)'nin sağ tarafından türevi alınırsa;

$$m_a c_{p,a} dT_a = -n m_s c_{p,s} dT_s \quad (6.21a)$$

$$dQ = n m_s c_{p,s} T_s \quad (6.21b)$$

$$dQ = K (T_a - T_s) dA = - \frac{d[T_a - T_s]}{\frac{1}{m_a \cdot cp_a} + \frac{1}{n \cdot m_s \cdot cp_s}} \quad (6.22)$$

$$T_a - T_s = \Omega T$$

$$\frac{1}{m_a \cdot cp_a} + \frac{1}{n \cdot m_s \cdot cp_s} = z \quad \text{dersek;}$$

$$\frac{d(\Omega T)}{\Omega T} = z \cdot K \cdot dA \quad (6.23)$$

integral sınırları;

$$A = 0 \quad \text{için} \quad \Omega T = \Omega T_g$$

$$A = A_t \quad \text{için} \quad \Omega T = \Omega T_\phi$$

$$\ln \frac{\Omega T_\phi}{\Omega T_g} = - z \cdot K \cdot A_t \quad (6.24)$$

$$Q = - \frac{\Omega T}{z} \left[\frac{\Omega T_\phi}{\Omega T_g} \right] \quad (6.25)$$

$$Q = - \frac{\Omega T}{z} \left[\frac{\Omega T_\phi}{\Omega T_g} \right] = \frac{\Omega T_g - \Omega T_\phi}{z} \quad (6.26)$$

$$Q = K \cdot A \frac{\Omega T_g - \Omega T_\phi}{\ln \frac{\Omega T_g}{\Omega T_\phi}} \quad (6.27)$$

$$\Omega T_{\log} = \frac{\Omega T_g - \Omega T_{\phi}}{\ln \frac{\Omega T_g}{\Omega T_{\phi}}} \quad (6.28)$$

Denklem (6.28), Logaritmik Sıcaklık Farkı (LMTD) olarak adlandırılır.

Şekil-6.8' de aynı yönlü paralel akım halindeki sıcak ve soğuk akışkanlardaki sıcaklık değişimleri açık şekilde görülmektedir. Başlangıçtan l uzaklıkta bulunan, dl genişliğindeki kısma karşılık gelen dA yüzeyini gözönüne alırsak,

Geçen ısı miktarı;

$$dQ = K (T_a - T_s) dA$$

Soğuk akışkanın aldığı ısı;

$$dQ = m_s c_{p_s} dT_s$$

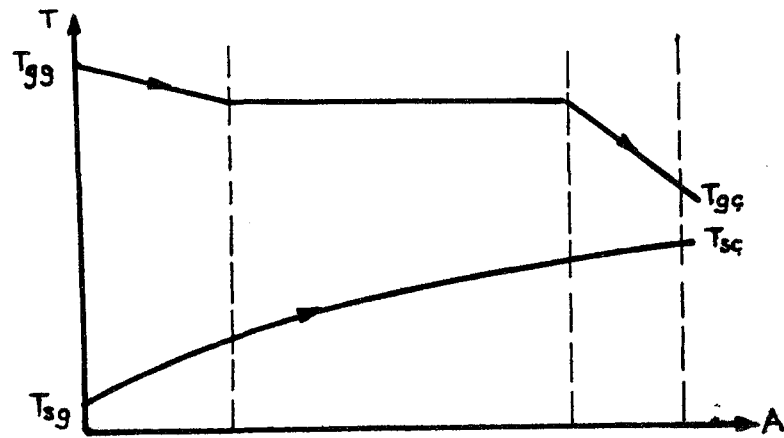
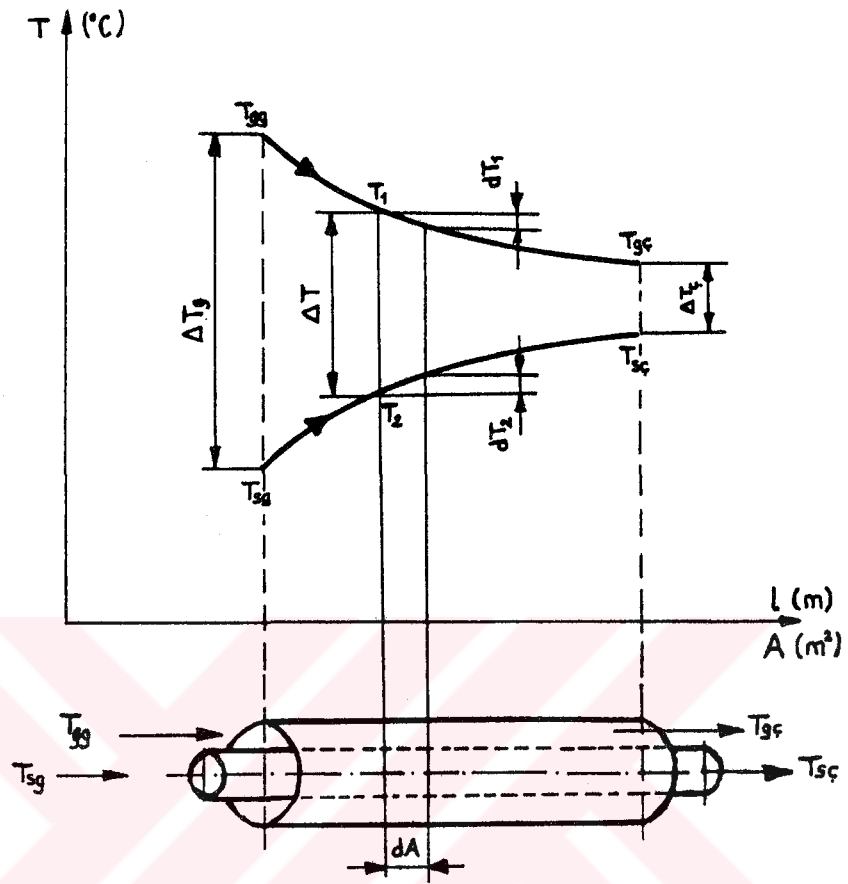
$$d(T_a - T_s) = d(\Omega T) = dT_a - dT_s$$

$$d(\Omega T) = - \left[\frac{1}{m_a \cdot c_{p_a}} + \frac{1}{m_s \cdot c_{p_s}} \right] dQ$$

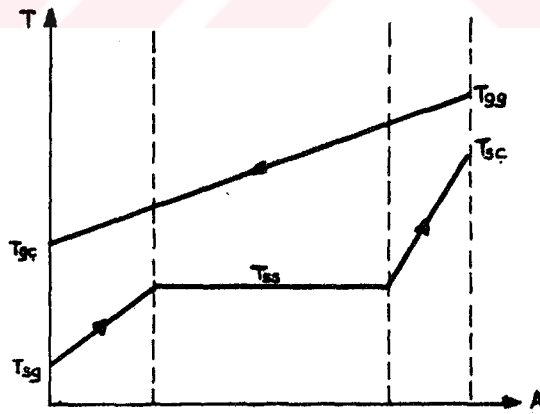
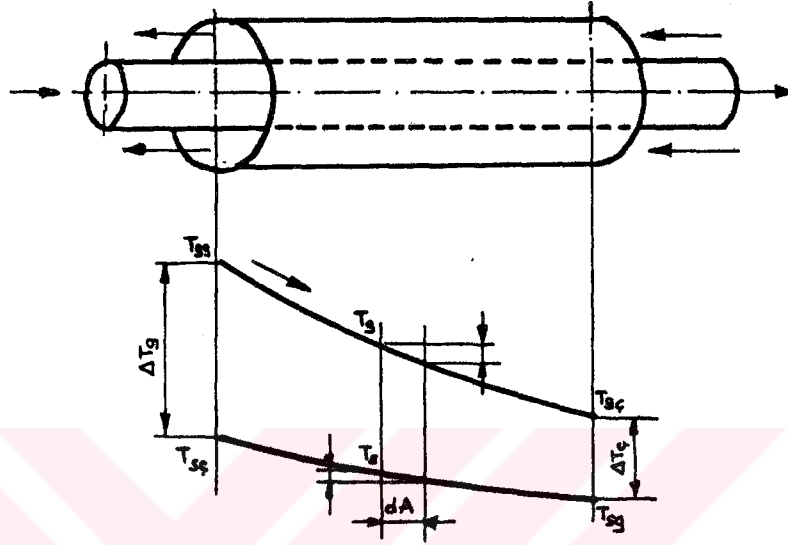
Zıt yönlü paralel akım halinde, akışkanların akış yönleri zıt olduğu için sıcak akışkanın sıcaklığının azalmasına karşılık soğuk akışkanın da sıcaklığı azalmaktadır (Gerçekte soğuk akışkanın akış yönüne göre A yüzeyi büyüdükçe soğuk akışkanın sıcaklığı artar).

Hesaplamalarda sıcak akışkanın akış yönü esas alındığından soğuk akışkanın aldığı ısı;

$$dQ = - m_s c_{p_s} dT_s$$



Şekil- 6.8. Paralel akım hali



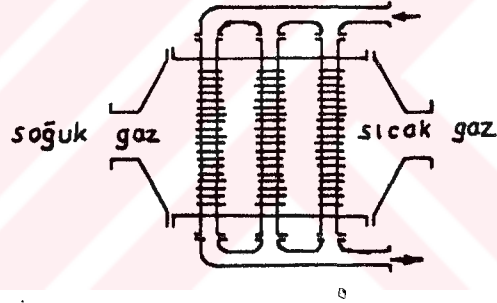
Şekil- 6.9. Zıt yönlü akım hali

Sıcak akışkanın verdiği ısı;

$$dQ = - m_a c_{p,a} dT_a \quad \text{olarak yazılabilir.}$$

6.11.2. Çapraz Akım Hali

Çapraz akım haline boru içinde akan akışkan ile boruların dışında boru eksenlerine dik doğrultuda akan diğer akışkanı örnek olarak verebiliriz. Yani çapraz akımda her iki cins akışkanın akış doğrultuları birbirine diktir.



Şekil-6.10. Çapraz akımlı kondanser

6.12. Yoğuşmayan Gazlar

Çogu soğutma sistemlerinde, ilk çalışmaya başladığında, yoğuşmayan gazlar ve soğutucu akışkandan farklı yoğuşabilen gazlar bulunur. Bu gazlar, çalışma süresince de birikmiş olabilir. Yoğuşmayan gazlar, nitrojen, hidrojen, oksijen, klor ve diğer gazların bir karışımı olabilir; yoğuşan gazlar ise genelde su ve yağ buharıdır.

Istenmeyen bu tür gazlar;

1. Yağla birlikte kompresöre çekilmesi ve ek yerlerindeki çatlaklardan, salmastra kutularından, sistem vakum altında çalıştırıldığı zaman sistem dışından,

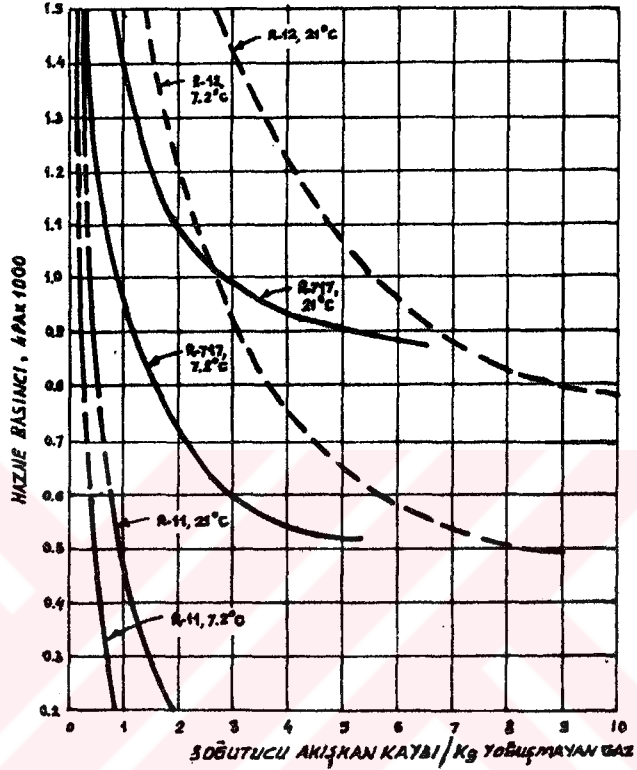
2. Sisteme gaz vermeden önce,uygunsuz boşaltma, sıkıştırma sonucu ortaya çıkan ısı nedeniyle yağın bozulması,

3. Sistem içindeki değişik kimyasal reaksiyonlar,

4. Soğutucu kirlenmesi,

nedeni ile meydana gelir.

