

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE BASINÇ KAYIPLARININ  
ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**Müh. Münir SÜNER**

96832

**Ana bilim Dalı: Makine**

**Danışman: Prof. Dr. Mehmet UYSAL**

**TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

**ŞUBAT 2000**

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE BASINÇ KAYIPLARININ  
ANALİZİ**


**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MÜH. MÜNİR SÜNER**

**TEZİN ENSTİTÜYE TESLİM TARİHİ : 27.02.2000  
TEZİN SAVUNULDUĞU TARİH : 10.04.2000**

**Prof.Dr.Mehmet UYSAL**  
Danışman

(.....  
  
.....)

**Doç.Dr.Mustafa TIRIS**  
Üye

(.....  
  
.....)

**Doç.Dr.İ.Tekin ÖZTÜRK**  
Üye

(.....  
  
.....)

**ŞUBAT 2000**

# **SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE BASINÇ KAYIPLARININ ANALİZİ**

**Münir SÜNER**

**Anahtar Kelimeler:** Alternatif Soğutucu Akışkanlar, Basınç Kayıpları, Tek ve İki Fazlı Akışlar, Soğutma Sistemleri, Soğutucu Akışkanlar, Sürtünme.

Bu çalışma, soğutma sistemlerindeki basınç kayıplarının teorik analizi şeklindedir.

Basınç kayıpları tanımlanarak, basınç kayıplarının nedenleri, boru ve bağlantı sistemlerindeki durumları incelenmiştir. İki fazlı akışlar ve iki fazlı akışlardaki basınç kayıpları temel olarak incelenmiştir. Soğutma sistemleri, soğutma sistemlerini oluşturan elemanlar, soğutma sisteminin yapısı tanımlanmış, soğutma sistemini oluşturan cihazların (ekipmanların ) iç yapısı ve görevleri üzerinde durulmuştur. Bu bölümde, soğutmada kullanılan soğutucu akışkanlar, soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri ve nerede kullanıldıkları açıklanmıştır.

Soğutma sistemindeki basınç kayıpları ana hatları ile boru bağlantı elemanları, evaporatör, kondenser ve genleşme valfindeki basınç kayıplarının analizi yapılmaktadır. Örnek bir uygulama için sonuçlar gösterilmiştir.

# **ANALYSIS PRESSURE LOSSES IN REFRIGERATION SYSTEMS**

**Münir SÜNER**

**Keywords:** Alternative Refrigerants, Friction, Losses Pressure, Single and Two Phase Flows, Refrigeration Systems.

**Abstract:** This study is a theoretical analysis of pressure losses in cooling systems. Pressure losses are described and reasons for these losses in pipes and fittings are examined. Two phase flows and the main reason for pressure losses in this two phase flows are given. A detailed description of the components that make up these cooling systems, their structure and the function of each component is given. In this chapter, the physical properties and characteristics of refrigerators and their usage are considered. Pressure loss in pipes, evaporators, compressors is explained. Results for an application is given.

## **ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR**

İnsanlığın başlangıcından bu yana insanlar kendilerini, yiyeceklerini sıcaktan korumak için çalışmış, daha konforlu bir yaşam için değişik yöntemler uygulamışlardır. M.Ö. yapılan ve evlerde uygulanan todor duvarı, mısır piramitlerindeki soğutma uygulaması, günümüze kadar uygulanan mağaralardaki soğutma bunun en güzel örnekleridir. Teknolojinin gelişmesiyle birlikte insanlar soğutma yöntemlerini geliştirmiş, aynı zamanda soğutma sistemlerinin kullanım amaçları genişlemiştir. 18. yüzyılda buharlı sistemlerin ortaya çıkması soğutma alanında yeni başlangıcın habercisidir.

Soğutma; evden sanayiye, otomobillere, tıptan uzay teknolojisine kadar hemen hemen yaşamın tüm safhalarında vazgeçilmez sistemlerden biri olarak teknolojiye yerini almıştır. Böylesine geniş kullanım alanına sahip sistemleri geliştirerek daha verimli hale getirmek, beraberinde enerjinin en iyi şekilde değerlendirilmesini sağlar.

Soğutma sistemlerindeki enerjinin verimli halde kullanılması, sistemin içinde ortaya çıkan mekanik ve termal enerji kayıplarını en aza indirmekle mümkündür. Ülkemizde sistemlerin dizaynında ve hesaplamalarda basınç kayıpları çoğu zaman yaklaşık hesaplarla geçilmekte ve enerji tüketimini arttırmakla birlikte bazen sistem işlevini yerine getirememektedir.

Bu çalışmada, detaylı bir biçimde soğutma sistemlerindeki basınç kayıplarının teorik analizi yapılarak ülkemizde pratik çalışmaların tam mühendislik yaklaşımı ile hesaplanarak bu hesaplamaların pratiğe aktarılması amaçlanmaktadır.

Bu alanda çalışan ve yararlanmak isteyen herkese yararlı olmasını dilerim.

Bu konuda bana çalışma imkanı veren ve yardımlarını esirgemeyen hocam Sayın Prof. Dr. Mehmet UYSAL' a ( KO.Ü.M.F. ), yardımlarını gördüğüm Doç. Dr. İlhan Tekin ÖZTÜRK' e ( KOÜ. M. F. ) ve katkıları olan bütün hocalarıma, yazımda ve dizimde değerli katkılarından dolayı arkadaşım Mehmet YILDIZ' a (METS.A.Ş) teşekkürlerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	I
ABSTRACT.....	II
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	III
İÇİNDEKİLER.....	IV
SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR.....	VII
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	X
TABLolar LİSTESİ.....	XI
<b>BÖLÜM 1. SOĞUTMA SİSTEMLERİ ve EKİPMANLARI.....</b>	<b>1</b>
1.1. Soğutma Sistemleri.....	1
1.2. Soğutma Sistemlerinin Ekipmanları.....	3
1.2.1. Kompresörler.....	4
1.2.2. Kondenserler (Yoğuşturucular).....	6
1.2.3. Evaporatörler.....	9
1.2.4. Sıvı soğutucu akışkanın evaporatöre geçişi ve kontrolü.....	12
1.2.5. Yardımcı cihazlar ve soğutucu akışkan akış kontrol elemanları ....	13
<b>BÖLÜM 2. BASINÇ KAYIPLARI.....</b>	<b>15</b>
2.1. Boru Sistemlerinde ve Bağlantılarında Basınç Kayıpları.....	15
2.1.1. Sıvı içindeki sürtünme.....	15
2.1.2. Çözülme.....	16
2.1.3. Sınır tabaka.....	17
2.1.4. Akış şekilleri.....	17
2.1.4.1. Laminer akış.....	18
2.1.4.2. Türbülanslı akış.....	18
2.1.5. Boru pürüzlülüğü.....	18
2.2. Boru Sistemlerinde Basınç Kayıpları.....	19
2.2.1. Sürekli basınç kayıpları.....	20
2.2.2. Lokal basınç kayıpları.....	23
2.2.2.1. Ani genişlemeler.....	23
2.2.2.2. Ani daralmalar.....	23

2.2.2.3. Dirsekler ve yön değiştirmeler.....	25
2.2.2.4. Ayrılma ve birleşmeler.....	27
2.2.2.5. Daralma ve genişlemenin bir arada olduğu elemanlar.....	27
2.2.2.5. Daralma ve genişlemenin bir arada olduğu sistemler.....	29
2.2.2.6. Armatürler, valfler ve filtreler.....	30
2.4. Boru Demetleri.....	33
<b>BÖLÜM 3. İKİ FAZLI AKIşLAR.....</b>	<b>35</b>
3.1. İki Fazlı Akışlarda Kaynama ve Yoğuşma.....	35
3.1.1. Kaynama.....	35
3.1.2. Yoğuşma.....	36
3.2. İki Fazlı Akışlarda Basınç Kayıpları.....	37
3.2.1. Akış Şekilleri.....	37
<b>BÖLÜM 4. SOğUTMADA KULLANILAN SOğUTUCU AKIşKANLAR ve</b>	
<b>ÖZELLİKLERİ.....</b>	<b>42</b>
4.1. Alternatif Soğutucu Akışkanlar.....	42
4.2. Soğutucu Olarak Kullanılan Akışkanlar.....	43
4.2.1.R22.....	43
4.2.2.R123.....	43
4.2.3.R134a.....	43
4.2.4. R143a.....	44
4.2.5. R 125.....	44
4.2.6. R 152a.....	44
4.2.7. R 404A.....	44
4.2.8. R 407A / R 407B / R 407C.....	44
4.2. 9. R410A.....	45
4.2.10. R 507.....	45
4.3. Doğal Soğutucu Akışkanlar.....	45
4.3.1.Amonyak(NH <sub>3</sub> ).....	45
4.3.2. Hidrokarbonlar.....	46
4.3.3.Carbondioksit.....	46

4.4. Alternatif Soğutucu Akışkan Seçimini Etkileyen Unsurlar.....	46
---	----

## **BÖLÜM 5. SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE BASINÇ KAYIPLARININ**

<b>HESABI.....</b>	<b>50</b>
--------------------	-----------

5.1 Soğutma Sistemindeki Borularda ve Bağlantılarda Basınç Kayıpları.....	50
---	----

5.1.1. Sürekli basınç kayıpları.....	50
--------------------------------------	----

5.1.2. Lokal basınç kayıpları.....	50
------------------------------------	----

5.2. Evaporatör ve Kondenserlerde Basınç Kayıpları.....	51
---	----

5.3 Kompresörlerde Oluşan Basınç Kayıpları.....	56
---	----

<b>BÖLÜM 6. ÖRNEK UYGULAMA.....</b>	<b>59</b>
-------------------------------------	-----------

<b>SONUÇLAR.....</b>	<b>68</b>
----------------------	-----------

<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>69</b>
-----------------------	-----------

<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>72</b>
----------------------	-----------

## SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR

$A$	:Kesit alan
$A_k$	:İki fazlı akışta bir katsayı.
$A_l$	:İki fazlı akışta sıvı haldeki akışkanın kesit alanı
$A_v$	:İki fazlı akışta buhar haldeki akışkanın kesit alanı
$A_s$	:Boru demetlerindeakış kesit alanı
$B$	:Perdeler arası uzaklık
$C$	:Çapraz boru demetinde iki boru arasındaki min. uzaklık
$C_0$	:Debi katsayısı
$C_n$	:Debi kayıp sayısı
$C_p$	:Sabit basınçta özgül ısı
$C_v$	:Sabit hacimde özgül ısı
$d$	:Çap
$d_d$	:Dış çap
$d_i$	:İç çap
$D_e$	:Eşdeğer çap
$d_h$	:Hidrolik çap
$\Delta p$	:Basınç kaybı
$\Delta p_{b,t}$	:Boru demetlerinde boru tarafındaki basınç kaybı
$\Delta p_{boru}$	:Basınç kaybı
$\Delta p_{gövde}$	:Basınç kaybı
$G$	:Kütle akısı
$\sigma$	:Yüzey gerilmesi
$F$	: Kesme kuvveti
$f$	:Sürtünme sayısı
$f_{eff}$	:İki fazlı akışta, etkin sürtünme sayısı
$g$	:Yer çekimi ivmesi
$\dot{I}_{\Delta P}$	:Mekanik enerji kaybı
$\dot{I}_{\Delta T}$	:Termal enerji kaybı

$Q$	:İki fazlı akışlarda kullanılan parametre
$Q_g$	:Gazın hacimsel debisi
$k_s$	:Pürüzkülük kalınlığı
$k$	:Özgöl ısı sabiti
$L$	:Uzunluk
$m_t$	:İki fazlı akışta kütleselel debi
$N$	: Boru sayısı
$N_i$	:Bir geçişte geçilen boru sayısı
$P$	:Basınc
$R$	:Yarıçap
$Re$	:Reynolds sayısı
$s$	:Slip kayma faktörü
$T$	:Sıcaklık
$U_l$	:İki fazlı akışta sıvı haldeki akışkan hızı
$U_v$	:İki fazlı akışta gaz haldeki akışkan hızı
$\alpha(\lambda)$	:İki fazlı sürtünme katsayısının,iki fazlı akış için reynold sayısına tanımlanmış tek fazlı sürtünme katsayısı
$\beta$	: Hacimsel kuruluk oranı
$\delta$	:Sınır tabaka kalınlığı
$\delta_l$	:Laminer alt sınır tabaka kalınlığı
$\delta_t$	:Türbülanslı sınır tabaka kalınlığı
$\epsilon$	:Rölatif pürüzlülük
$\phi_v$	:Martinelli çarpanı
$\phi_g$	:Martinelli çarpanı
$\lambda$	:İki fazlı akışta gaz debisinin toplam debiye oranı
$q$	:Hacimsel kuruluk oranı
$\zeta$	:Yerel basınc kayıp katsayısı
$\mu$	:Dinamik viskozite
$\mu_l$	:İki fazlı akışta sıvı haldeki akışkanın dinamik viskozitesi
$\mu_{ms}$	:İki fazlı homojen karışımın dinamik viskozitesi

$\mu_v$	:İki fazlı akışta gaz haldeki akışkanın dinamik viskozitesi
$\gamma$	:Kinematik viskozite
$\eta$	:Akışkanın geçtiği kesit alan oranları
$\psi$	: Boşluk oranı
$\rho$	:Akışkan yoğunluğu
$\rho_l$	:Sıvı halde akışkan yoğunluğu
$\rho_{ns}$	: İki fazlı homojen karışımın yoğunluğu
$\rho_v$	:Buhar halde akışkan yoğunluğu
$\tau$	:Kayma gerilmesi
$\omega$	:Akışkan hızı
$\bar{\omega}$	:Akışkan ortalama hızı
$\omega_{max}$	:Boru demetlerinde maksimum akışkan hızı
$x$	:Statik kütle kurulum oranı
$x_{tt}$	:İki fazlı akıştaTürbülanslı yoğuşma halindeki statik kütle oranı
$\chi$	:Düzeltilme faktörü

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Bir buz dolabının soğutma elemanları.....	1
Şekil 1.2. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....	2
Şekil 1.3. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin şeması ve T-S diyagramı.....	3
Şekil 1.4. Pistonlu kompresörler.....	4
Şekil 1.5. Sabit paletli kompresör.....	5
Şekil 1.6. Tek vidalı dönel tipkompresörün ana elemanları.....	5
Şekil 1.7. Yatık tertipli boru dış zarf tipi su soğutmalı kondenserin iç ve dış yapısı.....	7
Şekil 1.8. Çift cidarlı ızgara tipi .....	8
Şekil 1.9. Düz boru dış zarf tipi sıvı taşmalı soğutucu evaporatör.....	11
Şekil 1.10. Direkt ekspansiyonlu boru dış zarf tipi evaporatör.....	11
Şekil 1.11. Kılcal boru direncinin çalışmaya etkisi.....	12
Şekil 2.1. Sürtünmenin etkisi.....	15
Şekil 2.2. Bir boruda çözülme .....	16
Şekil 2.3. Laminer akışta bir boruda hız dağılımı.....	18
Şekil 2.4. Pürüzlülük velaminer alt tabaka.....	19
Şekil 2.5. Sürtünme sayısının Re sayısı ve pürüzlülüğe bağlı değişimi.....	22
Şekil 2.6. Ani genişleme durumu.....	23
Şekil 2.7. Ani daralmada akış dağılımı.....	24
Şekil 2.8. $A_2 / A_1$ oranına bağlı olarak basınç kaybı katsayısının değişimi.....	24
Şekil 2.9. Dairesel ve dikdörtgen kesitli dirseklerde girdap hareketleri.....	25
Şekil 2.10. $90^\circ$ lik bir dirsekte pürüzlülük ve R/D ye bağlı olarak meydana gelen basınç kaybı katsayısının değişimi.....	26
Şekil 2.11. Değişik bağlantıların direnç sayıları.....	27
Şekil 2.12. Kaynaklı bağlantılarda direnç sayıları.....	27
Şekil 2.13. Bir orofiste debi katsayısının Re ve $\beta$ ya bağlı olarak değişimi.....	28
Şekil 2.14. Değişik şekillerde imal edilmiş lüleler.....	29
Şekil 2.15. Bir orfiste akış dağılımı.....	30
Şekil 2.16. Bir armatürde akış şekli.....	31
Şekil 2.17. Çapraz sıralı boru demetinde $f$ ve $\chi$ in Re ile değişimi.....	33
Şekil 2.17. Düzgün sıralı boru demetinde $f$ ve $\chi$ in Re ile değişimi.....	33
Şekil 3.1. Film ve damlacıklı yoğuşma .....	36
Şekil 3.2. Çeşitli iki fazlı akış rejiminde etkin gaz sürtünme katsayısının değişimleri.....	38
Şekil 5.1. Gövde boru ve serpantin tipi ısı değiştirgeçleri.....	51
Şekil 5.2. Boru demetlerinde iç boruların diziliş şekli.....	51
Şekil 5.3. Bir ısı değiştirgeci.....	55
Şekil 5.4. Pistonlu kompresör.....	57
Şekil 5.5. Isı pompasının kısımları.....	60
Şekil 5.6. Evaporatörde basınç kaybının uzunluğa ve kuruluk oranına(x) göre değişimi.....	65
Şekil 5.7. Kondenserde basınç kaybının uzunluğa ve kuruluk oranına(x) göre değişimi.....	65
Şekil 5.8. Kondenserde basınç kaybı değişimi.....	66
Şekil 5.9. Evaporatörde basınç kaybı değişimi.....	66

## TABLULAR DİZİNİ

Tablo 5.1. Bir ısı pompasına ait termodinamik özellikler.....	58
Tablo 5.2. Isı pompasının elemanlarındaki basınç kayıpları.....	63



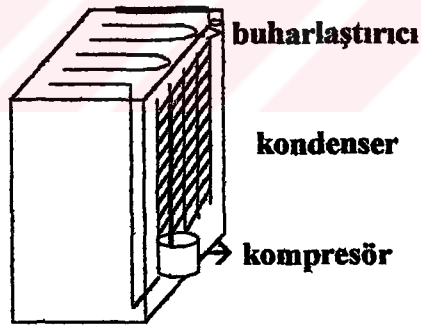
## BÖLÜM 1. SOĞUTMA SİSTEMLERİ ve EKİPMANLARI

### 1.1. Soğutma Sistemleri

Soğutma, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçiştir. Diğer bir deyişle bir ortamın sıcaklığını, onu çevreleyen başka bir ortamın sıcaklığının altına indirerek ortamı istenilen düşük sıcaklıkta tutmaktır.

Soğutma, soğutma makineleri ve pompaları aracılığıyla gerçekleştirilir. Soğutma sisteminde kullanılan akışkana soğutkan denir

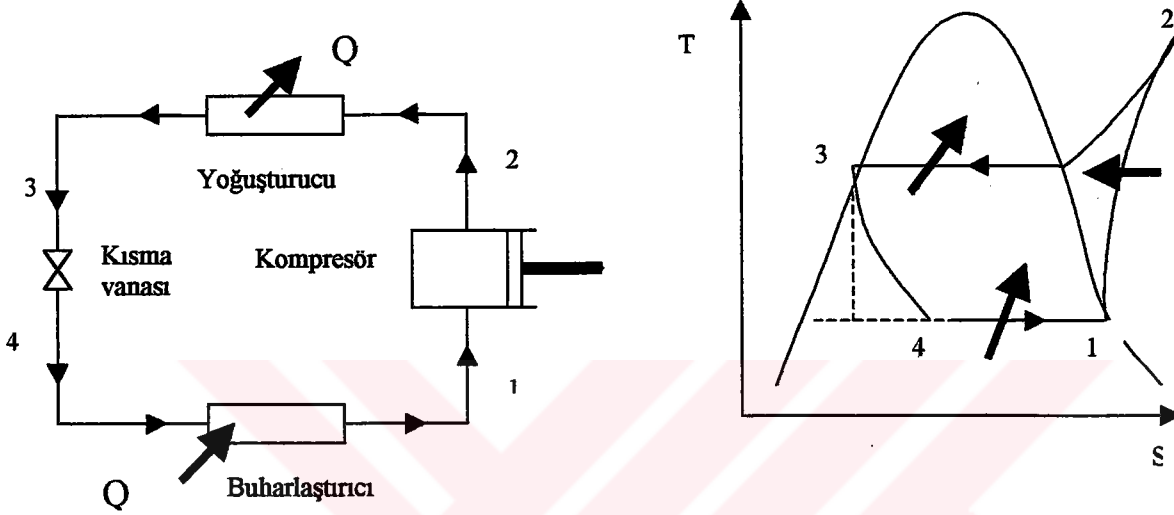
En geniş kullanım alanına sahip soğutma çevrimi buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimidir. Bunun dışında gaz sıkıştırırmalı, absorpsiyonlu, enjektörlü ve ayrıca ters aksamlı kullanım için ısı pompası çevrimi vardır. Şekil 1.1 de bir buzdolabının soğutma elemanları görülmektedir.



Şekil 1.1. Bir buzdolabının soğutma elemanları

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemindeki basınç kayıplarının hesaplanabilmesi için çevrimde gerçekleşen hal değışimleri, hal değışimlerinin olduğı soğutma ekipmanları ( cihazları) ve yapısı bilinmelidir.