Yoğuşmayan gazlar, yoğuşma basıncından daha yüksek bir basınçta sistemin üst bölümlerinde birikir. Yoğuşmayan gazların bu kısmi basıncı aşırı basınca sebebiyet verir. Bu gazlar yoğuşma yüzeyi ile temas durumuna geldikleri zaman bir direnç filmi gibi davranırlar, dolayısıyla, ısı transfer katsayısını ters yönde etkiler. Deneyler sonucu, küçük bir orandaki yoğuşmayan gaz, yoğuşma katsayısında daha büyük azalmalara neden olabildiğini göstermiştir. % 1' lik yoğuşmayan gaz bulunduğu zaman yoğuşma katsayısının % 25 - 40 oranında azaldığı görülmüştür.



Şekil-6.4 Farklı sıcaklık ve basınçta temizleme süresince meydana gelen soğutucu akışkan kaybı

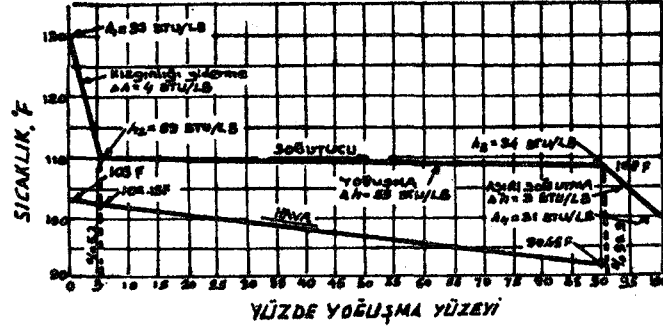
6.13. Hava Soğutmalı Kondanserler

Hava soğutmalı kondanserlerde de ısı transfer olayı üç ana safhada gerçekleşir.

1. Kızgınlığı giderme,
2. Yoğuşturma,
3. Aşırı soğutma.

Şekil- 6.10' da, kondanser serpantininde dolaştırılan Freon 12 akışkanındaki değişimleri ve, serpantin içinden geçiş şekline bağlı olarak, soğutma havasındaki sıcaklık değişimini gösterilmiştir. Kızgınlığın giderilmesi, yoğuşturma ve aşırı

soğutma süresi, gaz giriş sıcaklığına ve sıvı çıkış sıcaklığına bağlı olarak, % 5 ile % 10 arasında değişecektir, yine de, Şekil- 6.10' da belirlenen değerler bir çok soğutucu akışkan için uygundur.



Şekil- 6.12 Hava Soğutmalı Kondanserde Sıcaklık ve Entalpi Değişimi

Yoğuşma olayı, esas itibariyle, kondanser alanınının % 85' inde meydana gelir. Yoğuşma sıcaklığında olması muhtemel düşmelere sürtünme kayıpları neden olur.

6.13.1. Serpantin İmalatı

Serpantinler 6.35 mm ile 19.05 mm arasında değişen çaplardaki bakır, alüminyum veya çelik borulardan yapılır. Pahalı bir malzeme olan bakırın, imalatta kullanımı kolaydır ve korozyona karşı dayanıklıdır. Serpantinin ek yerlerinde alüminyum kullanılmış ise özel koruma tedbirleri alınmalıdır. Çelik boruların da hava ile temastan korunması gerekir.

İmalat kolaylığı, maliyet, bağlantı zorlukları, hava direnci, boru çapları ve soğutucu akışına olan direnç gibi faktörlere bağlı olarak serpantin seçimi yapılır. Çıkış bölümlerinde, dizayn esnekliği ve daha az akışkan kullanımı için daha küçük çaplarda borular kullanılmalıdır.

Hava tarafındaki ısı transferini arttırmak için, genellikle alüminyumdan imal edilen, fakat nadiren bakır ve çelik de kullanılır, kanatlar kullanılır. Serpantin yapımında en çok kullanılan kanat formu levha şeklindeki kanatlardır, kanatlar

boru yüzeyine tek tek tutturulur veya spiral şeklinde boru etrafına sarılır.

Serpantini boyutlandırırken, tüm soğutma sistemi gözönüne alınmalıdır. Boruların, kanatların ve boru dizi sayıları ve yüzey alanının büyüklüğü gibi faktörler; gerekli hava ihtiyacını, havaya olan direnci, fan seçimini ve dolaylı olarak da ünitenin ses seviyesini etkileyecektir.

6.13.2. Fanlar ve Hava İhtiyaçları

Kondanser serpantinlerine, soğutma havası; pervane, santrifüj veya aksenal kanatlı cihazlar ile veya değişik yapıdaki fanlar tarafından sağlanır. Aralık miktarı büyük olan serpantinlerde, hava hızının arttırılması ile malzeme sarfiyatının azaldığı buna bağlı olarak malzeme veriminin arttığı görülmüş ve bu hızı sağlayacak fanlar sıkça kullanılmıştır.

6.13.3. Isı Transferi ve Basınç Kaybı

Hava soğutmalı kondanselerde, toplam ısı transfer katsayısı;

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \frac{A}{A_i} + \frac{1}{h_d \emptyset} + r_{fw}} \quad (6.13.1)$$

Soğutucu tarafındaki ısı transfer işlemi biraz karmaşıktır. Soğutucu akışkan kondansere kızgın buhar olarak girer ve doyma sıcaklığına değin soğuyuncaya kadar ısı transferi konveksiyonla devam eder, sonra yoğunlaşma başlar. Eğer cidar sıcaklığı doyma sıcaklığından çok düşükse, buhar öbeği kızgın iken meydana gelebilir. Neticede, tüm buhar sıvı fazına geri döner.

6.13.4. Kondanserlerin Çalışma Şekli ve Kıyaslanması

Soğutucunun kızgınlığının azaltılması, yoğunlaştırılması ve aşırı soğutulmasındaki toplam atılan ısı (THR ; total heat

zeyi ile boşaltma hattından kaybolan ısının çıkarılmasıyla elde edilir. Yüzey ısı kayıpları, genellikle, motor tarafından verilen gücün % 0 ile % 10' u arasındadır. Tablo- 6.1' de açık ve hermetik pistonlu kompresörlerin THR/NRE oranına göre kondanserlerin oranları gösterilmiştir.

Şekil-6.13' de iki ayrı büyüklükteki kondanserin, 32.2 °C deki kompresörün çalışmasını göstermektedir. Çok küçük kondanser kullanılırken, sıkıştırılmış buharın yoğunlaşma sıcaklığı 52.8 °C iken doymuş buharın çıkış sıcaklığı 53.9 °C olacaktır. Bu durumda THR= 93.76 kW, NRE= 73.25 kW ve güç sarfiyatı=28 kW olur. Çok büyük kondanserli kompresörler 48.9 °C boşalma sıcaklığında ve 47.8 °C yoğunlaşma sıcaklığında çalışır. THR= 99.62 kW ve güç sarfiyatı= 26.5 kW olur.

Sonuçta, seçilen kondanser, kontrol ekipmanının maliyetinin azaltılmasını amaçlayan, mümkün olan en küçük kondanser-kompresör sistemi çalışma maliyetinde, istenen soğutma ihtiyacını karşılamalıdır.

6.13.5. Hava Soğutmalı Kondanserlerin Kontrolü

Bir soğutma sisteminin gerektiği gibi çalışması için yoğunlaşma basıncının ve sıcaklığının belirli sınırlar dahilinde olması gerekir. Yoğunlaşma sıcaklığındaki artış, kapasitede düşüşe neden olur, ilave güç sarfiyatı gerektirir ve kompresöre gelen yük artabilir. Düşük yoğunlaşma basınçları, evaporatöre sıvı soğutucu akışkan sağlayan bölümlerden sıvı akışını engeller, buna bağlı olarak evaporatörün beslenmesini önler, kapasite kaybına neden olur, serpantin buzlanmasına yol açar, ve soğutucu akışkanın iki fazda çıkışına neden olur.

Kondanserin kışın çalıştığı müddetçe uç basıncının aşırı derecede düşmesini önlemek için, geleneksel genleşme valfi bulunan iki temel kontrol metodu kullanılır;

1. Soğutucu tarafının kontrolü,
2. Hava tarafının kontrolü.

Bu iki yolun her birindeki uç basınç kontrolünü sağlamak için bir çok değişik metod kullanılır.

Sogutucu tarafının kontrolu, sıvı sogutuculu serpantini su altında bırakarak yoguşma için aktif yüzeyin büyüklüğünü değiştirerek sağlanır. Bu yol, bir depo kullanımını ve su altındaki serpantinde ilave sogutucu akışkan şarjını gerektirir. Su ihtiyacının değişmesine göre, gerekli su miktarını ayarlayan bir kaç valf düzeni mevcuttur. Hava tarafının kontrolu üç ayrı yolla sağlanabilir.

1. Fan çevrimleri ile,
2. Ayarlanabilir kapaklar ile,
3. Fan hızını ayarlayarak.

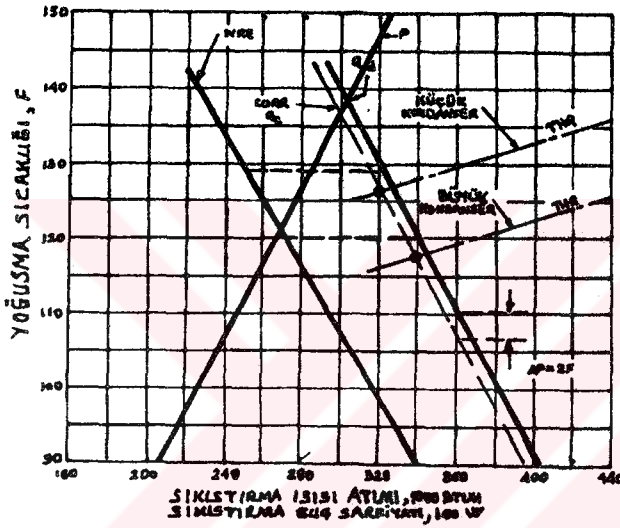
Hakim rüzgarın doğrultusu ve şiddeti gözönüne alınmalıdır. Rüzgar uygun olmayan çalışma şartlarını doğurmamalıdır.

Yılın belirli zamanlarında, uç basıncını karşılayan fan çevrimi, fan motorunun hızlı dönmesi; genleşme valfinin tıkanmasına ve fan motoru yatağının yanmasına neden olur. Çapraz fan ünitelerinin kullanımı sınırlıdır ve ilave kontrol mekanizmaları gerektirir. İki fanlı ünitenin kontrolu, tek fanlı ünite gibidir. Üç fanlı ünitelerde kullanılmaktadır. Üç fanlı olmasına rağmen iki tanesi de çalıştırılabilir. Üç fanlı ünite için, iki fan çalıştığında sistem kapasitesi % 40 azalırken, iki fanlı kondanserin fanlarından birisi çalıştırıldığında ise sistem kapasitesi yaklaşık olarak % 55 azalmaktadır.

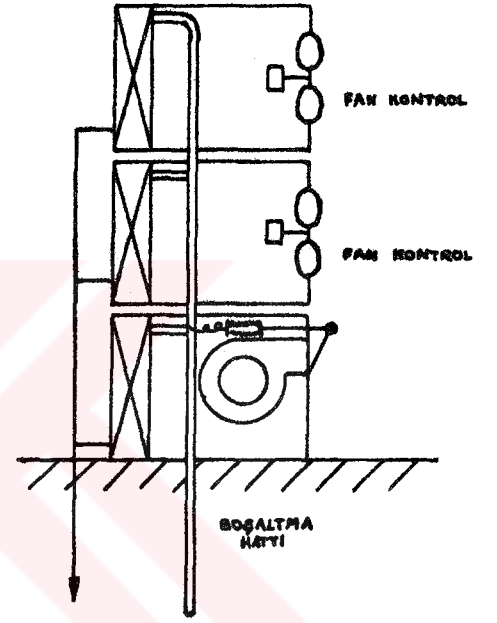
Depo basıncında veya çevre sıcaklığında sogutucu basıncıyla doğrudan güç verilen veya alelade kontrol edilen boşaltma operatörleri uç basıncın kontrol edilmesi için kullanılmaktadır. Bu cihazlar, kondanser serpantininden geçen havayı % 100 den % 0'a kadar kısar. Böyle ünitelerde kullanılan pervaneler, boşaltma vanası tamamen kapatıldığında fan motorunun aşırı yüklenmemesi için doğrusal güç karakteristiklerine sahip olmalıdır.