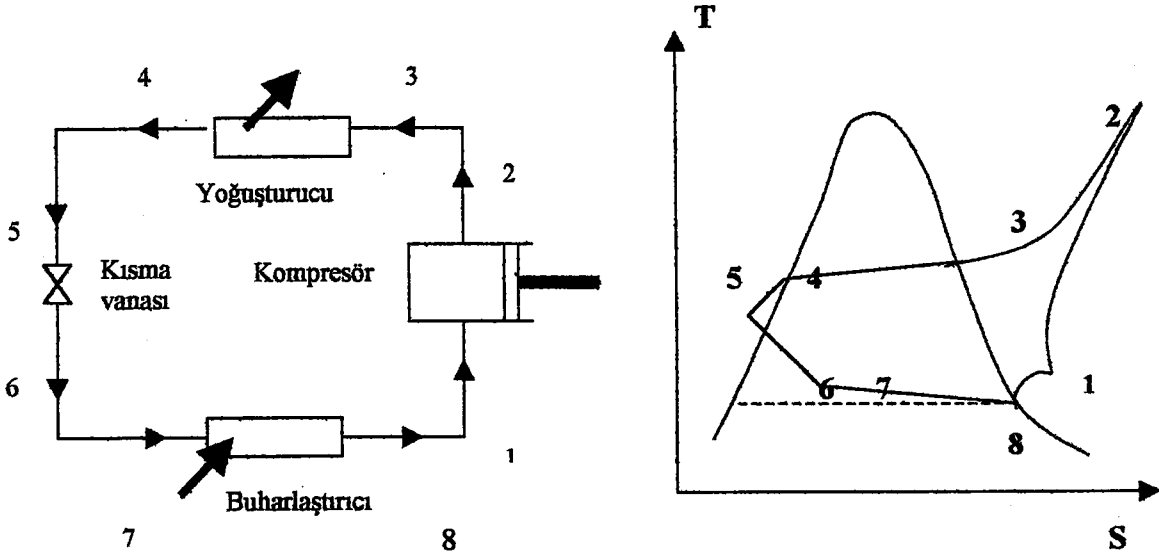
İdeal buhar sıkıştırımlı bir buhar çevirimi (Şekil 1.2 ) buhar halindeki soğutucu akışkanın evaporatörden emilerek daha yüksek basınca ve kızgın hale izantropik sıkıştırılması kompresörde (1-2) olur. Kızgın hale gelen akışkan kondenserde (2-3) sabit basınçla ısıyı çevreye vererek sıvı hale gelir. Kısılma vanasıyla (3-4) basıncı düşen ve genişleyen soğutucu akışkan evaporatörde sabit basınçta buharlaşarak (ısı geçişi sağlanarak ) ortamın soğuması gerçekleşir.



Şekil 1. 2. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevirimi

Pratik uygulamalar teorik (ideal) halden büyük farklılıklar taşımaktadır. Bu farklılıklar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

1. Genleşme valf girişinden önce sıvılaştırılmış akışkan aşırı soğutulur ve soğutma gücü artırılır.
2. Evaporatör çıkışındaki buhar kızgın hale getirilerek soğutma gücü artırılır.
3. Gaz sıkıştırılması, pratikte adyabatik olarak mümkün değildir. Soğutkan (gaz halde) ile kompresör cidarı arasında ısı alışverişi vardır.
4. Kompresörün emme ve basma valflerinde silindir tarafı ve valfin dış tarafında basınç farkı vardır.
5. Evaporatör ve kondenserde soğutucu akışkanın ilerlemesi ile basınç kaybı olacaktır.
6. Sıvı ve gaz haldeki akışkanın boru şebekesinde basınç kayıpları söz konusudur.



**Şekil 1.3.** Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin şeması ve T- S diyagramı.

## 1. 2. Soğutma Sistemlerinin Ekipmanları

Bir soğutma sistemindeki basınç kaybının hesaplanabilmesi için soğutma sistemini oluşturan cihazların işlevleri, geometrik yapıları ve orada gerçekleşen durumların (hal değişimleri) bilmek gerekir.

Soğutma çevrimi, buhar sıkıştırma işlemi şeklinde tanımlanabilir. Bu buhar sıkıştırma çevriminde beş ana ekipman (cihaz) tanımlanabilir. Burada cihazların yapısı ve durumları fazla ayrıntıya girilmeden belirtilecektir. Bunlar;

1. Kompresör ( buharı sıkıştırma cihazı )
2. Kondenser ( yoğusturucu )
3. Evaporatör ( buharlaştırıcı- soğutucu)
4. Genişleme cihazı (ekspansiyon, kılcal borular, basınç düşürme memeleri, seviye kontrol elemanları)
5. Boru donanımı, yardımcı elemanlar, akış kontrol elemanları.

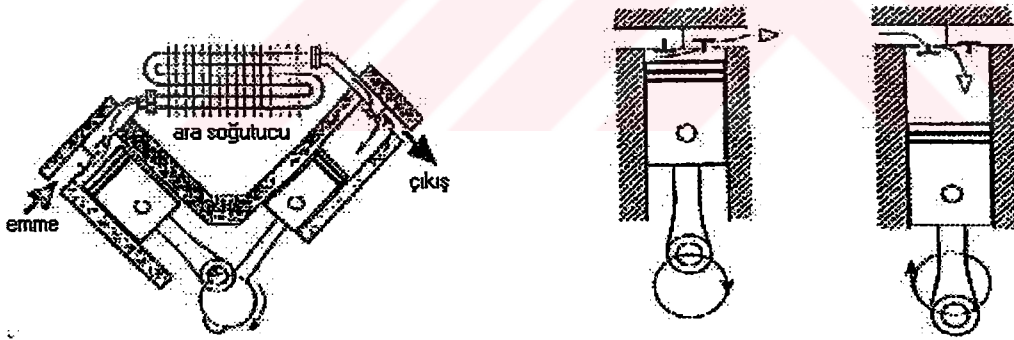
## 1. 2. 1. Kompresörler

Bir kompresörün görevi; kondenserdeki akışkanı alarak oradan uzaklaştırmak sürekliliği sağlamak ve soğutucu akışkanın basıncını arttırmaktır. Kompresörler şu şekilde sınıflandırılabilir.

### A. Pozitif sıkıştırmalı kompresörler

#### a) Pistonlu kompresörler

Bu kompresörlerde tahrik motorunun dönme hareketi, bir krank-biyel sistemi ile doğrusal harekete çevrilir. Bu kompresörler hacim gereksinimi az, ancak emme ve basma arasındaki basınç farkı yüksek akışkanlar (soğutucu akışkanlar) için uygundur. R-12, R- 22, R-502, Amonyak bu soğutkanların başında yer alır. Genelde 1 ile 16 silindirli ve tek etkili kompresörler kullanılmaktadır. Aşağıda değişik şekillerde kompresörler görülmektedir.

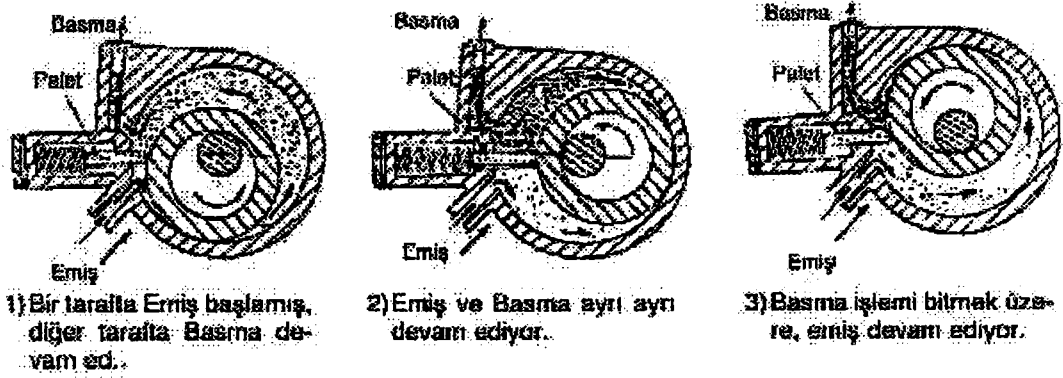


Şekil 1.4. Pistonlu kompresörler.

#### b) Paletli kompresörler

Bu tip kompresörlerin, pistonlu kompresörlerden farkı gidip gelme yerine dönel hareketi kullanmalarıdır. Buda değişik şekillerde olabilir. İki şekilde dizayn edilebilirler.

1) Sabit Paletli; Küçük kapasiteli soğutma sistemlerde kullanılır

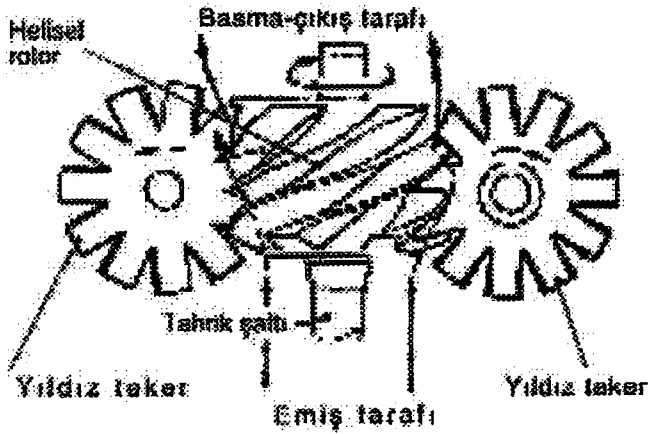


Şekil 1.5. Sabit paletli kompresör.

2) Dönel Paletli Kompresörler; Büyük kapasiteli kompresör palet sayısı 4 ile 16 arasındadır.

### c) Helisel tip dönel kompresörler

Tek vidalı helisel tip: Bu kompresörlerin değişik formları vardır. Soğutma sistemlerinde yaygın kullanım alanına sahiptir.



Şekil 1.6 Tek vidalı dönel tip kompresörün ana elemanları.

## **B. Santrifüj kompresörler**

Özgül hacmi büyük olan soğutkanların kullanıldığı büyük kapasiteli derin soğutma işlemlerinde bu tür kompresörler kullanılır. Yoğuşma basıncı düşük olan soğutkanlar santrifüj kompresörler için uygundur. R –134 , R-123 (R-11, R-113 eski kullanılan).

### **1. 2. 2. Kondenser (yoğuşturucu )**

Soğutma sisteminde evaporatörde kızgın hale geldikten sonra kompresörde sıkıştırma işlemi esnasında ısı artan soğutkanın ısıyı atması kondenserde gerçekleşir. Böylece soğutkan akışkanın yoğuşturularak gazdan sıvı hale geçmesi sağlanır.

Yoğuşma; kondenserin yüzeylerinin malzemesine, yüzey parlaklığına vb. bağlı olarak “damla veya film ” şeklinde oluşur. Sistemdeki basınç kayıpları açısından, yoğuşma şekli ve soğutkanın sıvı hale gelinceye kadar geçirdiği safhalar büyük önem kazanır. Bunlar sırası ile önce soğutkanın kızgınlığının alınmasıyla başlar, soğutkanın yoğuşturulmasıyla devam eder. Soğutkan aşırı soğutulmuş sıvı hale gelir.

Kondenserler üç grupta toplanır.

1. Su soğutmalı kondenserler
2. Hava soğutmalı kondenserler
3. Su-hava soğutmalı kondenserler

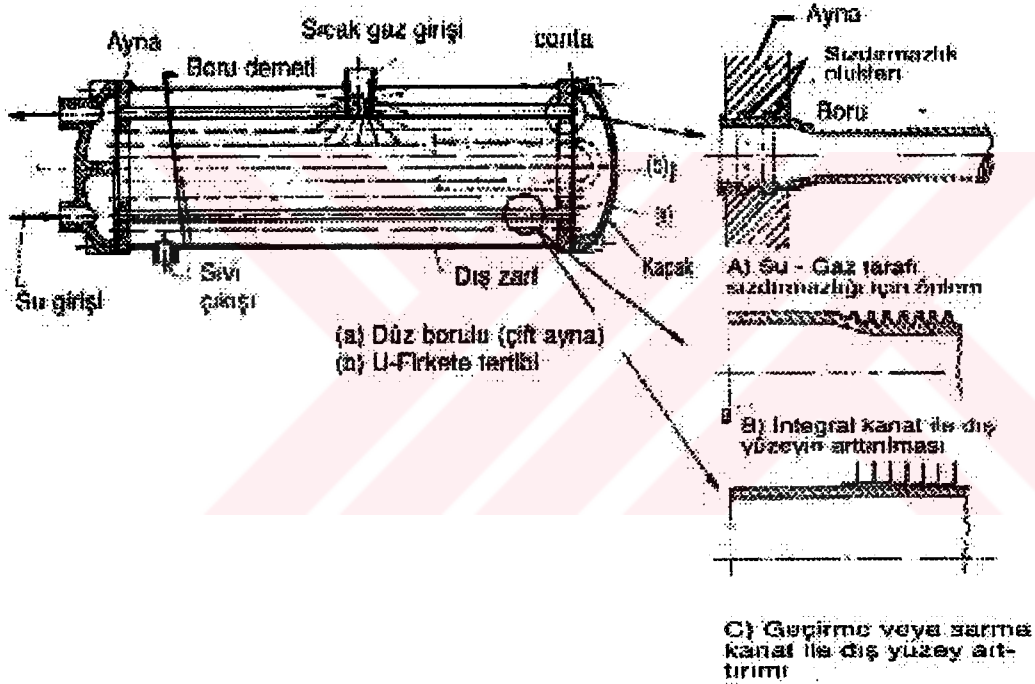
### **A. Su soğutmalı kondenserler**

#### **a) Dik t ertipli kondenserler**

Hacimlerinin küçük olması nedeni ile büyük kapasiteli tesislerde kullanılırlar. R- 717 akışkan bu tip kondenser ve uygulamaları için uygundur. Su basınç kayıpları yönünden tercih edilir. Kullanılan çap 40-150 cm ve yükseklik 3- 5 m olup su geçiş boruları dikişsizdir. 2” çapında iç borular kullanılır. Boru sayısı 20 ile 400 arasındadır.

## b) Yatık tertipli kondenserler

Büyük soğutma sistemlerinde kullanılan bu kondenserler, tek ve çift aynalı U borulu şeklinde dizayn edilebildiği gibi çift aynalı düz borular kullanılarak da yapılır. Boruların dış yüzeyi kanatçıklıdır. Boru malzemesi olarak halojen esaslı soğutkanlar için genellikle bakır bazen de dikişsiz çelik boru kullanılmaktadır. Bakır boruların fiziksel ölçüleri 16 mm veya 19 mm dış çapta kanat yükseklikleri ise 1.2 mm civarındadır. Kanat aralığı 0,75 mm veya 1,023 mm civarındadır. Burada su borularının içinden geçmektedir. Gövde tarafında soğutucu akışkan kullanılmaktadır.



Şekil 1.7. Yatık tertipli boru dış zarf tipi su soğutmalı kondenserin iç ve dış yapısı

## c) Helisel serpantin-dış zarf tipi kondenserler

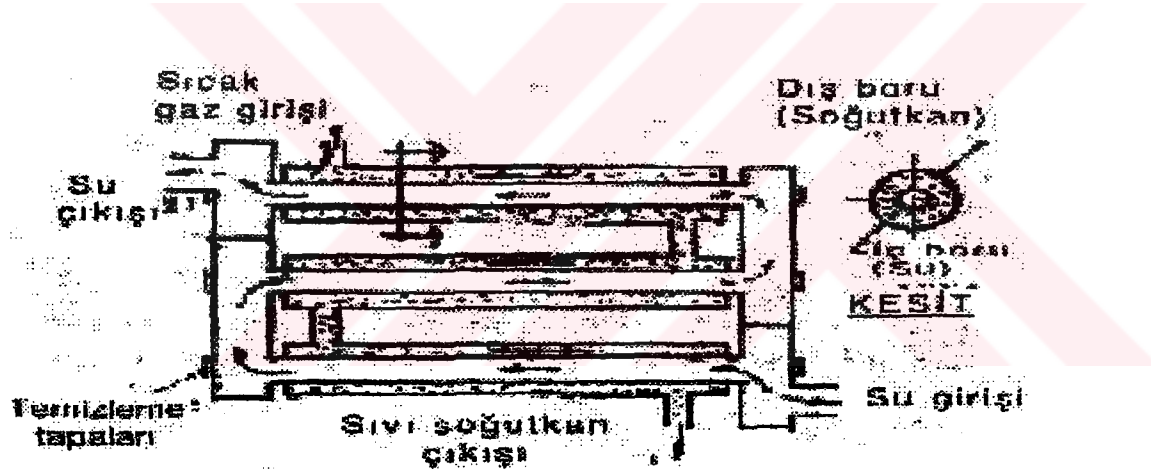
Dış zarfın içine yerleştirilmiş tek ve çok sayıda helisel serpantin devresi yatık tertiplide olduğu gibi, soğutkanın gövdenin içinde yoğunlaşması sağlanır. Burada da su helisel borunun içinden geçer akış şekli paraleldir.

#### d) Serpantin tipi- çift cidarlı kondenserler

Küçük kapasiteli, hem klima hem de uzun koruma uygulamalı soğutma sistemlerinde kullanılır. Bunlar ızgara ve serpantin tipi olmak üzere iki şekildedir. Dış zarftan soğutkan geçirilir, iç zarfta ise su geçişi sağlanır. Buradaki akış türü çaprazdır.

#### e) Izgara tipi- çift cidarlı kondenser

Küçük kapasiteler için kullanılır. İmalat tekniği yönünden çok pahalı oluşları nedeni ile günümüzde çok az kullanılmaktadır.



Şekil 1.8. Çift cidarlı ızgara tipi

#### f) Atmosferik tip kondenserler

Amonyak soğutucu akışkanla çalışan buz imalathanelerinde uzun zamandan beri kullanılmaktadır. Bu kondenserler geniş yer kaplamakla birlikte servis bakımları daha sık yapılır.

## **B. Hava soğutmalı kondenserler**

Özellikle 1 kw' a kadar olan soğutma sistemlerinde genel olarak kullanılır. Yapılışları basit, işletme ve kuruluş masrafları düşüktür. Bakım kolaylığı vardır. Her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek özelliklere sahiptir. Bu tür kondenserlerde yapılan soğutma işlemi üç safhada gerçekleşir. Gaz soğutkandan kızgınlığın alınması, yoğuşturma ve aşırı soğutma işlemidir.

Havali kondenserler, halokarbon soğutucu akışkanlar için genellikle bakır boru - alüminyum kanat bazen de bakır boru -bakır kanat ve bakır veya çelik boru- çelik kanat kullanılır. Boru çapları  $\frac{1}{4}$  inç ile  $\frac{3}{4}$  inçtir. Kanat sayıları 315 ile 715 arasındadır. Hava soğutmalı kondenserler grup tertip şekline göre:

- a) Kompresör ile birlikte dizayn edilen
- b) Kompresörden uzak mesafeye konacak tarzda olan kondenserler.

## **C. Evaporatif kondenserler**

Bu kondenserler de hava ve suyun birlikte soğutma etkisinden yararlanılır. Günümüzde bakım ve servis güçlüğü yüzünden çok hızlı kirlenme nedeni ile az kullanılmaktadırlar.

### **1.2.3. Evaporatörler**

Soğutma sistemlerinde bir evaporatörün görevi sıvı soğutkanın buharlaşmasını sağlamak ve bulunduğu ortamdan ısıyı almaktır. Burada kondenserden direkt olarak veya soğutkan deposundan geçerek ve direkt ekspansiyonlu sistemde ekspansiyon valfi, kılcal boru veya benzer basınç düşürücü elemandan adyabatik olarak genişledikten sonra evaporatöre sıvı buhar karışımı şeklinde giren soğutkanın çoğu sıvı haldedir.

Evaporatörün yapısı, kullanılan soğutkanın hızlı buharlaşmasını sağlamalı ve giriş ile çıkış arasındaki basınç kaybını minimum yapacak şekilde olmalıdır.

Evaporatörler hava soğutucu, sıvı soğutucu olmak üzere ikiye ayrılırlar.

### **A. Hava soğutucu evaporatörler**

Bu evaporatörlerde havanın ısı geçirme katsayısının düşük olması nedeni ile borulara ilave olarak kanatçıklar takılır. Ancak kanatçıkların kullanılması tüm uygulamalarda gerçekleşmeyebilir. Örneğin düşük kapasiteli (kasap dolabı vitrin vb) sistemler.

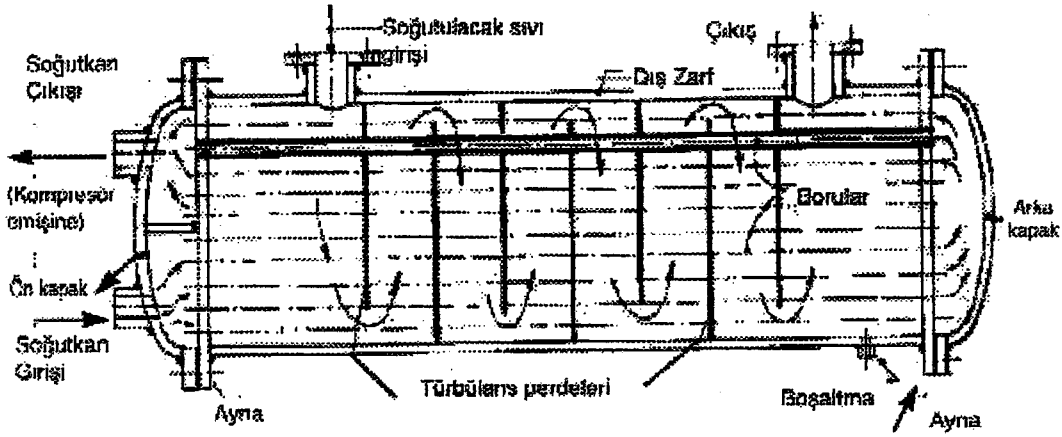
Gravite tipi, kanatlı boru tipi evaporatörlerde genelde bakır boru- alüminyum kanat kullanılır.