Katı hal kontrol kutuları, şu an mevcuttur ki, değişik hızdaki bir kaç alternatif akım motorudur (frekans modülasyonundaki). Böylece hız basıncı değişen fan hızlarıyla otomatik olarak kontrol edilebilir. Fan gücünün hızın küpü ile orantılı

olmasından dolayı, düşük devirlerde ve kısmi yükleme şartlarında güç sarfiyatında büyük kazançlar sağlanır. Kondanserler paralel olarak çalıştığı zaman, özellikle kapasite kontrol cihazları kullanıldığında, dikkatli dizayn edilmesi gerekir. Şekil- 6.14 ve 6.15 de bunun, hava soğutmalı kondanserlerde uygulaması görülmektedir.



Şekil- 6.14. Güç Sarfiyatı



Şekil- 6.15. Kondanser kontrolü

Sistemin ilk işletmeye alınması sırasında, sistem basıncının çalışma basıncına ulaşmaya kadar kompresör basıncının düşük olmasından dolayı evaporatördeki sıvı soğutucu yükselme miktarı yetersizdir. Son derece düşük çıkış sıcaklıklarında, sistem basıncı basınç valfinin müdahale noktasının üzerinde olabilir ve bu nedenle de kompresör çalışmaz. Bu zorluk iki yolla giderilebilir;

1. ilk çalışma anında, alçak basınç anahtarının kullanılması, daha sonra diğer basınca geçimesi (by passing).

Sistemin ilk çalışmaya alınması sırasında, uç basıncının oluşturulmasını ve kompresör çalışmasını sağlamak için, yaklaşık 180 s' lik bir periyod geciktirmeli bypass basınç anahtarı kullanılır.

2. Kondanser izolasyon kontrol metodunun kullanılması.

Kapalı çevrim süresince soğutucunun kompresör çıkışından itibaren, kondansere ulaşınca kadar soğutucu kaybının önlenmesi için bu yol kullanılır.

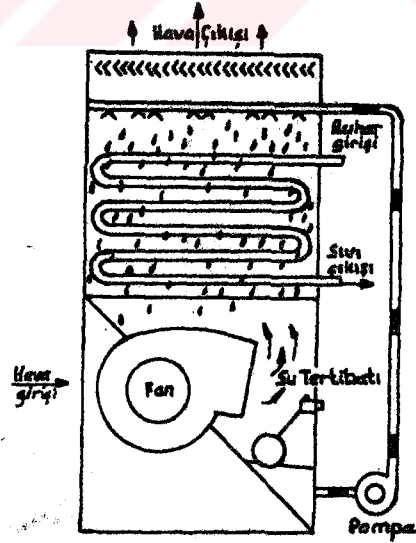
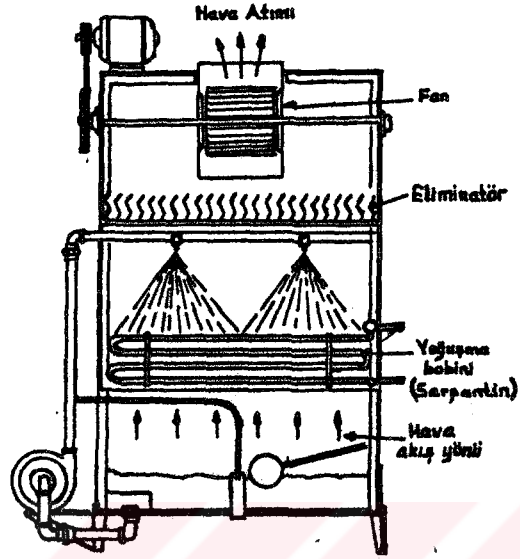
6.14. Evaporatif Kondanserler

Evaporatif kondanserlerde ana gaye, çevrede yoğunlaşan buhar ile ısı atılmasıdır. Aslında, bir evaporatif kondanser, su soğutmalı kondanser ile hava soğutmalı kondanserin entegre kullanımı olarak düşünülebilir. Evaporatif kondanserler, soğutma kulesi ve kondanser sistemleri sözkonusu olduğunda akla gelen büyük miktardaki su ihtiyacını ve buna bağlı olarak da pompalama ve kimyasal işlem ihtiyacını ortadan kaldırır. Ayrıca evaporatif kondanserlerde, hava soğutmalı kondanserlere göre, daha küçük fan kullanılır. Daha da önemlisi, evaporatif kondanserler daha düşük yoğunlaşma sıcaklıkları için de dizayn edilebilirler, kompresörde harcanan enerji aletade bir hava soğutmalı veya su soğutmalı kondanserde harcanandan çok daha azdır.

Hava soğutmalı kondanserlerde, ısı atımının çevre sıcaklığı ile sınırlı olmasından dolayı, evaporatif kondanserler çok daha düşük yoğunlaşma sıcaklıklarına müsaade ederler. Evaporatif kondanserlerdeki ısı atımı, çevredeki yağ termometre sıcaklığı ile sınırlıdır, bu sınır kuru termometre sıcaklığından ortalama 8 ile 14 °C daha düşüktür.

6.14.1. Evaporatif Kondanserlerin Çalışma Prensipleri

Evaporatif kondanser, su devir-daim sistemiyle, dış bölümü sürekli olarak ıslatılan bir yoğunlaştırma serpantini içinden yoğunlaşan soğutucu akışkanı sirküle eden bir cihazdır. Şekil- 6.16' ta görüldüğü gibi, hava akımı yoğunlaştırıcı serpantin üzerine bir fan vasıtasıyla üflenir. Evaporatif kondanserde bulunan ana elemanlar; yoğunlaşma serpantini, fanlar, su püskürtme pompası, su dağıtıcıları, soğuk su pompası, sürüklenme elekleri ve su toplama bölümü.



Şekil-6.16. Evaporatif kondanselerler

Son zamanlarda yayınlanan çalışmalarda serpantin içindeki Őartların analizi ile evaporatif kondanserlerin ısı transfer kabiliyetinin araştırılması üzerine yapılmıştır. Bu alışmalar serpantin boyunca hava ve suyun durumundaki değişimin hesaplanmasında sonlu elemanlar yönteminin kullandığı bir boyutlu steady-state analizidir.

Hesaplamanın yapılabilmesi için evaporatif kondanserin birbirine paralel ve aynı ana kanallarla bölünebilmesi gerekir. Analizler, serpantinın diğer tüm elemanları için Őartların aynı olduğu kabul edilerek tek bir kanal için yapılır. Üniform yayılma durumunun ve havanın serpantin içinden üniform olarak geçtiğinin ifadesidir. Kenar ve köşe etkileri ihmal edilir. Bu yol, paralel ya da ters akımlı düz kanatlı borulu veya çıplak borulu evaporatif kondanserin ısı performansının tahmini için kullanılabilir. Bu yaklaşımın doğruluğu kk laboratuvar deneyleri ve büyük sistem testlerinin her ikisi tarafından da teyid edilmiştir.

6.15. Atmosferik Isı Atımı Ekipmanlarının Mukayesesi

Isı; 1. Evaporatif kondanser, 2. Su soğutmalı kondanser-soğutma kulesi, 3. Hava soğutmalı kondanser, ile yoğuşan soğutucu akışkandan alınarak atmosfere atılabilir. Dikkat edilecek olursa, bu yöntemlerin hepsinde hava vardır. Bununla birlikte, evaporatif kondanser ve soğutma kulelerinde havanın etkisi ısı absorbe etme kapasitesi bakımından oldukça yüksektir. Buradan, evaporatif kondanseri hava soğutmalı kondanser ile karşılaştıracak olursak, evaporatif kondanserde daha az serpantin yüzeyine ve daha az hava akımına ihtiyaç vardır.

Su soğutmalı kondanser - su soğutma kulesi kombinasyonu ile evaporatif kondanser birlikte kullanıldığı zaman, evaporatif ısı atımına ilave olarak taşınım ısı transferi de meydana gelmektedir. Bu yüzden evaporatif kondanserlerin çoğu verilen kapasiteye oldukça uygundur.

6.16. Kondanser Yerleşimi

Çoğu evaporatif kondanserler dışarıya, özellikle makina odalarının çatısına yerleştirilir. Giriş bölümüne veya çıkışa kanallara edilebilirler. Kanal sisteminin dış statik direncini ortadan kaldırmak için santrifüj fan modelleri girişte kullanılır.

Evaporatif kondanserlerin soğuk havalarda donma ihtimali ortadan kaldırılmalıdır. Tavsiye edilen yol, kondanserlerin dışında ısıtılan yüzeye yerleştirilen su ve pompa uzak hazne düzeni kullanmaktır (Şekil- 17). Pompanın stop ettiği her durumda tüm suyun tekrar hazneye boşalması için boru hattında düzenleme yapılır, böylece donma önlenmiş olur. Uzak haznelerin pratik olmadığı durumlarda, elektrik daldırma ısıtıcıları veya buhar bobinleri gibi hazne ısıtıcıları kullanılarak uygun koruma sağlanabilir.

Evaporatif kondanserin çıkışla kanal bağlantılı olduğu durumda kanallar soğuk bir ortamdan geçirilerek, kondanser boşalma kanallarındaki doymuş sıcak havada nem yoğunlaştırulabilir. Yoğuşan sıvının boşalmasını sağlayacak vasıtalar bulunmalıdır. Kanal bağlantılı uygulamalarda, akıntı eliminatörleri yüksek verimlilikte olmalıdır.

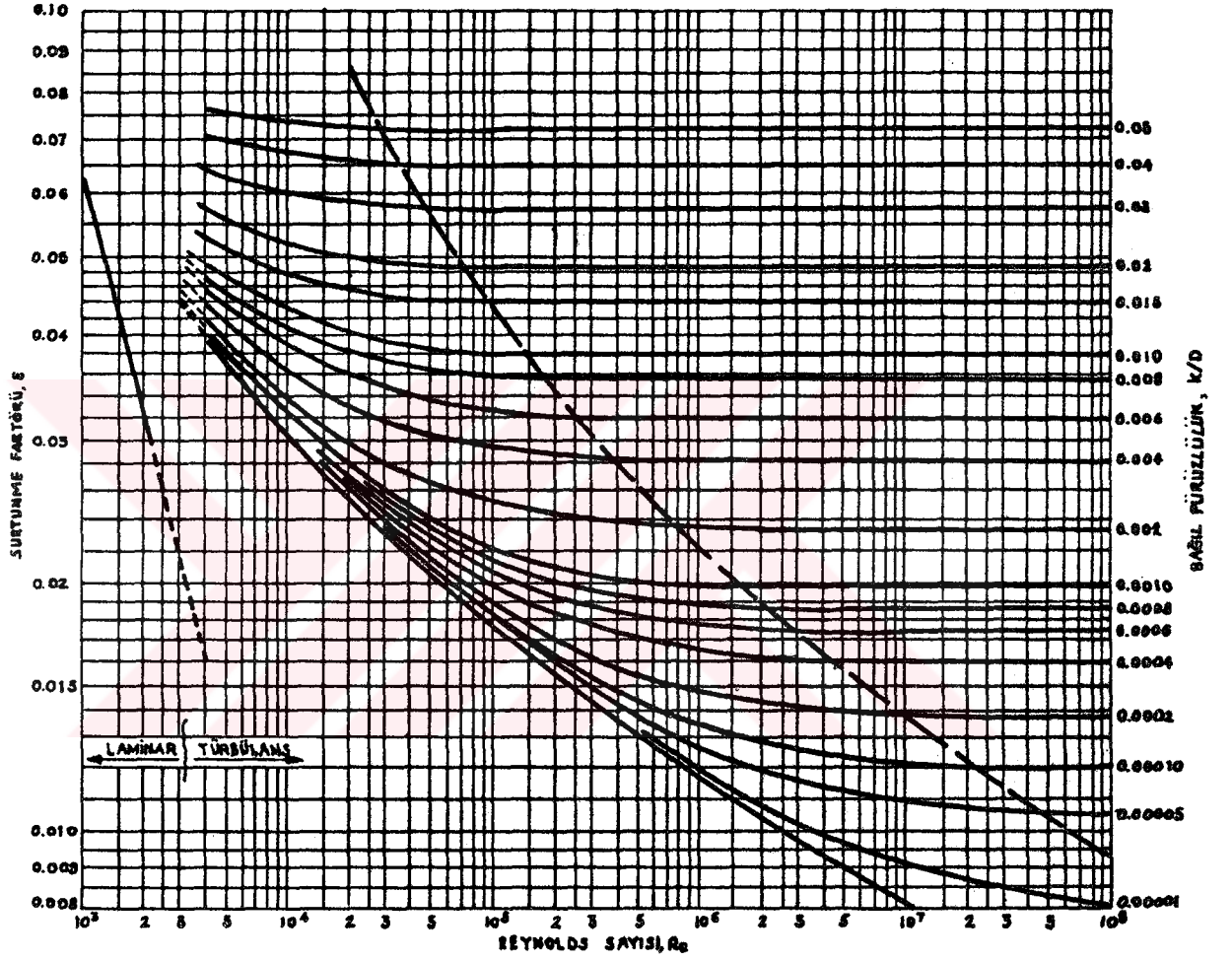
6.17. Kızgınlık Derecesini Düşürme Serpantinleri

Bir kızgınlık giderici, genellikle bir evaporatif kondanserin hava çıkış bölümünde bulunan hava soğutmalı kanatlı serpantindir. Kızgınlık gidericinin başlıca fonksiyonu, buharın ıslak serpantine girmeden önce buhar çıkış bölümünde kızgınlığın bir miktarının atılması ile kondanser kapasitesini arttırmaktır. Düşürülen kızgınlık miktarı; kızgınlık giderici yüzey, hava akımı ve soğutucu ile hava arasındaki sıcaklık farkının bir fonksiyonudur. Kızgınlık gidericiler pratikte, nispi olarak, 121 ile 149 °C sıcaklık aralığındaki amonyak sıkıştırma tesislerinde sınırlıdır.

6.18. Sıvının Aşırı Soğutulması

Evaporatörleri besleyen genişleme valflerindeki soğutucu akışkan basıncı, sıvı hattındaki basınç kayıplarından dolayı depo basıncından daha düşük olabilir. Evaporatör depodan daha yüksek bir yere yerleştirilmişse, statik yükseklik farkı genişleme valfindeki basıncı daha da azaltır. İstenen minimum aşırı soğutma miktarı, genişleme valfindeki doyma basıncına uygun yoğunlaşma sıcaklığı ve doyma sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Aşırı soğutucular genellikle halokarbon sistemlerinde kullanılır, fakat aşağıdaki nedenlerden dolayı bazen amonyak sistemlerinde de kullanılır.

1. Sıvı yoğunluğunun nispeten düşük olmasından dolayı, sıvı hattı statik basınç kayıpları küçüktür,
2. Amonyak çok yüksek gizli ısıya sahiptir, bu nedenle, sıvı hattında tipik basınç kayıplarına neden olan parlayıcı gaz miktarı son derece azdır,
3. Amonyak, aşırı soğutmada kullanılan genişleme valfinin performansı için kritik olan direkt genişleme valfi besleme sistemlerinde nadiren kullanılır.

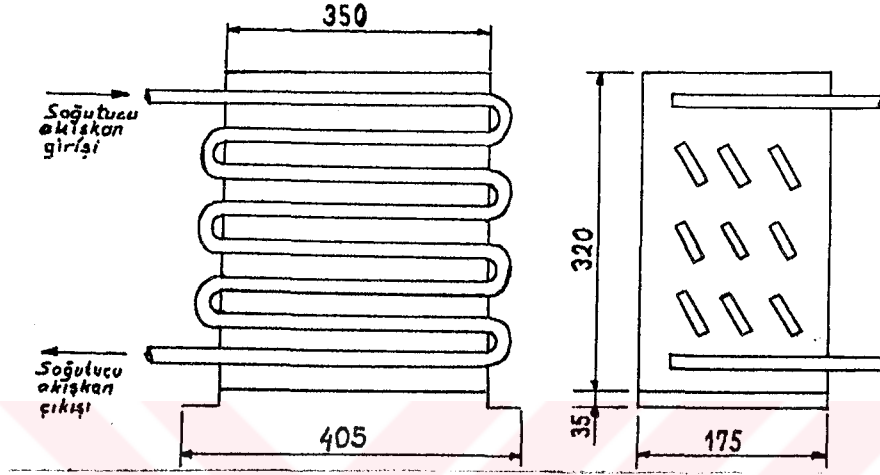


Şekil-6.18 Moody Diyagramı

7. HESAPLAMALAR

7.1. Hava Sogutmalı Kondanser

7.1.1. Isıl Hesaplamalar



Şekil- 7.1. Hava soğutmalı kondanser

Çevre sıcaklığı ; $T_{\varphi} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Yoğuşma sıcaklığı ; $T_y = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Boru iç çapı ; $d_i = 8 \text{ mm}$

Boru dış çapı ; $d_d = 11 \text{ mm}$

Soğutucu akışkan ; F-12 (freon-12)

$$T_0 = \frac{T_{\varphi} + T_y}{2} = \frac{30 + 40}{2} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{fi} = T_0 + \frac{T_y - T_0}{4} = 35 + \frac{40 - 35}{4} = 36.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

T_{fi} film sıcaklığındaki F-12' nin özellikleri

$$\rho = 1270.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 19.95 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

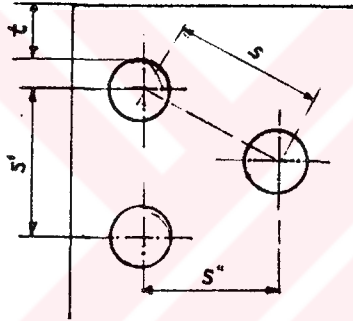
$$k = 0.06515 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$$

$$h_{fg} = 131260 \quad \text{J/kg}^\circ\text{K}$$

$$h_i = 0.725 \left[\frac{k^3 \cdot f^2 \cdot g \cdot h_{fg}}{d_i \cdot \mu \cdot (T_y - T_w)} \right]^{1/4}$$

$$h_i = 0.725 \left[\frac{0.06515^3 \cdot 1270.2^2 \cdot 9.81 \cdot 131260}{0.008 \cdot 19.95 \cdot 10^{-5} \cdot (40 - 35)} \right]^{1/4}$$

$$h_i = 2111.83 \quad \text{W/m}^2 \cdot \text{K}$$



$$S = 1.3 \cdot dd = 1.3 \cdot 11 = 14.3 \quad \text{mm}$$

$$S = S1$$

$$S' = \sqrt{S^2 - (S/2)^2} = \sqrt{14.3^2 - (14.3/2)^2} = 12.38 \quad \text{mm}$$

ns : boru sıra sayısı

$$ns = \frac{B - 2 \cdot t}{(dd + S1)} = \frac{320 - 26}{(11 + 14.3)} = 12 \quad \text{adet}$$

Ac : Akışa dik kesit alanı

$$Ac = L \cdot (B - ns \cdot dd) = 0.35 \cdot (0.32 - 12 \cdot 0.011) = 0.0658 \quad \text{m}^2$$

Toplam boru sayısı ; ntb = 2 · ns - 2 = 22 adet

Toplam boru uzunluğu ; Ltb = L · ntb = 0.35 · 22 = 7.7 m

Kanat aralığı ; H = 4 mm

$$\text{Toplam kanat sayısı ; ntk} = \frac{L}{H} = \frac{350}{4} = 88 \quad \text{adet kanat}$$

Toplam kanat alanı ; Ak

$$A_k = 2 \cdot n_{tk} \cdot \left[B \cdot C - n_{tb} \cdot \frac{\pi \cdot d_d^2}{4} \right]$$

$$A_k = 2 \cdot 88 \cdot \left[0.32 \cdot 0.175 - 22 \cdot \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} \right]$$

$$A_k = 9.552 \text{ m}^2$$

Ab : Toplam boru yüzey alanı

$$A_b = \pi \cdot d_d \cdot L_{tb}$$

$$A_b = \pi \cdot 0.11 \cdot 7.7 = 0.266 \text{ m}^2$$

TA : Toplam yüzey alanı

$$TA = A_k + A_b = 9.818 \text{ m}^2$$

$$\text{Hidrolik çap ; } D_h = \frac{4 \cdot C \cdot A_c}{TA} = \frac{4 \cdot 0.175 \cdot 0.0658}{9.818}$$

$$D_h = 0.0047 \text{ m}$$

$$\text{Boru iç yüzey alanı ; } A_i = \pi \cdot d_i \cdot L_{tb} = 0.194 \text{ m}^2$$

$$\text{Kanat çevresi ; } \zeta = 2 \cdot (B + C + \delta k) = 0.9904 \text{ m}$$

$$\text{Hava akımına dik kanat kesiti ; } A_1 = \delta \cdot (B + C) = 9.9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\text{Alüminyumun ısı iletim katsayısı ; } k_{al} = 237 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$T_{f_d} = \frac{T_\zeta + T_0}{2} = \frac{30 + 35}{2} = 32.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

T_{f_d} sıcaklığındaki havanın özellikleri ;

$$\rho_h = 1.774 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1003.5 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$$

$$k_h = 26.24 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$\mu = 1.983 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s} \quad (\text{N}\cdot\text{s/m}^2)$$

Hava hızı ; $V = 5 \text{ m/s}$ olarak seçilmiştir.

$$Re = \frac{V \cdot Dh}{\mu} = \frac{1.1774 \cdot 5 \cdot 0.0047}{1.983 \cdot 10^{-5}} = 1395.3$$

Tablo - 7.2 ' dan ;

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0.011$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot cp}{k} = 0.758$$

$$St = \frac{h_d}{f \cdot V \cdot cp} = \frac{h_d}{5907.6}$$

$$\frac{h_d}{5907.6} \cdot 0.758^{2/3} = 0.011$$

$$h_d = 78.167 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$\text{Kanat verimi ; } \emptyset_k = \frac{\text{Tanh}(m \cdot x)}{m \cdot x}$$

m : kanat parametresi

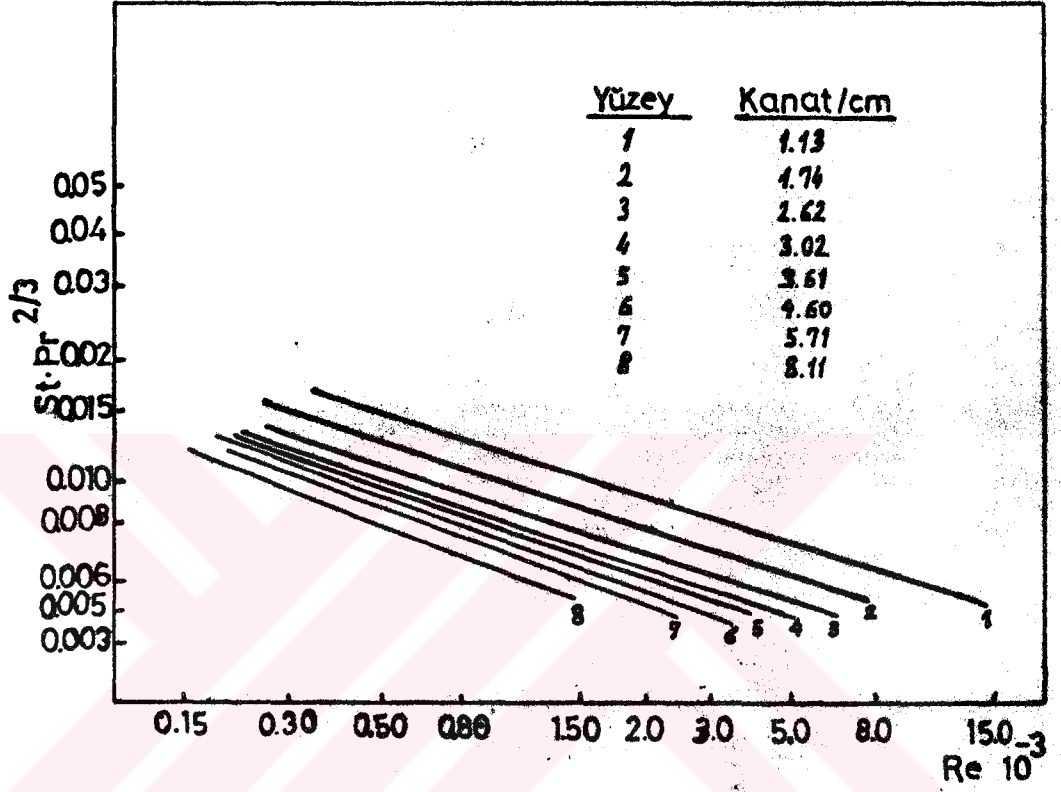
$$m = \sqrt{\frac{\zeta \cdot h_d}{\text{kal} \cdot A1}} = 57.44$$