Cebri hava sirkülasyonlu evaporatörlerde gravite evaporatörlere göre az ısı geçiş alanı ile daha yüksek kapasite sağlarlar. Bu evaporatörlerde hava hareketi, aksiyal ve bazen de radyal vantilatörlerle sağlanmaktadır. Evaporatörler üç ana grupta toplanır;

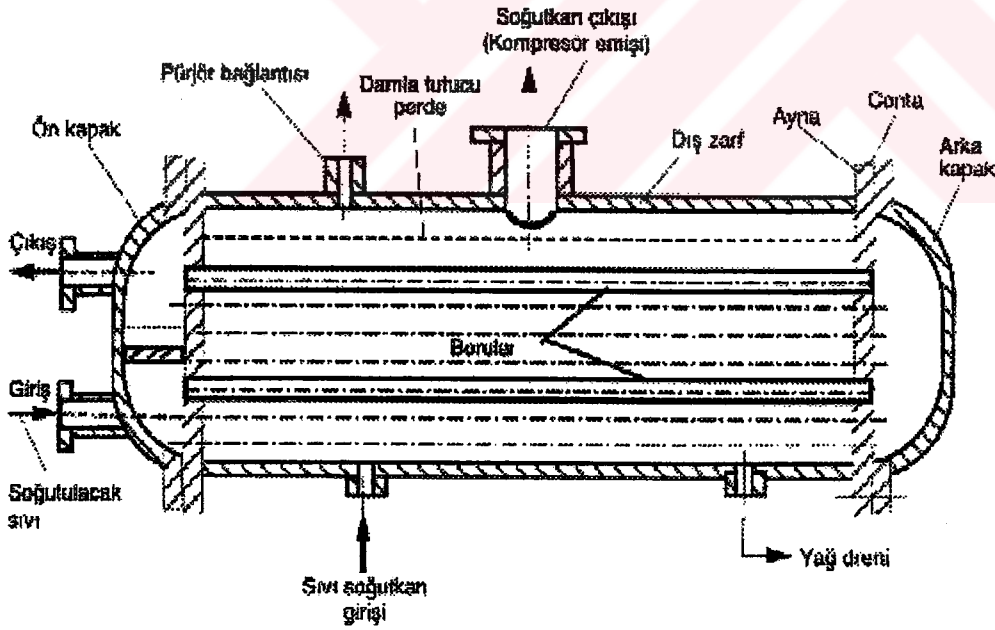
1. Alçak hızlı (hava hızı 1- 1,5 m/s) soğutucular.
2. Orta hızlı (2,5 –4 m/s) soğutucular.
3. Yüksek hızlı (4-10 m/s) soğutucular.

### **B. Sıvı soğutucu evaporatörler**

Klima ve endüstriyel sistemlerde çok kullanılırlar. Sıvı soğutucu evaporatörler ve kullanımları ile ilgili durumları aşağıdaki tabloda görülmektedir.



Şekil 1.8. Düz boru dış zarf tipi sıvı taşmalı soğutucu evaporatör



Şekil 1. 9. Direkt ekspansiyonlu boru dış zarf tipi evaporatör.

#### 1.2.4. Sıvı soğutucu akışkanın evaporatöre geçişi ve kontrolü

Soğutucu akışkanın buharlaşarak ısı alabilmesi için akışkanın basıncının evaporatör sıcaklığı seviyesine imkan verecek düzeye düşürülmesi, bunu sağlayacak direkt ekspansiyon (genişleme) valfleri veya kılcal borularla mümkündür. Sıvı taşmalı sistemlerde ise valf ile kontrol sağlanır.

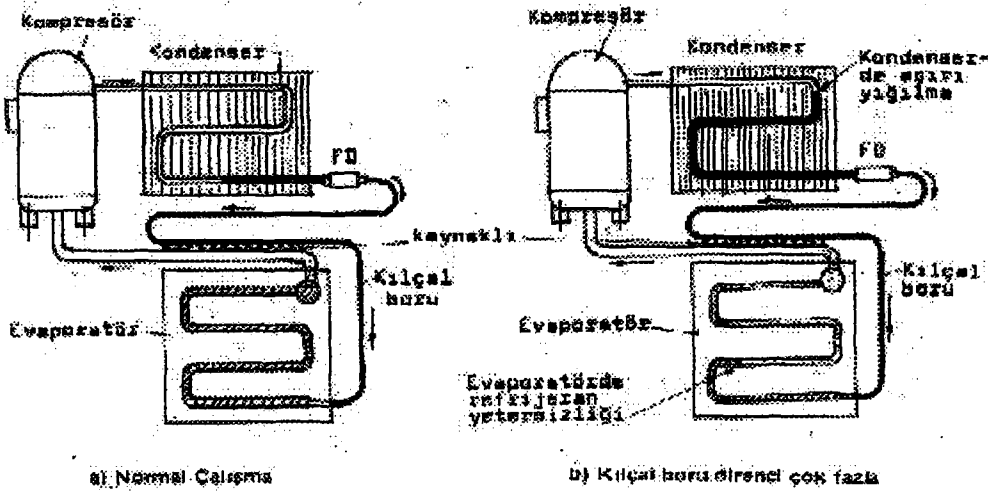
A) Genişleme, basınç düşürme elemanları, direkt kuru tip ekspansiyonlu evaporatörlerle sağlanır.

- Kılcal borular , el genişleme valfleri ,basınç düşürme memeleri
- Sabit çıkış basınçlı direkt valfler
- Termostatik ekspansiyon valfleri.

B) Sıvı seviyesini kontrol elemanları (sıvı taşmalı evaporatörler için).

##### a) Kılcal borular

Yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına soğutkanın geçişini ölçülü bir biçimde kontrol ederek küçük sistemlerde kullanılırlar. Burada soğutkanın en büyük basınç düşümü kılcal borunun sonunda gerçekleşir.



Şekil 1.10. Kılcal boru direncinin çalışmaya etkisi

## **b) El ekspansiyon valfleri**

Soğutma yükü fazla değişmeyen, sabit bir sistemde kılcal boruların gördüğü görevi görmektedir.

## **c) Basınç düşürme memeleri**

Küçük kapasiteli paket tipi klima cihazlarına ve ısı pompalarında son yıllarda sık sık kullanılmaya başlanmıştır.

## **d) Direkt ekspansiyon valfleri**

Günümüzde el kumandalı ekspansiyon valflerin yerine kullanılmaktadır. Üç ana tipte toplanır. Sabit çıkış basınçlı, iç dengelemeli ve termostatik şarjlı valfler.

## **e) Soğutucu akışkan seviyesini kontrol valfleri**

Bu valfler, sıvı taşmalı tip evaporatörlerin sıvı soğutucu akışkanla beslenmesini ve belirli sıvı seviyesinin korunmasını sağlarlar. Bu valfler şunlardır;

1. Yüksek basınç tarafı flatör valfi
2. Alçak basınç tarafı flatör valfi
3. Flatörlü anahtar.

## **1. 2. 5. Yardımcı cihazlar ve soğutucu akışkan akış kontrol elemanları**

Soğutma sisteminde değişik amaçlarla bir sürü yardımcı eleman kullanılır.

**a) Kapama valfleri:** Bu valfler sistemin herhangi bir yerini kapatmak gerektiğinde diğer kısımlarından ayırt etmek için kullanılır. Bunların sistemde olması basınç kayıplarının artmasına neden olur.

**b) Geri çekme çek valfleri:** Bu valfler akışa karşı zıt akışın oluşmaması için kullanılırlar.

**c) Selenoid valfler:** Soğutma sistemlerinde sıvı ve gaz haldeki soğutkanın akışını elektrik sinyali ile uzaktan kumandalı bir şekilde açıp kapatmaya yararlar.

**d) Emniyet valfleri:** Sistemde basınç sınırlarının aşılmasını önlerler.

**e) Gözetleme kontrol camları:** Soğutkanın akışını veya seviyesini görmek amacıyla ayrıca nem durumunu kontrol etmek için kullanılırlar.

**f) Filtre kurutucular, emiş filtreleri:** Soğutma sisteminde nemin sisteme girmesini engellemek, sistemde kalan veya çalışma esnasında sonradan giren nemi tutmak amacıyla kullanılır. Ayrıca filtre kurutucularda su nemini tutmak yanında asidi tutmak, talaş, kaynak ve diğer yabancı maddeleri tutma görevi de vardır.

**g) Baypas valfleri:** Sistemin dengede yüksek emniyetli ve yüksek verimle çalışmasını sağlamak için kullanılırlar.

**h) Kompresörün soğutucu akışkan ve yağ akışlarını düzenleyici elemanlar :** Kompresörün giriş ve çıkış tarafında bulunan soğutkanın içerisindeki sıvı ve yağlama yağı miktarları ile akış hızlarını kontrol etmek amacıyla kullanılır. Bunlar yağ ayırıcılar, yağ seviyesinin kontrolünü sağlayan elemanlar, emiş hattı düzenleyicileri , kompresör basma tarafı susturucusu, sıvı hattından emiş hattına olan sıvı değiştiricileri, sıvı soğutkan toplanma deposu ve karter ısıtıcılarıdır.

## BÖLÜM 2. BASINÇ KAYIPLARI

### 2.1. Boru Sistemlerinde ve Bağlantılarında Basınç Kayıpları

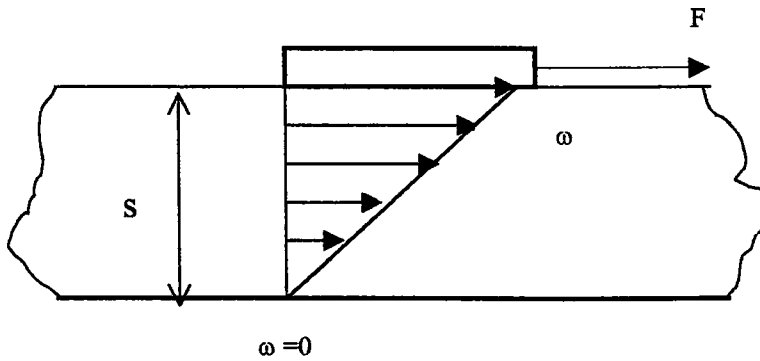
Tabiattaki tersinmez olaylardan dolayı sistemlerin içindeki akışkanların akış enerjilerinde sürtünme, çözülme, ikincil akışlardan dolayı enerji kayıpları oluşur. Bu enerji kayıplarına basınç kaybı denir.