$$\emptyset_k = 0.84$$

$$\text{Yüzey verimi ; } \emptyset_y = 1 - \frac{Ak}{TA} (1 - \emptyset_k) = 0.844$$

$$\frac{1}{K} = \frac{TA}{h_i \cdot Ai} + \frac{1}{h_d \cdot \emptyset_y} + Rf$$

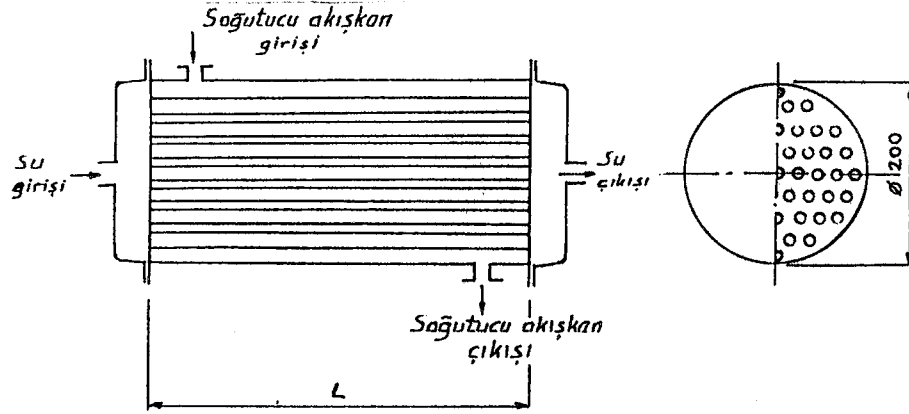
$$K = 25.43 \text{ W/m}^2\text{°K}$$



Şekil-7.2. $St \cdot Pr^{2/3}$ ün değışimi

7.2. Su Sogutmalı Kondanser

7.2.1. Isıl Hesaplamalar



Şekil- 7.3 Su soğutmalı kondanser

$$q_{\text{eva C}} = i_C - i_A = 1666.44 - 535.42 = 1131.02 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{kmp D}} = i_D - i_A = 1843.38 - 1666.44 = 176.94 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{q_{\text{eva}}}{q_{\text{kmp}}} = \frac{1131.02}{176.94} = 6.397$$

$$Q_{\text{eva}} + Q_{\text{kmp}} = 200000 \text{ kJ/h seçildi;}$$

$$Q_{\text{kmp}} = 27000 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{\text{eva}} = 173000 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{\text{eva}} = m_a \cdot q_{\text{eva}}$$

$$m_a = \frac{Q_{\text{eva}}}{q_{\text{eva}}} = \frac{173000}{1131.02} = 152.95 \text{ kg/h} = 0.043 \text{ kg/h}$$

Kullanılan boru çapları;

$$d_i = 16.2 \text{ mm}$$

$$d_d = 19 \text{ mm}$$

$$N = 52 \text{ adet (toplam boru sayısı)}$$

$$A_b = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot N = \frac{\pi \cdot 0.0162^2}{4} \cdot 52 = 0.01072 \text{ m}^2$$

$$V_s = 1 \text{ m/s} \text{ seçildi;}$$

$$\dot{m}_s = V_s \cdot \frac{A_b}{2} \cdot \rho = 1 \cdot 0.00536 \cdot 1000 = 5.36 \text{ kg/s}$$

$$T_y = 25 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (yoğuşma sıcaklığı)}$$

$$T_{sg} = 15 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (su giriş sıcaklığı)}$$

$$T_{sç} = 22 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (su çıkış sıcaklığı)}$$

$$T_o = \frac{T_{sg} + T_{sç}}{2} = \frac{15 + 22}{2} = 18.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_w = \frac{T_o + T_y}{2} = \frac{18.5 + 25}{2} = 21.75 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{fi} = \frac{T_o + T_w}{2} = \frac{18.5 + 21.75}{2} = 20.125 \text{ }^\circ\text{C}$$

T_{fi} , film sıcaklığındaki suyun özellikleri;

$$\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.597 \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1.004 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 7.01$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d_i}{\mu} = \frac{998.2 \cdot 1 \cdot 0.0162}{1.004 \cdot 10^{-6}} = 16106$$

$Re < 5 \cdot 10^5$ olduğu için ısınan boru için Nu eşitliği,

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0.023 \cdot 16106^{0.8} \cdot 7.01^{1/3}$$

$$Nu = 102.2$$

$$Nu = \frac{h_i \cdot d_i}{k}$$

$$h_i = \frac{k}{d_i} \cdot Nu = \frac{0.597}{0.0162} \cdot 102.2$$

$$h_i = 3697.79 \quad \text{W/m}^2\text{°K}$$

T_{f_d} sıcaklığındaki amonyagın özellikleri;

$$\begin{aligned} \rho_s &= 605 && \text{kg/m}^3 \\ \rho_g &= 7.79 && \text{kg/m}^3 \\ k &= 0.485 && \text{W/m}^2\text{°K} \\ \mu &= 14.59 \cdot 10^{-5} && \text{Pa}\cdot\text{s} \\ h_{fg} &= 1173284.2 && \text{J/kg} \end{aligned}$$

$$h_d = 0.725 \cdot \left[\frac{\rho_s (\rho_s - \rho_g) \cdot g \cdot k \cdot h_{fg}^3}{d_i \cdot \mu \cdot (T_y - T_w) \cdot \alpha} \right]^{1/4}$$

$$h_d = 0.725 \cdot \left[\frac{605 \cdot (605 - 7.79) \cdot 9.81 \cdot 0.485^3 \cdot 1173284.2}{0.0162 \cdot 14.59 \cdot 10^{-5} \cdot (25 - 21.75) \cdot 8} \right]^{1/4}$$

$$h_d = 6795.9 \quad \text{W/m}^2\text{°K}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \cdot \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(r_d/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_c} \cdot \pi \cdot L \cdot d_d + \frac{1}{h_d} + \Sigma R_f}$$

$$R_{f_1} = 0.00018 \quad (\text{su için})$$

$$R_{f_2} = 0.00018 \quad (\text{amonyak için})$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{3769.79} \cdot \frac{19}{16.2} + \frac{\ln(19/16.2)}{2 \cdot 45} \cdot 0.019 + \frac{1}{6795.9} + 0.00036}$$

$$K = 1173.82 \quad \text{W/m}^2\text{°K}$$

$$\Omega_{T \log} = \frac{\Omega_{Ta} - \Omega_{Tb}}{\ln \frac{\Omega_{Ta}}{\Omega_{Tb}}}$$

$$\Omega_{T \log} = \frac{(25 - 22) - (25 - 15)}{\ln \frac{25 - 22}{25 - 15}} = 5.81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$Q = K \cdot A \cdot \Omega_{T \log}$ denklemden A ısı transfer alanını çekersek,

$$A = \frac{Q}{K \cdot \Omega_{T \log}} = 8.16 \text{ m}^2$$

$$A = \pi \cdot d_d \cdot L \cdot N$$

$$L = 2.63 \text{ m (düz boru)}$$

7.2.2. Basınç Kayıpları Hesabı

7.2.2.1. Sürtünme Kayıpları

$$\Omega_P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$\epsilon ; \text{bağıl pürüzlülük} = \frac{k}{d_i}$$

$$k ; \text{pürüz yüksekliği (mm)}$$

$$k = 0.12 \text{ mm (çelik için)}$$

$$\epsilon = \frac{0.12}{16.2} = 0.0074$$

$$Re = 3582.07$$

ϵ ve Re sayısına bağlı olarak, f sürekli kayıp katsayısı Moody diyagramından bulunur (Şekil-).

$$f = 0.043$$

$$\Omega_P = 0.043 \cdot \frac{2.63}{0.0162} \cdot \frac{1}{2 \cdot 9.81} = 0.355 \text{ mSS}$$

7.2.2.2. Lokal Kayıplar

$$\Omega P = K' \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Flanşa giriş - çıkış boru çapı, $D_d = 3 \text{ ''} = 76.2 \text{ mm}$
 Boru cidar kalınlığı, $\delta = 4 \text{ mm}$; $D_i = 68.2 \text{ mm}$

$$V_s = \frac{\frac{m}{s}}{\rho \cdot A_f} = \frac{5.36}{1000 \cdot \pi/4 \cdot 0.0682^2} = 1.467 \text{ m/s}$$

Kovan ortalama çapı, $D_a = 414 \text{ mm}$

$$K' = \left[1 - \left[\frac{D_i}{D_a} \right] \right]^2 = \left[1 - \left[\frac{68.2}{414} \right] \right]^2 = 0.946$$

$$\Omega P = 0.946 \cdot \frac{1.467^2}{2 \cdot 9.81} = 0.103 \text{ mSS}$$

Flanştan borulara girişte, K' sayısı ;

$$K' = 0.5$$

$$\Omega P = 0.5 \cdot \frac{1}{2 \cdot 9.81} = 0.0255 \text{ mSS}$$

Borulardan flanşa boşalmada basınç kaybı,

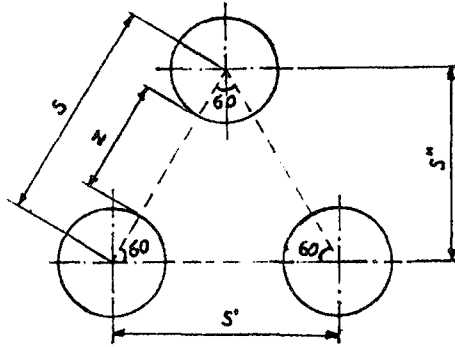
$$\Omega P = 0.946 \cdot \frac{1}{2 \cdot 9.81} = 0.0482 \text{ mSS}$$

Flanştan çıkış borusuna girişte basınç kaybı,

$$\Omega P = 0.5 \cdot \frac{1.467^2}{2 \cdot 9.81} = 0.0548 \text{ mSS}$$

$$\Sigma P = 1.01524 \text{ mSS} = 1.028 \text{ bar}$$

7.2.3. Saptırıcı Aralığı Hesabı



Şekil- 7.4

$$S = 1.3 \cdot dd$$

$$S = S'$$

$$S'' = \sqrt{S^2 - S/2} = \sqrt{24.7^2 - 24.7/2} = 21.39 \text{ mm}$$

$$\dot{V}_a ; \text{ amonyagın hacimsel debisi} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

$$V_a ; \text{ amonyagın hızı} \quad (\text{m/s})$$

$$\dot{V}_a = (9 \cdot z + 2 \cdot \delta) \cdot l \cdot V_a$$

$$z = 5.7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\delta = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$l = 0.27 \text{ m} \quad (\text{saptırıcı aralığı})$$

$$n = \frac{L}{l} = \frac{2.63}{0.27} \approx 10 \text{ adet} \quad (\text{saptırıcı sayısı})$$

8. SONUÇLAR

Sogutma piyasasında kondanser üreticilerine ait kataloglarda ısı transfer katsayıları gerçek değerlerden büyüktür. Bu nedenledir ki, bu kataloglara göre seçilen kondanserler istenilen kapasiteyi vermemekte ve kondanser basıncı, çalışma basıncından daha büyük bir değere ulaşmaktadır. Buna bağlı olarak da, kompresör daha fazla güç çekmekte ve gereksiz enerji tüketimine sebebiyet vermektedir.

Bu kayıpların önlenbilmesi için, toplam ısı transfer katsayısı gerçek değere mümkün olduğu kadar yakın belirlenmeli ve kataloglarda bu değerler belirtilmelidir.