#### 2. 1.1. Sıvı içindeki sürtünme

Akışkanlar, adhezyon kuvvetleri nedeni ile temasta buldukları cismin hızı ile hareket ederler. S kalınlığında akışkan filmi üzerinde düz bir levhayı W hızı ile hareket ettirmek için bir kuvvet(denklem 2.1) gerekir (Şekil 2.1).

$$F = \tau \cdot A \quad (2.1)$$

$$\tau = \mu \cdot d\omega/ds \quad (2.2)$$



Şekil 2.1. Sürtünmenin etkisi

Yağ, su, hava gibi akışkanlar Newton' umsu akışkanlar olarak adlandırılırlar. Yukarıdaki kayma gerilmesi formülündeki  $\mu$  dinamik viskozite olup her akışkan için

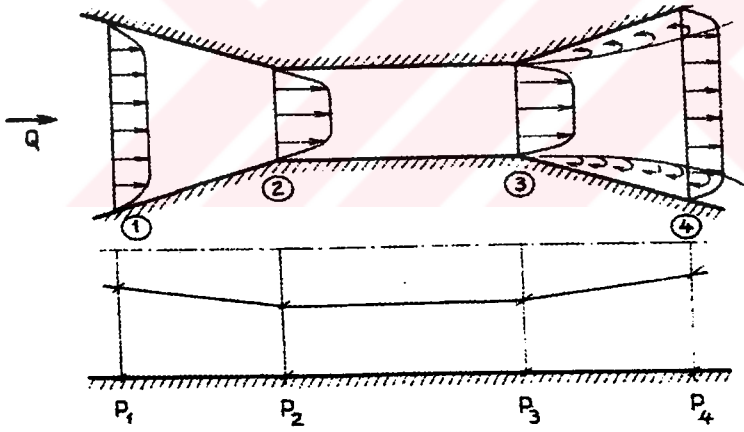
farklı davranışlar gösterir. Dinamik viskozite sıcaklık ve basınca bağlı olarak değişir. Dinamik viskozite; sıvılarda sıcaklık arttıkça azalırken, gazlarda sıcaklık arttıkça artar. Kinematik viskozite  $\gamma$  (denklem 2.3) olup birimi  $m^2/s$  dir.

$$\gamma = \mu/\rho \quad (2.3)$$

Ek-A Tablo 2.1 ve Tablo 2.2' de Atmosfer basıncı altında havanın ve suyun sıcaklığa bağlı olarak dinamik viskoziteleri ve diğer fiziksel özelliklerinin değişimi görülmektedir.

### 2.1.2. Çözülme

Sınır tabaka içinde bir miktar enerji daima ısı enerjisine dönüşür. Böylece sınır tabaka içinde yer alan akışkan tanecikleri giderek yavaşlar (Şekil 2.2).



Şekil. 2. 2. Bir boruda çözülme.

Yavaşlama bölgesinde akışkan tanecikleri (+) basınç gradyanına sahiptir. Ancak basınç gradyanı değişince hızın eğriliğinde bir değişme meydana gelecektir ve çözülme oluşacaktır.

İstenmeyen ve büyük enerji kaybına neden olan çözülmeyi engellemek için aşağıdaki yollar izlenebilir.

1. Sınır tabanın hızlandırılması
2. Sınır tabakanın emilmesi
3. Forum vermek
4. Cidarın hareket etmesini sağlamak

### 2.1. 3. Sınır tabaka

Bir sıvı yüzeyi üzerinde bir levhayı çektiğimiz zaman bu levha, hareketin sıvı yüzeyinde  $\omega = 0$  hızı ile hareket eder. Levha altında viskozite nedeni ile bir akış oluşur. Sınır tabaka kalınlığı  $\delta$  olup laminar ve türbülanslı sınır tabaka kalınlığı denklem 2.4 ve denklem 2.5.te tanımlanmıştır.

$$\delta_L = 5.66 \cdot L / (Re)^{1/2} \quad (2.4)$$

$$\delta_t = 0.37 \cdot L / (Re_L)^{0.2} \quad (2.5)$$

### 2.1.4. Akış şekilleri

Akış şekli fiziksel yönden laminar ve türbülanslı olmak üzere ikiye ayrılır. Akış şeklini belirleyen boyutsuz  $Re$  (denklem 2.6) sayısı kullanılır.

$$Re = \rho \cdot d_h \cdot \omega / \mu \quad (2.6)$$

$Re < 2300$  ise akış laminar,

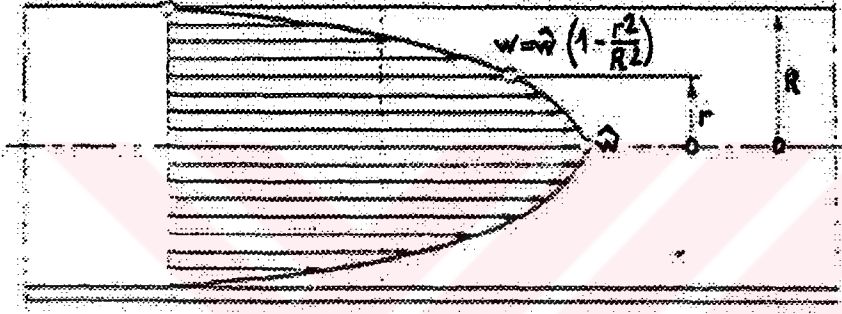
$Re > 2300$  ise akış türbülanslı,

$2000 < Re < 4000$  ise laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş bölgesidir.

### 2.1.4.1. Laminer akış

Akışkan topları arasında herhangi bir etkileşim yoktur. Her tabakada hız dağılımı aynıdır. Bir borudaki hız dağılımı paraboloiddir. Bu dağılım şekil 2.3 te, herhangi bir noktadaki hız ile max. hız arasındaki değişim denklem 2.7 de görülmektedir.

$$W = W_{\max} \cdot (1 - r^2/R^2) \quad (2.7)$$



Şekil 2.3. Laminer akışta bir boruda hız dağılımı.

### 2.1.4.2. Türbülanslı akış

Akışkanın tabakaları arasında devamlı etkileşim söz konusudur. Hız zaman içinde değişkendir. Kesit içinde hız yaklaşık aynı olmasına karşın, cidar üzerinde sıvının cidara tutunmasından dolayı hız farklıdır.

### 2.1.5. Boru pürüzlülüğü

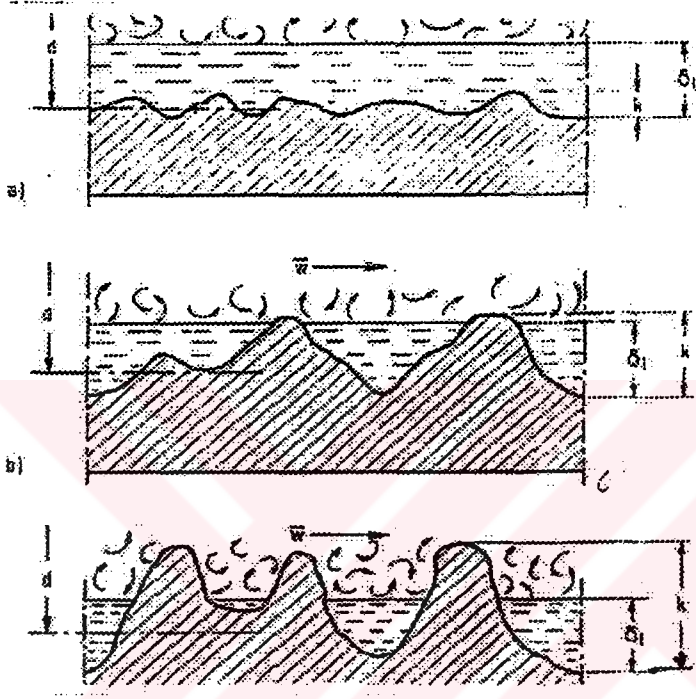
Sistemlerde boru pürüzlülüğü, enerji kayıpları hesaplanırken göz önüne alınması gereken bir faktördür.  $k$  ile gösterilir. Pürüzlülüğün etkisi laminer alt tabaka ( $\delta_L$ ) ya bağlıdır. Şekil 2.4 te laminer alt tabaka ve pürüzlülük durumu görülmektedir.

$$k_s < \delta \text{ ise } f = f(\text{Re})$$

$$k_s \cong \delta \text{ ise } f = f(\text{Re}, k/\delta)$$

$$k_s > \delta \text{ ise } f = f(k/\delta)$$

$$e = k_s / d \text{ (Rölatif pürüzlülük.)}$$



Şekil 2.4. Pürüzlülük ve laminar alt tabaka

## 2.2. Boru Sistemlerinde Basınç Kayıpları

Dairesel kesitli bir boruda kayma gerilmesine, çapa ve  $\Delta L$  ye bağlı basınç kaybı denklem 2.8 de verilmiştir.

$$\Delta P = 4.\Delta L.\tau / d \quad (2.8)$$

Boru içinde meydana gelen basınç kaybı sürtünme tarafından karşılanacaktır. Basınç kayıpları iki şekildedir. Sürekli ve lokal basınç kayıpları.

### 2.2.1. Sürekli basınç kayıpları

Sürekli basınç kayıpları sürtünmelerden dolayı meydana gelen basınç kaybıdır. Bu basınç kaybı denklem 2.9 da tanımlanmıştır.

$$\Delta P = (\rho \cdot \omega^2 / 2) \cdot (L / d_h) \cdot f \quad (2.9)$$

Sürtünme katsayısı  $Re$  sayısına dolayısıyla yoğunluğa ( $\rho$ ), dinamik viskoziteye ( $\mu$ ), hidrolik çapa ( $d_h$ ) ve ortalama hıza ( $\omega$ ) bağlıdır. Reynold sayısı denklem 2.6 da verilmiştir.

$Re < 2300$  ise pürüzlülüğün ( $k_s$ ) basınç kaybına bir etkisi yoktur. Ancak  $Re > 2300$  durumunda sürtünme sayısı  $f$ ,  $Re$  sayısı ve  $k_s$ 'e bağlıdır. Akışkanın sıvı veya gaz oluşu önemli bir etkidir. Ayrıca kayma gerilmesi basınç değişiminin bir fonksiyonudur ( $dp/dx$ ,  $dp/dy$ ,  $dp/dz$ ). Bununla birlikte akışkanın gaz olması durumunda hal değişimi önemli bir etkidir.

Yapılan araştırmalar sonucunda  $\Delta P$  değerinin  $Re$  sayısı ve diğer faktörlere bağlı olarak bir çok formül(denklem 2.10, 2.11, 2.12) ortaya koyulmuştur.

$$Re \leq 2300 \text{ ise } f = 64 / Re \quad (2.10)$$

$$2300 < Re < 10^5 \text{ ve pürüzsüz borularda, } f = 0.3164 / Re^{0.25} \text{ (Blasius)} \quad (2.11)$$

$$(1 / \sqrt{f}) = 2.0 \log (Re \sqrt{f}) - 0.8 \quad (\text{Prandtl 1949}) \quad (2.12)$$

$10^5 < Re < 3.10^6$  ve pürüzlü borularda, Colebreak -White tarafından deneysel sonuçlarla elde edilen Moody diyagramının dayandığı temel formül (denklem 2.13) kullanılır.

$$1/\sqrt{f} = 2 \log ( k_s / 3.7 d + 2.51 / Re\sqrt{f} ) \quad (2.13)$$

Akışkan gaz ise, sistemin içinde bulunduğu hal durumunun basınç kaybına etkisi vardır. Sürtünmeden dolayı akışkanda bir genişleme oluşacaktır. Basıncıta, L boru uzunluğu arttıkça bir düşme meydana gelecektir. Bu arada yoğunluğun değişimi önemli bir parametredir. Hal değişimleri; politropik, İzoterm, adyabatik, izokor ve izobar şeklinde olabilir. Gazlar için genel basınç kaybı denklem 2.14 te verilmiştir.

$$dp = - \rho \cdot (\omega_1^2 / 2) \cdot (P_1 / d) \cdot (T_1 / 2d) \cdot T_1 \cdot (T/P) \cdot dl \quad (2.14)$$

Buradaki ( - ) işareti basıncın azalmasından dolayıdır. Denklem 2.14 düzenlenirse denklem 2.15 elde edilir. İzotermal halde basınç kaybı denklemini 2.16 halini alır.

$$\Delta p = P_1 \sqrt{1 - f \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho_1}{2} \cdot \frac{\omega^2}{P_1} \cdot \frac{2}{T_2}} \quad (2.15)$$

$$\Delta p = P_1 \sqrt{1 - f \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho_1}{2} \cdot \frac{\omega^2}{\rho_1}} \quad (2.16)$$

Adyabatik durumda  $T_2$  sıcaklığı denklem 2.17 yararlanarak hesaplanır.

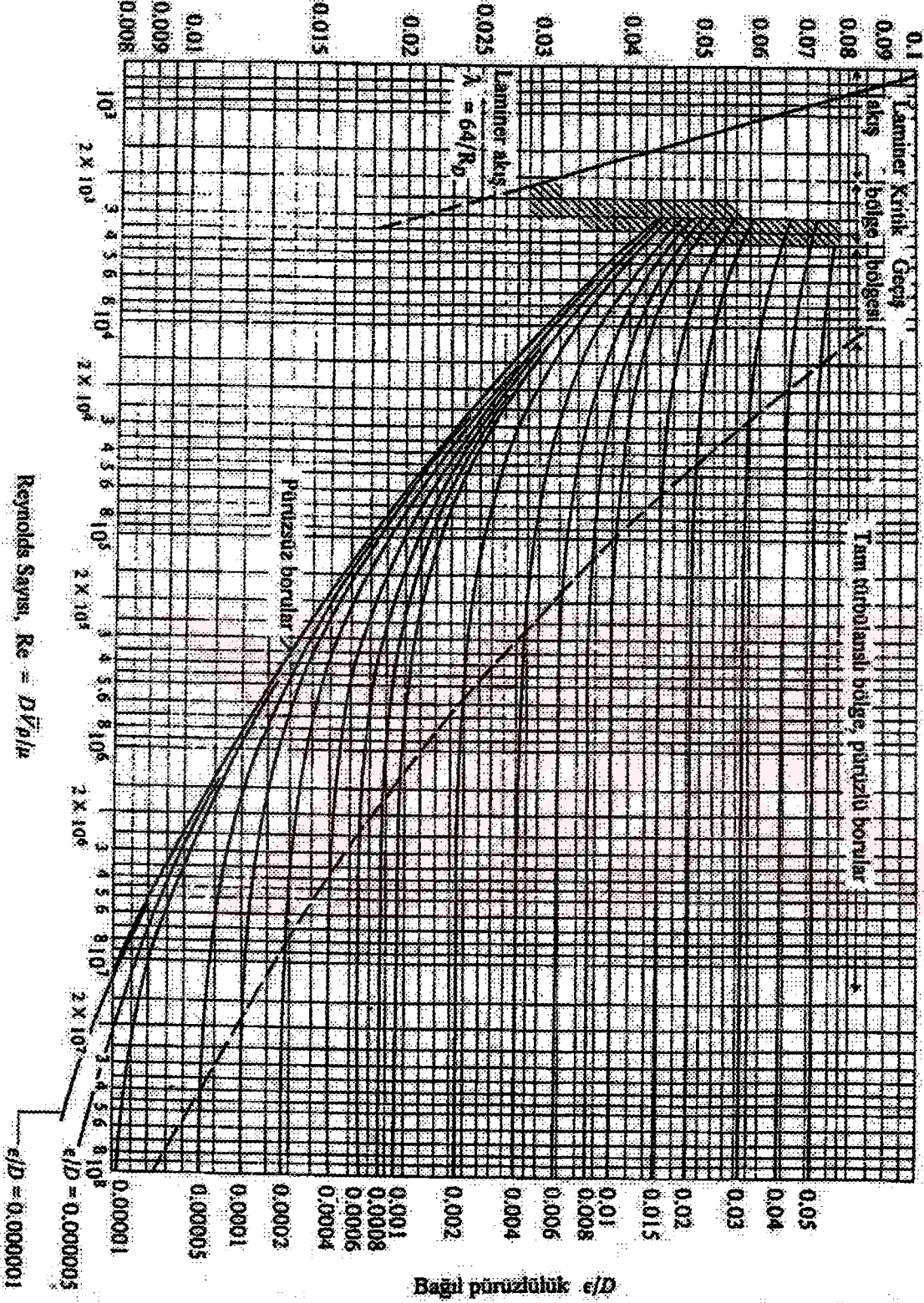
$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.17)$$

Buradaki  $f$  sayısı daha önce hesaplandığı gibi alınacaktır. Şekil 2.5 de sürtünme katsayısının Re sayısı ve pürüzlülüğe bağlı olarak görülmektedir.

# MOODY DİYAGRAMI

Reynolds Sayısı,  $Re = D V \rho / \mu$

$$\text{Yük kaybı katsayısı (sürtünme faktörü)} f = \frac{\Delta p / \rho g}{(D/D)(V^2/2g)}$$



Şekil 2. 5. Sürtünme sayısının Re sayısı ve pürüzlülüğe bağlı olarak değişimi.

## 2.2.2. Lokal basınç kayıpları

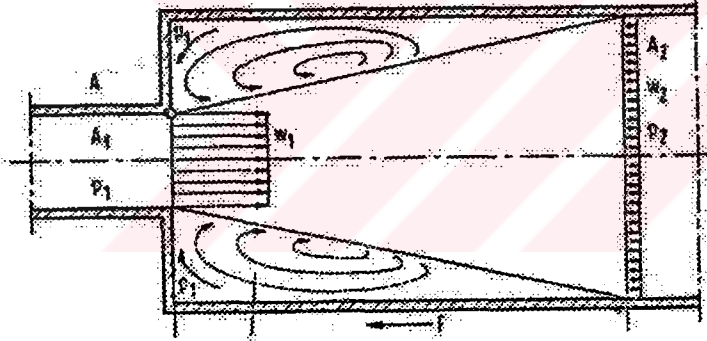
### 2.2.2.1. Ani genişlemeler

Ani genişlemelerde çözümlenme ve ikincil akışlardan dolayı basınç kaybı (denklem 2.18) meydana gelir (Şekil 2.6).

$$\Delta P = \zeta \cdot \rho \cdot v^2 / 2 \quad (2.18)$$

Ortaya çıkan basınç kaybını engellemek için sürekli geçişin sağlanması gerekir. Bunun için lüleler kullanılır.  $\zeta$  basınç kaybı katsayısı denklem 2.19 tanımlanmıştır;

$$\zeta = (1 - d_1^2/d_2^2) \quad (2.19)$$



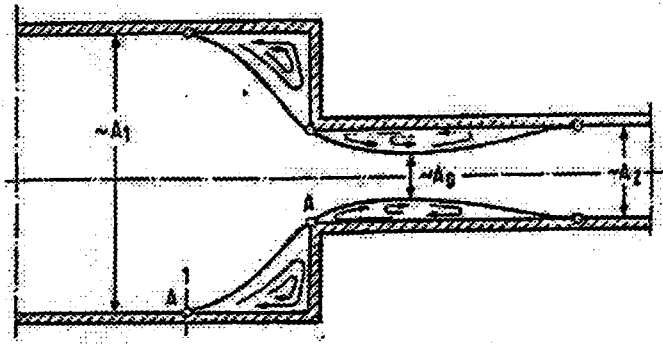
Şekil 2. 6. Ani genişleme durumu

### 2.2.2.2. Ani daralmalar

Yüksek Re sayılarında çözümlenmeler oluşur, buda enerji kaybına neden olur (Şekil 2.7).

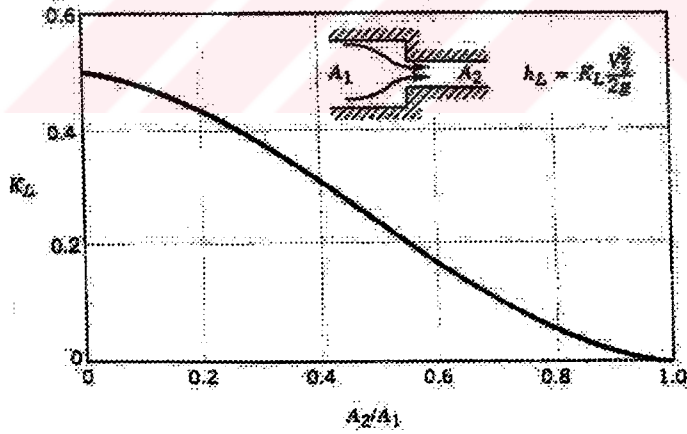
Buradaki basınç kaybı sayısı denklem 2.20 de verilmiştir.

$$\zeta = (1/\eta - 1) \quad \eta = d_0^2/d_2^2 \quad (2.20)$$



Şekil 2.7. Ani daralmada akış dağılımı

$A_2 / A_1$  oranına bağlı olarak basınç kayıp katsayısının değişimi (Şekil 2.8.) görülmektedir.



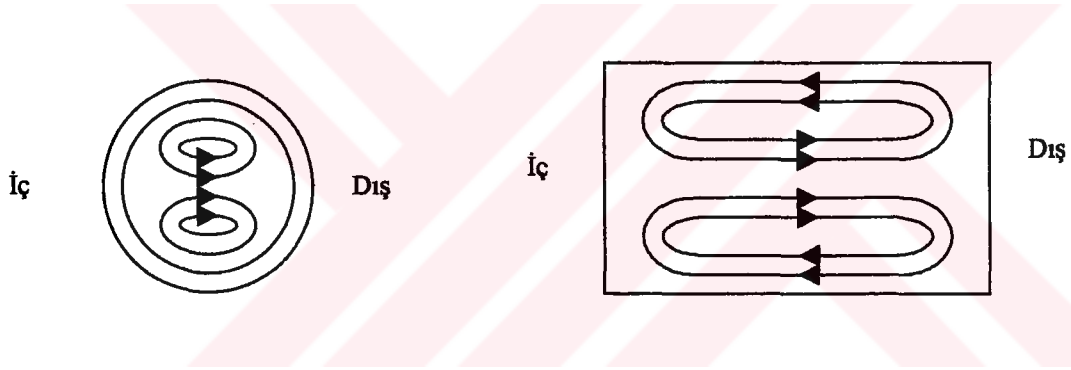
Şekil 2. 8.  $A_2/A_1$  oranına bağlı olarak basınç kayıp katsayısının değişimi.