Hava soğutmalı kanatlı borulu kondanserin toplam ısı transfer katsayısının, çeşitli hava hızları, kanat aralığı ve akışkan türüne bağlı olarak değişimi bilgisayar yardımıyla hesaplanmış ve grafikler halinde parametrelerin etkisi gösterilmiştir. Aynı işlemler, su soğutmalı yatay gövde - boru kondanseri için de yapılmıştır.

Şekil-8.1' de görüldüğü gibi sabit kanat aralıklarında, hava hızı arttıkça toplam ısı transfer katsayısı artmaktadır. Ancak 5 m/s' nin üzerindeki hava hızları yüksek gürültüye sebebiyet verdiği için daha yüksek hızlarda çalıştırılması istenmez. Kanat aralığı büyük alındığında toplam ısı transfer katsayısı büyümektedir. 3 m/s' nin altındaki hava hızlarında bu durumun tersi meydana gelmektedir. 3 m/s' nin üzerindeki hava hızlarında ise toplam ısı transfer katsayısı artmaktadır. Tavsiye edilen hava hızları 3 - 4 m/s' lik hava hızlarıdır.

Kanat aralığını arttırdığımızda kanat sayısı azalacağından buna bağlı olarak da ısı transfer yüzey alanı küçülecektir. Bu nedenle toplam ısı transfer katsayısı ile toplam ısı transfer alanının çarpımının sonucunu dikkate almak gerekir.

Şekil-8.5' te de görüldüğü gibi, kapasiteyi etkileyen birinci faktör yüzey alanı olarak ortaya çıkmaktadır. Kanat aralığının 4 mm alınması durumunda K.A değeri en büyük değeri almaktadır. Kanat aralığı büyüdükçe bu çarpımın değeri küçül-

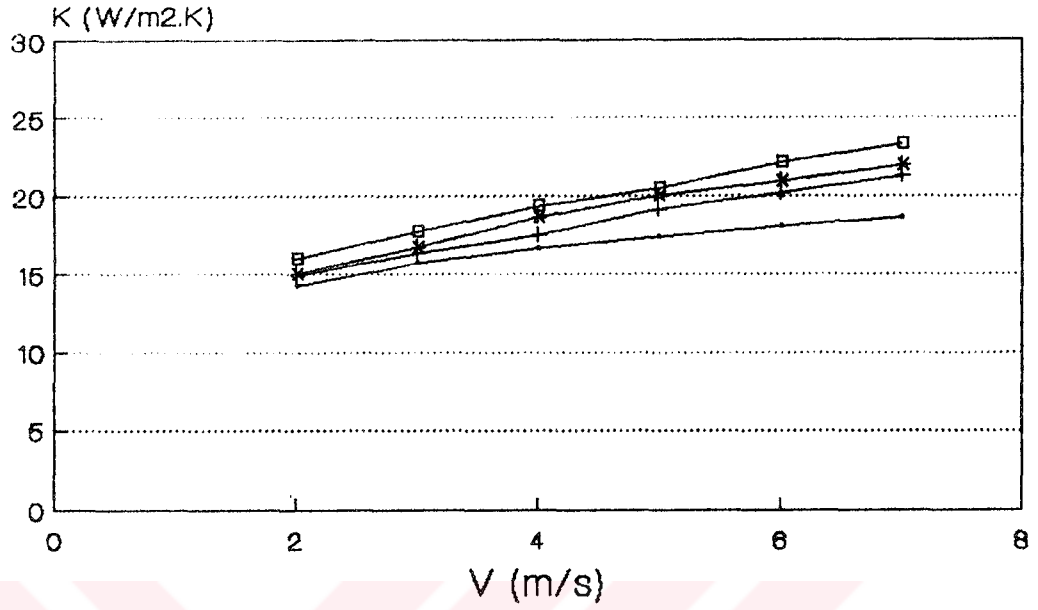
mektedir. Buradan, toplam ısı transfer katsayısının kapasite üzerindeki etkisi toplam ısı transfer alanının etkisinden daha azdır diyebiliriz.

Su soğutmalı kondanserlerde, su hızı arttıkça toplam ısı transfer katsayısında artış olmaktadır. Kirliliğin oluşmasını önleyebilmek için su hızının 1 m/s' nin altında seçilmemesi gerekir. Kondanser dizaynındaki kirlenme faktörünün büyük etkisinden dolayı, bu alanda çözüm bekleyen en önemli problemlerden birisidir. Başlıca belirsizlik, kondanserden istenilen performansın elde edilebilmesi için kullanılan soğutma suyunun kirlenme faktörünün ne olduğudur; kirlenmenin yüksek olduğu kabul edildiği taktirde kondanser malzeme ihtiyacı artarken, düşük kirlenme olduğu kabul edildiği taktirde de kompresör yükü artacaktır. Bunun önüne geçebilmek için boruların periyodik olarak temizlenmesi gerekir(Şekil-8.6).

Hesaplamalar sonucunda kondanser boyu ekonomik çıkmayabilir. Entegre kanatlı borular kullanılarak kondanser boyu azaltılabilir. Kanat yüksekliğine bağlı olarak kondanser boyunun değişimi Şekil-8.7' de gösterilmiştir.

Ek- 1' deki tablolardan da görüleceği üzere, soğutucu akışkanları karşılaştıracak olursak, sırasıyla, F-502, F-12 ve F-22 şeklinde ısıl özellikleri artarak değişmektedir.

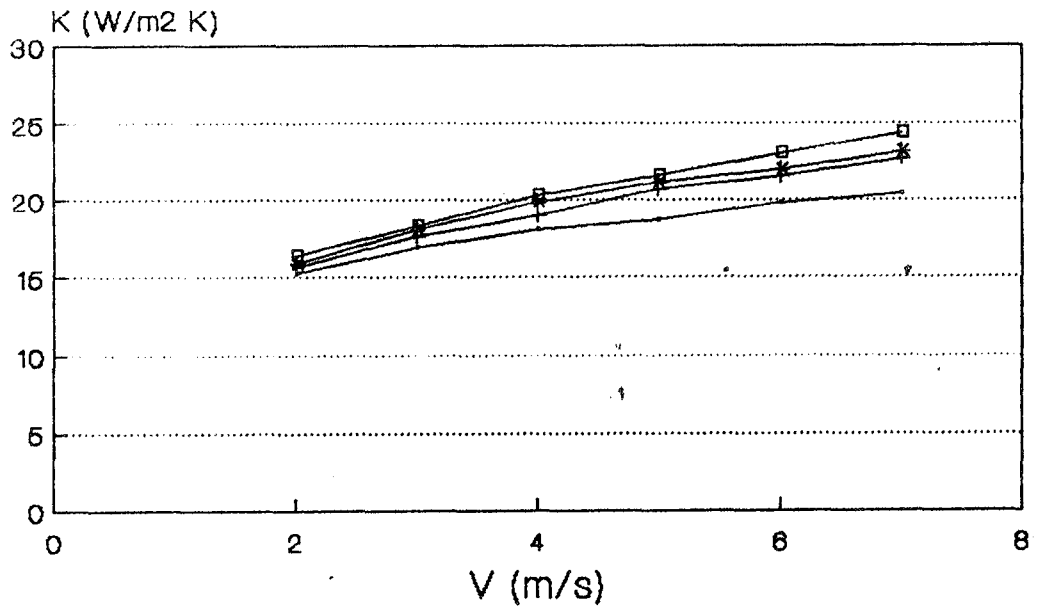
Tüm bu kısıtlayıcı etkiler gözönüne alınarak, toplam ısı transfer katsayısı ve yüzey alanı gerçeğe yakın belirlenmeli ve kullanılacak kataloglar buna bağlı olarak hazırlanmalıdır.



— HATVE-4 mm —+— HATVE-6 mm —*— HATVE-8 mm —□— HATVE-10 mm

ISI ILETIM KATSAYISININ HAVA HIZI VE
KANAT ARALIGINA GORE DEGISIMI
(Boru Dd-11 mm ve Di-8 mm;Sogutucu F12)

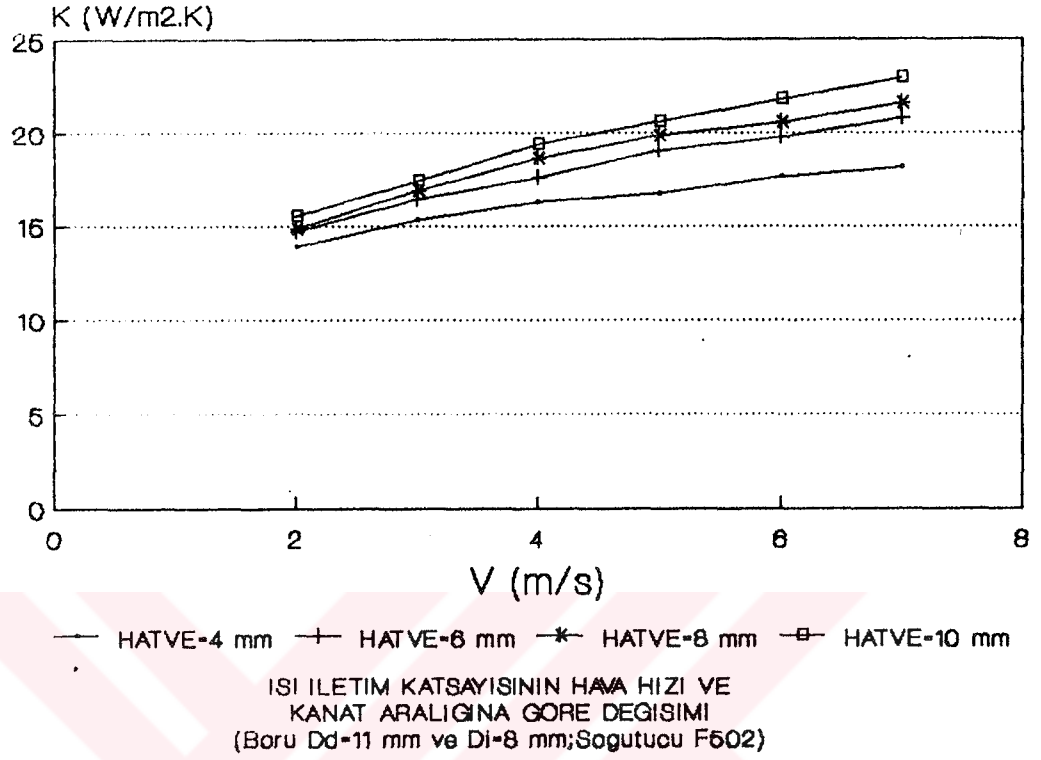
Şekil-8.1



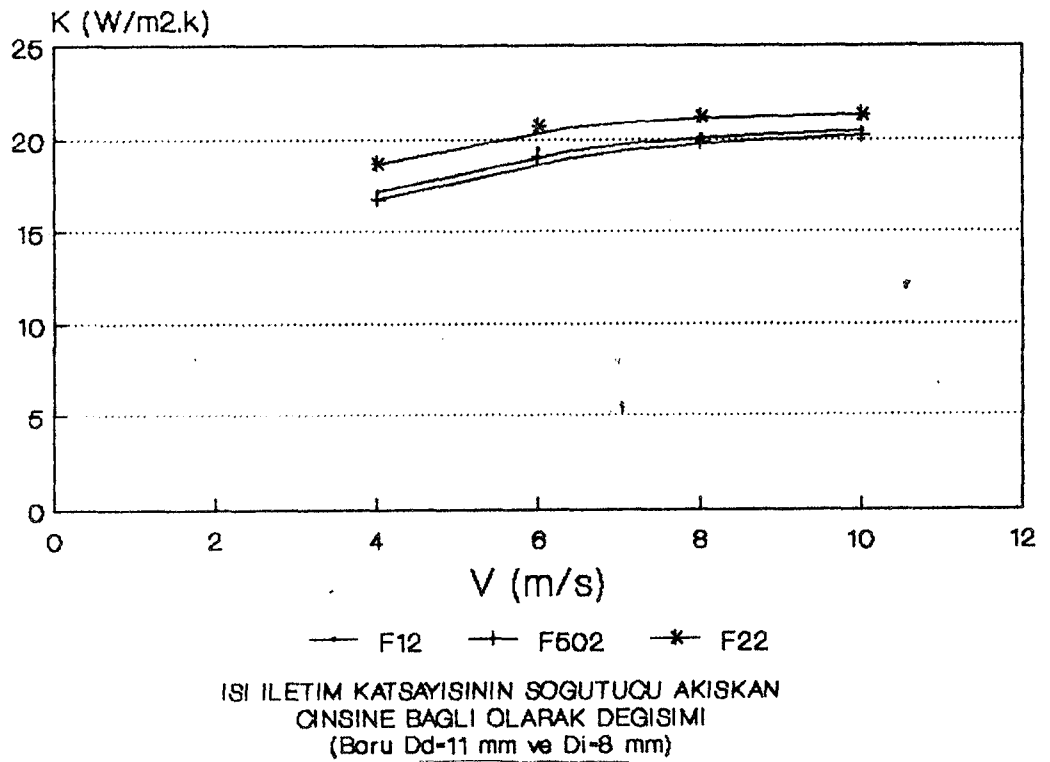
— Hatve-4 mm —+— Hatve-6 mm —*— Hatve-8 mm —□— Hatve-10 mm

ISI ILETIM KATSAYISININ HAVA HIZI VE
KANAT ARALIGINA GORE DEGISIMI
(Boru Dd-11 mm ve Di-8 mm;F22 için)

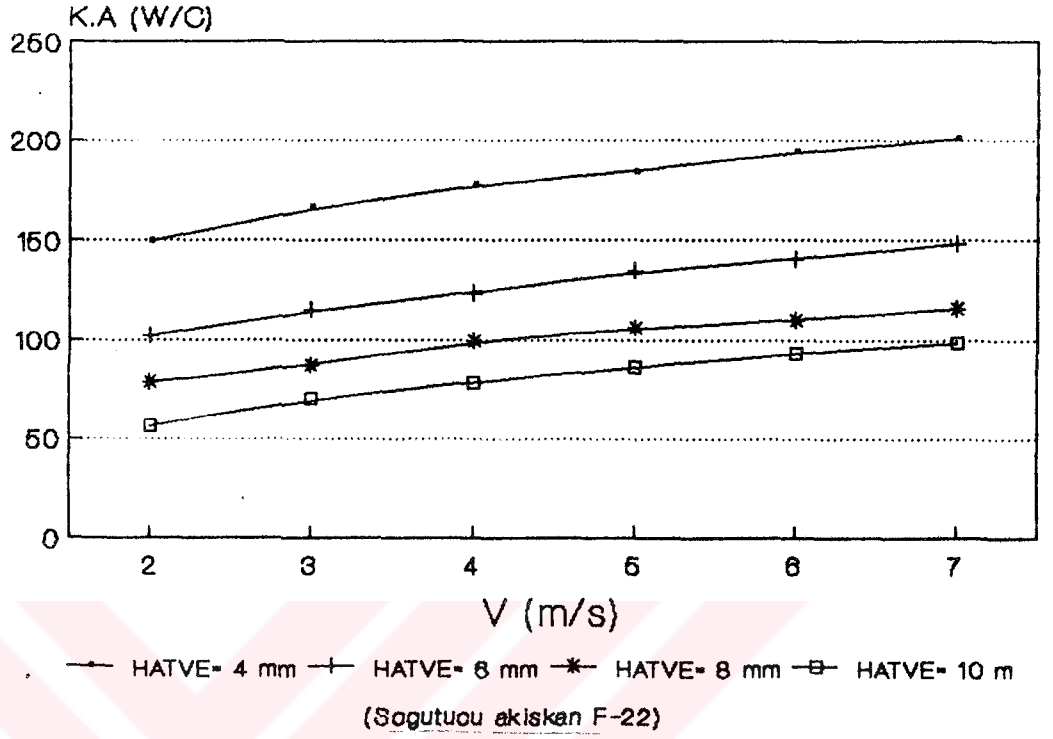
Şekil-8.2



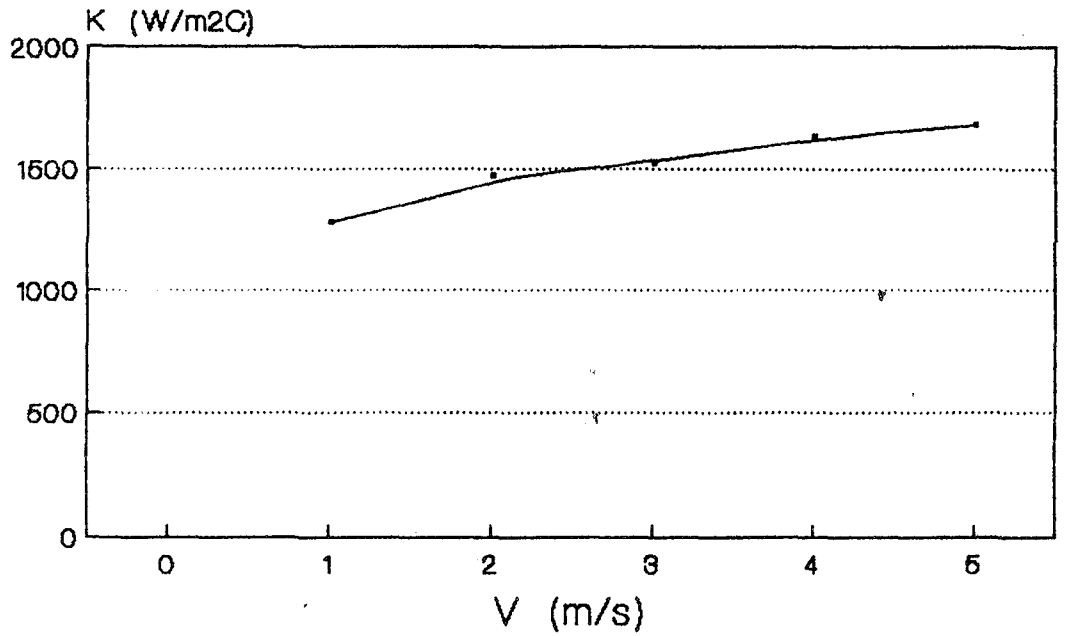
Şekil-8.3



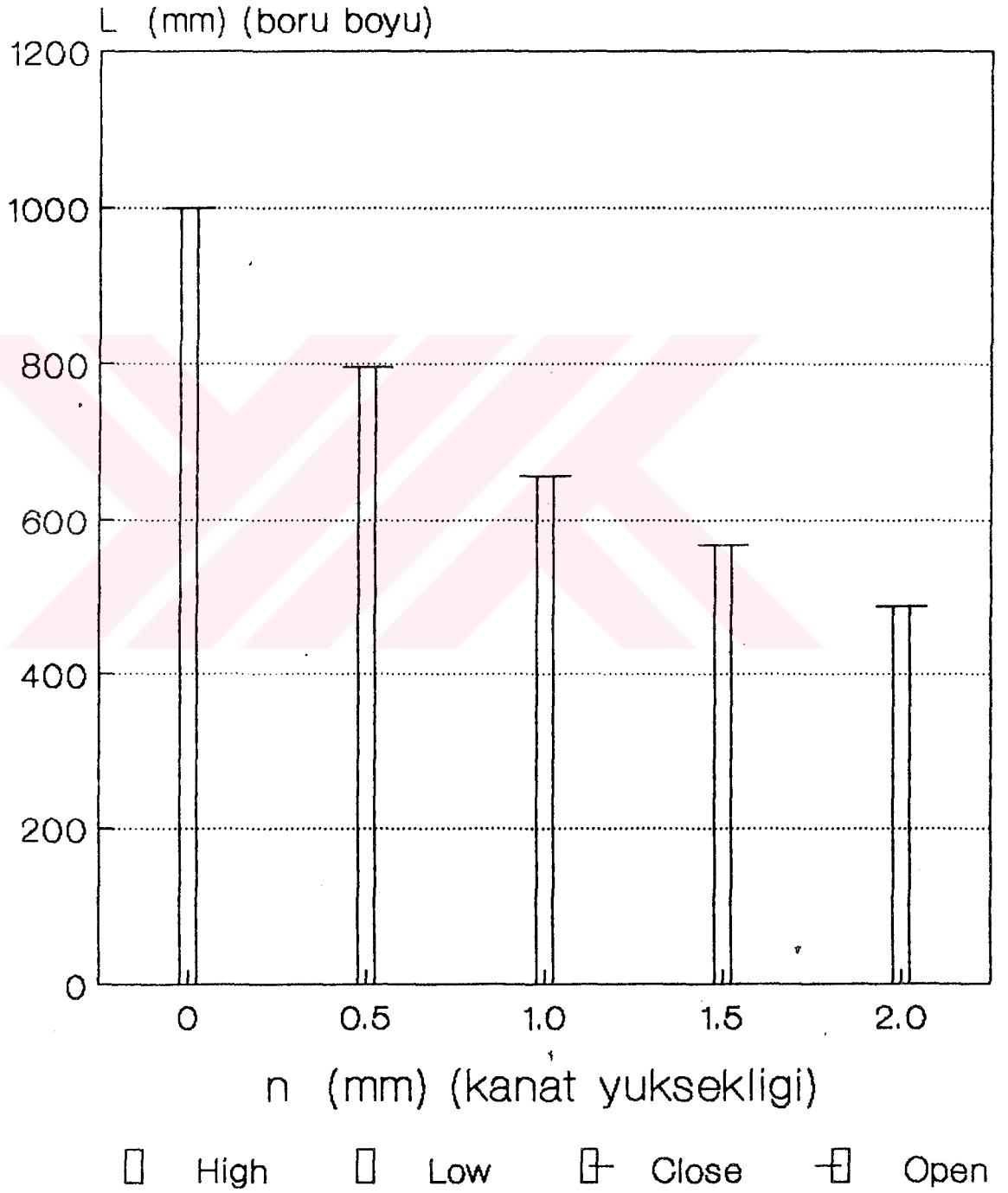
Şekil-8.4



Şekil-8.5

SU SOGUTMALI KONDANSERDE
SU HIZINA GORE K DEGİSİMİ

Şekil-8.6



Sekil-8.7

Ek-1 K Katsayıları

Tablo:1. Di= 8 mm ve Dd= 14 mm için K katsayıları

HATVE= 4 TA=22.6		Tc= 20 Ty= 30			Tc= 30 Ty= 40			Tc= 40 Ty= 50		
		IC YUZEY ISI ILETIM KATSAYILARI (Hi)								
		F502	F12	F22	F502	F12	F22	F502	F12	F22
V	Hd	2065.7	2215.8	2818.3	1946.2	2110.9	2582.6	1807.8	1938.7	2463.0
2	35.5	14.34	14.66	15.66	14.07	14.44	15.31	13.73	14.05	15.11
3	44.8	15.84	16.23	17.46	15.51	15.96	17.03	15.10	15.49	16.78
4	52.3	16.86	17.29	18.71	16.49	16.99	18.21	16.01	16.46	17.93
5	56.8	17.41	17.87	19.38	17.01	17.55	18.85	16.51	16.98	18.55
6	65.6	18.35	18.87	20.56	17.91	18.51	19.96	17.36	17.88	19.63
7	71.6	18.92	19.47	21.28	18.45	19.09	20.64	17.87	18.42	20.28

HATVE= 6 TA=16.2		Tc= 20 Ty= 30			Tc= 30 Ty= 40			Tc= 40 Ty= 50		
		IC YUZEY ISI ILETIM KATSAYILARI (Hi)								
		F502	F12	F22	F502	F12	F22	F502	F12	F22
V	Hd	2065.7	2215.8	2818.3	1946.2	2110.9	2582.6	1807.8	1938.7	2463.0
2	31.3	14.69	14.92	15.65	14.48	14.76	15.40	14.22	14.47	15.25
3	39.2	16.42	16.71	17.64	16.17	16.51	17.32	15.84	16.15	17.14
4	45.5	17.58	17.92	18.98	17.29	17.69	18.61	16.91	17.27	18.40
5	54.7	19.06	19.45	20.72	18.71	19.18	20.28	18.28	18.69	20.03
6	59.7	19.76	20.19	21.55	19.39	19.90	21.08	18.92	19.37	20.81
7	67.6	20.79	21.26	22.78	20.38	20.93	22.24	19.86	20.35	21.95

HATVE= 8 TA=12.3		Tc= 20 Ty= 30			Tc= 30 Ty= 40			Tc= 40 Ty= 50		
		IC YUZEY ISI ILETIM KATSAYILARI (Hi)								
		F502	F12	F22	F502	F12	F22	F502	F12	F22
V	Hd	2065.7	2215.8	2818.3	1946.2	2110.9	2582.6	1807.8	1938.7	2463.0
2	28.4	14.85	15.03	15.59	14.69	14.90	15.40	14.48	14.68	15.29
3	34.1	16.41	16.63	17.32	16.21	16.48	17.08	15.96	16.20	16.95
4	43.8	18.65	18.94	19.83	18.40	18.74	19.52	18.07	18.38	19.35
5	49.7	19.84	20.16	21.18	19.56	19.94	20.83	19.19	19.54	20.63
6	53.7	20.57	20.92	22.02	20.26	20.68	21.64	19.87	20.24	21.42
7	59.7	21.59	21.97	23.19	21.25	21.71	22.76	20.82	21.23	22.53

Tablo:2. Di= 16.2 mm ve Dd= 19 mm için K katsayıları

HATVE= 4 TA=22.6		Tc= 20 Ty= 30			Tc= 30 Ty= 40			Tc= 40 Ty= 50		
		IC YUZEY ISI ILETIM KATSAYILARI (Hi)								
		F502	F12	F22	F502	F12	F22	F502	F12	F22
V	Hd	1731.7	1857.5	2362.6	1631.5	1769.6	2165.0	1515.4	1625.2	2064.7
2	35.5	16.47	16.71	17.47	16.26	16.55	17.21	15.99	16.25	17.06
3	44.8	18.48	18.79	19.74	18.22	18.58	19.41	17.87	18.20	19.22
4	52.3	19.88	20.23	21.35	19.57	19.99	20.96	19.18	19.55	20.74
5	56.8	20.65	21.03	22.23	20.31	20.76	21.81	19.89	20.29	21.57
6	65.6	21.99	22.42	23.80	21.61	22.12	23.32	21.13	21.59	23.05
7	71.6	22.82	23.28	24.77	22.41	22.96	24.25	21.89	22.38	23.95

HATVE= 6 TA=15.5		Tc= 20 Ty= 30			Tc= 30 Ty= 40			Tc= 40 Ty= 50		
		IC YUZEY ISI ILETIM KATSAYILARI (Hi)								
		F502	F12	F22	F502	F12	F22	F502	F12	F22
V	Hd	1731.7	1857.5	2362.6	1631.5	1769.6	2165.0	1515.4	1625.2	2064.7
2	31.3	16.65	16.82	17.33	16.50	16.71	17.16	16.31	16.49	17.06
3	39.2	18.94	19.15	19.82	18.74	19.01	19.59	18.50	18.73	19.46
4	45.5	20.51	20.76	21.55	20.28	20.59	21.28	19.99	20.27	21.13
5	54.7	22.57	22.88	23.84	22.29	22.66	23.51	21.94	22.28	23.32
6	59.7	23.57	23.91	24.96	23.27	23.68	24.60	22.89	23.25	24.39
7	67.6	25.05	25.44	26.63	24.72	25.17	26.22	24.29	24.70	25.98

HATVE= 8 TA=11.9		Tc= 20 Ty= 30			Tc= 30 Ty= 40			Tc= 40 Ty= 50		
		IC YUZEY ISI ILETIM KATSAYILARI (Hi)								
		F502	F12	F22	F502	F12	F22	F502	F12	F22
V	Hd	1731.7	1857.5	2362.6	1631.5	1769.6	2165.0	1515.4	1625.2	2064.7
2	28.4	16.46	16.58	16.97	16.35	16.50	16.84	16.20	16.34	16.76
3	34.1	18.41	18.57	19.05	18.27	18.46	18.89	18.09	18.26	18.79
4	43.8	21.30	21.52	22.16	21.12	21.37	21.94	20.87	21.10	21.81
5	49.7	22.89	23.13	23.88	22.67	22.96	23.62	22.39	22.65	23.48
6	53.7	23.87	24.14	24.95	23.64	23.96	24.67	23.33	23.62	24.51
7	59.7	25.26	25.56	26.48	25.00	25.36	26.16	24.66	24.98	25.98

Ek-2 Su Soğutmalı kondanserde K Katsayıları

Tablo:1. Dd=19 mm ve Di=16.2 mm,N=52 olan su soğutmalı kondanser

Tb (°C)	Tc (°C)	Tsg (°C)	Tsc (°C)	LMTD (°C)	Hi W/m ² °K	Hd W/m ² °K	K W/m ² °K	L (m)	L' (m)
0	25	15	22	5.8	1651.3	7302.7	875.3	3.519	1.353
	30	20	26	6.5	1810.3	5083.1	870.2	3.143	1.209
	35	23	28	9.3	2365.4	4770.3	968.6	1.993	0.767
-10	25	15	22	5.8	1644.3	7302.7	873.3	3.527	1.357
	30	20	26	6.5	1810.3	5083.1	870.2	3.143	1.209
	35	23	28	9.3	2365.4	4770.3	968.6	1.993	0.767
-20	25	15	22	5.8	1644.3	7302.7	873.3	3.527	1.357
	30	20	26	6.5	1810.3	5083.1	870.2	3.143	1.209
	35	23	28	9.3	2365.4	4770.3	968.6	1.993	0.767

Ek-3

F-12 akışkanının özellikleri

Sıcaklık °C	Özgül Isı kJ/kg°K	Isı Kondüktivitesi W/m°K*10 ⁻³	Viskozite Pa·s*10 ⁻⁵
90	1.44	44.6	12.1
86	1.38	46.3	12.9
82	1.32	47.9	13.7
78	1.28	49.5	14.4
74	1.23	51.1	15.0
70	1.19	52.6	15.6
66	1.16	54.1	16.2
62	1.13	55.6	16.7
58	1.10	57.1	17.2
54	1.08	58.5	17.7
50	1.06	60.0	18.1
46	1.04	61.5	18.6
42	1.02	62.9	19.1
38	1.01	64.4	19.7
34	0.997	65.9	20.2
30	0.987	67.3	20.8
26	0.978	68.8	21.5
22	0.969	70.2	22.1
18	0.961	71.7	22.9
14	0.954	73.2	23.6
10	0.947	74.6	24.4
6	0.940	76.1	25.3
2	0.934	77.6	26.2
-2	0.928	79.0	27.2
-6	0.922	80.5	28.2
-10	0.917	82.0	29.3
-14	0.912	83.4	30.5
-18	0.907	84.9	31.8
-22	0.903	86.4	33.2
-26	0.899	87.8	34.7

F-22 soğutucu akışkanının özellikleri

Sıcaklık °C	Özgül Isı kJ/kg°K	Isı Kondüktivitesi W/m°K*10 ⁻³	Viskozite Pa·s*10 ⁻⁵
90	—	46.4	—
86	—	51.5	—
82	1.81	55.7	11.8
78	1.74	59.2	12.8
74	1.67	62.2	13.7
70	1.62	64.7	14.5
66	1.56	67.0	15.2
62	1.51	69.3	15.9
58	1.47	71.4	16.5
54	1.43	73.4	17.0
50	1.40	75.3	17.5
46	1.37	77.3	17.9
42	1.34	79.3	18.3
38	1.31	81.3	18.6
34	1.29	83.3	19.0
30	1.27	85.2	19.4
26	1.25	87.2	19.9
22	1.24	89.2	20.4
18	1.22	91.2	20.9
14	1.21	93.2	21.4
10	1.20	95.1	22.0
6	1.19	97.1	22.6
2	1.18	99.1	23.2
-2	1.17	101.	23.9
-6	1.16	103.	24.6
-10	1.15	105.	25.4
-14	1.14	107.	26.2
-18	1.13	109.	27.1
-22	1.12	113.	28.0
-26	1.12	113.	29.0

F-502 akışkanının özellikleri

Sıcaklık °C	Özgül Isı kJ/kg°K	Isı Kondüktivitesi W/m°K*10 ⁻³	Viskozite Pa·s*10 ⁻⁵
76	-	36.6	-
72	-	40.3	-
68	1.39	43.4	10.5
64	1.38	46.1	11.1
60	1.36	48.5	11.7
58	1.36	49.6	12.1
54	1.34	51.8	12.7
50	1.33	53.8	13.4
46	1.32	55.7	14.1
42	1.30	57.5	14.9
38	1.29	59.2	15.7
34	1.28	60.9	16.4
30	1.27	62.5	17.2
26	1.25	64.0	18.0
22	1.24	65.6	18.8
18	1.23	67.2	19.6
14	1.22	68.7	20.4
10	1.21	70.3	21.2
6	1.20	71.9	21.9
2	1.18	73.4	22.7
-2	1.17	75.0	23.7
-6	1.16	76.5	24.7
-10	1.15	78.1	25.7
-14	1.14	79.7	26.8
-18	1.13	81.2	27.9
-22	1.12	82.8	29.0
-26	1.12	84.4	30.3

F-717 soğutucu akışkanının özellikleri (NH₃)

Sıcaklık °C	Özgül Isı kJ/kg°K	Isı Kondüktivitesi W/m°K*10 ⁻³	Viskozite Pa·s*10 ⁻⁵
90	5.69	331.	7.29
86	5.59	340.	7.58
82	5.51	349.	7.88
78	5.42	358.	8.20
74	5.35	368.	8.54
70	5.27	377.	8.89
66	5.21	386.	9.26
62	5.14	395.	9.65
58	5.08	405.	10.10
54	5.03	414.	10.5
50	4.98	423.	10.9
46	4.93	432.	11.4
42	4.89	442.	11.9
38	4.85	451.	12.4
34	4.81	460.	13.0
30	4.78	470.	13.6
26	4.75	479.	14.2
22	4.72	488.	14.8
18	4.69	497.	15.5
14	4.67	507.	16.2
10	4.64	516.	17.0
6	4.62	525.	17.7
2	4.61	534.	18.5
-2	4.59	544.	19.4
-6	4.57	553.	20.3
-10	4.56	562.	21.2
-14	4.54	571.	22.1
-18	4.53	581.	23.1
-22	4.52	590.	24.2
-26	4.50	599.	25.2

KAYNAKLAR

1. HOLMAN, J.P., "Heat Transfer"
Mc Graw Hill Book Com.(1973)
2. ÖZİŞİK, N., "Basic Heat Transfer"
Mc Graw Hill Company (1985)
3. ASHRAE Handbook, 1983 Equipment
4. WEBB, R.L., "Finned Tube Exchangers"
Heat Transfer Engineering (1980)
5. DAĞSÖZ, A.K., "Isı Değiştirgeçleri"
İTÜ Kütüphanesi Yayını, Sayı:1311, (1985)
6. ÖZKOL, N., "Uygulamalı Soğutma Tekniği"
MMO Yayını (1985)
7. KAKAÇ, S., "Isı Transferi"
ODTÜ Yayını , Mart 1982
8. ALARKO Teknik Yayını (1987)
9. BUTTERWORTH, D., "Heat Transfer and Fluid Flow"
Heat Transfer and Fluid Flow Service (HTFS)
AERE Harwell, OXON - U.K.
10. SAVAŞ, S., "Soğuk Depoculuk ve Soğutma Sistemlerine Giriş"
Cilt 1, U.Ü. Yayını, 1987
11. SAVAŞ, S., "Soğutucu Akışkanlar ve Salamuralar"
(Mollier Diyagramları ve Tablolar), Ankara,1974
12. AKERS, W.W., DEANS, H.S., CROSSER, O.K., "Condensing heat transfer within horizontal tubes", Chem. Eng. Prog. Sysmp. Series, 1959
13. SAVAŞ, S., YAMANKARADENİZ, R., "Soğutma Sistemlerinde Hava Soğutucu Kanatlı Borulu Evaporatörün Toplam Isı Geçiş Katsayısına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi", Birinci Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Sempozyumu, Ç.Ü.,ADANA,1990
14. SAVAŞ, S., "Etkili ve Verimli Soğutma için Soğutma Devresinde Alınması Gerekli Tedbirler", Birinci Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Sempozyumu, Ç.Ü.,ADANA,1990
15. INSTITUT INTERNATIONAL DU FROID, "Thermodynamics and Physical Properties for Refrigerant Tables and Diagrams", 177 Boulevard Malesherbes F-75017 Paris - FRANCE