Bir haznedan boruya geçişte bileşim geometrisi önemlidir. Çözülme ve ikincil akışlardan dolayı basınç kaybı oluşur.

### 2.2.2.3. Dirsekler ve yön değiştirmeler

Bir borunun yön değiştirmesinden dolayı büyük basınç düşüşü gerçekleşir. Bu basınç düşümü (kayıbı) sürtünme, çözüme ve ikincil akışlardan dolayıdır. Eğrisel yörünge üzerinde merkezkaç kuvvetler etki eder ve bu kuvvetler basınç artışı ile karşılanır . Burada basınç artışı dirseğin geometrisine bağlı olarak değiştiğinden, dirseğin geometrisi çok önemlidir. Sanayide genellikle dikdörtgen ve dairesel kesitli kanallar kullanılmaktadır.

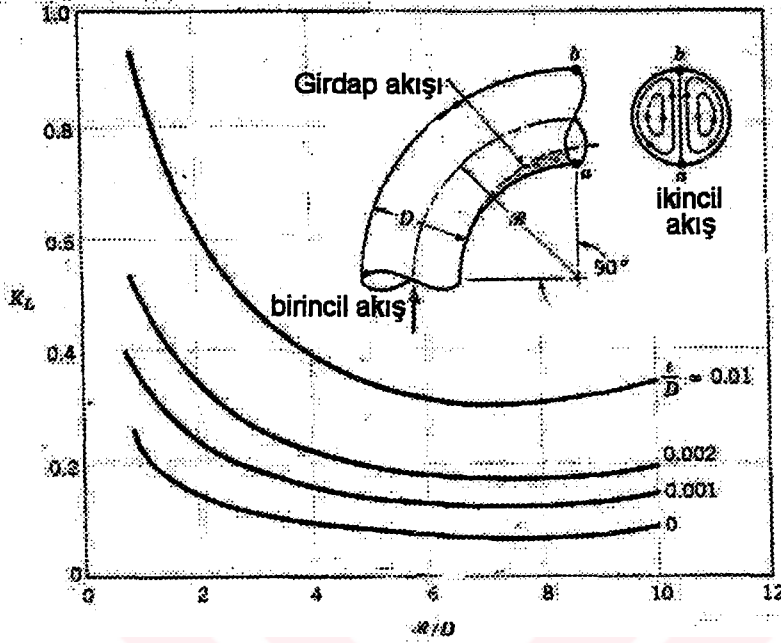
Dirseklerde meydana gelen girdapları önlemek için kanatçıklar takılır. Kanatçıklar takılırken kovitasyona sebep olmayacak şekilde dizayn edilmelidir.



Şekil 2.9. Dairesel ve dikdörtgen kesitli dirsekte girdap hareketleri.

Dairesel ve düzgün kesitli dirseklerde basınç kayıp sayısı, denklem 2.21 de tanımlanmıştır.

$$\zeta = [ 0.13 + 0.18 (r/R)^{7/2} ]. \alpha/90 \quad (2.21)$$



**Şekil 2.10.** 90° lik bir dirsekte pürüzlülük ve R/D ye bağlı olarak meydana gelen basınç kayıp katsayımının değişimi

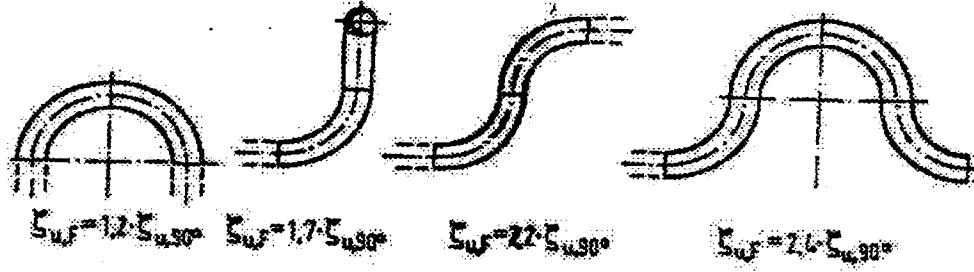
Yön değiştirmelerde basınç kaybı denklem 2. 22 de görülmektedir.

$$\Delta p = (\zeta_y + \zeta_x) \cdot (1/2) \cdot \rho \cdot \omega^2 \quad (2. 22)$$

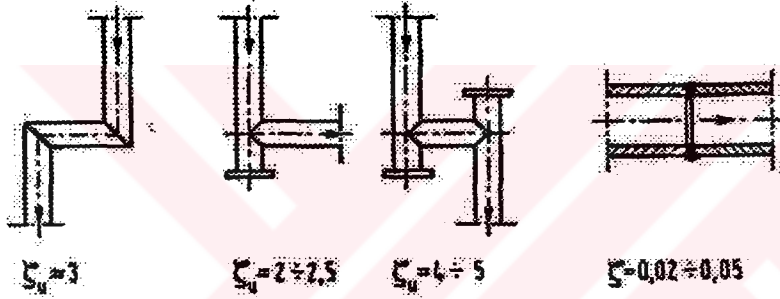
Yön değiştirmelerde basınç kaybı düz borularla aynı uzunluktaki dirseğin basınç kayıplarının tam dirseğin basınç kaybı kadardır. Basınç kayıplarının tam olarak hesaplanabilmesi için hem pürüzlülüğün hem de Re sayısını göz önüne alınması gerekir.

L/D= 0 Sınır durumlarında aşağıda değişik şekillerde bağlantılar görülmektedir.

(Şekil 2.11)



Şekil 2. 11. Değişik bağlantıların direnç sayıları



Şekil 2. 12. Kaynaklı bağlantılarda direnç sayıları

#### 2.2.2.4. Ayrılma ve birleşmeler

Ayrılma ve birleşmelerde meydana gelen basınç kayıpları kütleli debi oranlarına, ayrılma açısına, birleşmelerde birleşme açısına, kesit alanlarının oranlarına ve pürüzlüğe bağlıdır. Burada geometri önemlidir. Sıkışma basıncının etkisi göz önüne alınır.

Ek-A Tablo 2.5' te 45°, 60°, 90° lik açılarda birleşmelerde oluşan direnç katsayıları gösterilmiştir.

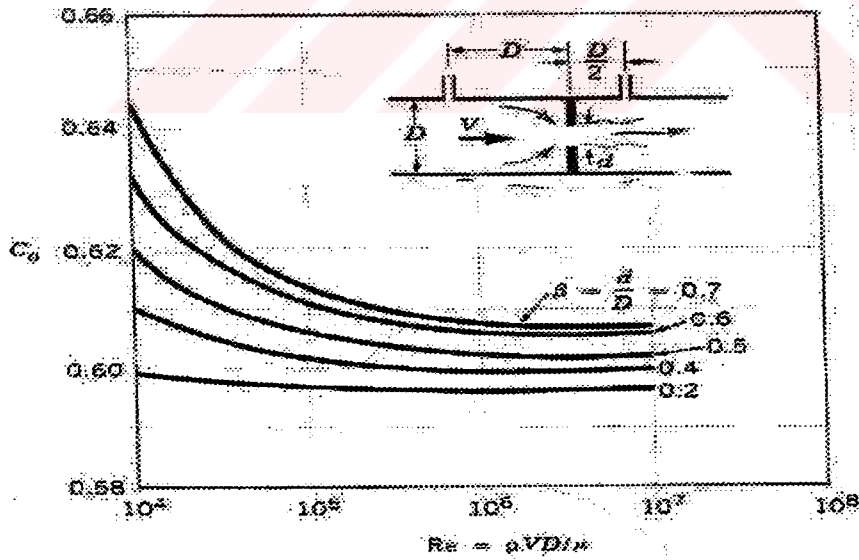
### 2.2.2.5. Daralma ve genişlemenin bir arada olduğu elemanlar

Pratikte daralma ve genişlemenin bir arada olduğu elemanlar çoktur. Bu elemanlarda lüle, diyafram , ventürimetreler örnek olarak verilebilir. Debi, hız basınç değişimini bu tür elemanlarda ölçmek mümkündür. Burada oluşan direncin toplam basıncın hesabında önemli bir etkisi vardır. Şekil 2.13. de tipik bir orifis görülmektedir. Burada debi (denklem 2.23), ideal debi ile debi katsayısının çarpımına eşittir.

$$Q = Q_{ideal} \cdot C_o \quad (2.23)$$

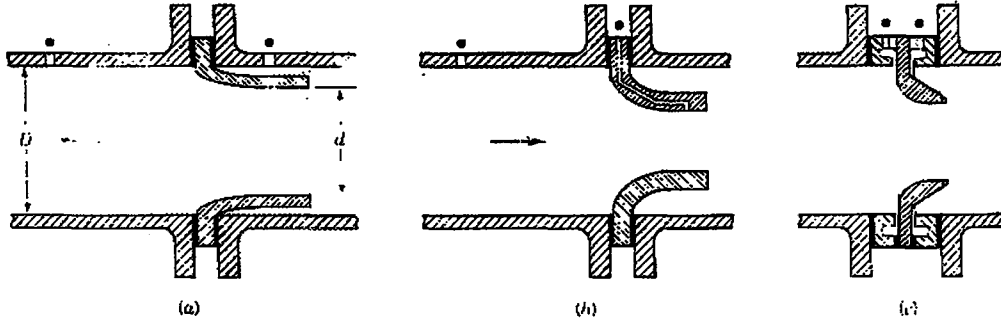
Yandaki şekilde bir orifiste debi katsayısının değişimi görülmektedir. Grafikten de anlaşılacağı gibi debi katsayısı yüksek Re sayılarında sabit bir değere ulaşmaktadır. Burada oluşacak direnç özellikle  $\beta$  ya bağlıdır.

$\zeta$  değerleri  $m = (d/D)^2$  şeklinde ifade edilen açılış oranına bağlıdır.  $Z = f(m)$



Şekil 2.13. Bir orifiste debi katsayısının Re ve  $\beta$  ( $\beta = d/D$ ) ya bağlı olarak değişimi.

Lülelerde de  $\zeta$  direnç sayısı açılış oranıyla belirlenir.



**Şekil 2.14 . Değişik şekillerde imal edilmiş lüleler**

$$Q = Q_{ideal} C_n \quad (2.24)$$

Aşağıda,  $C_n$  sayısını  $Re$  ve  $\beta$  sayısına bağlı olarak değişimi görülmektedir.

Orifis, lüle ve diyaframlarda oluşan direnç açılış oranına bağlıdır. Boru sistemi içinde başka parçalar bu parçaların etkisi göz önüne alınır.

Diyafram lülelerde basınç kaybı sayısı (denklem 2.25, 2.26, 2.27) alanların oranına bağlıdır.

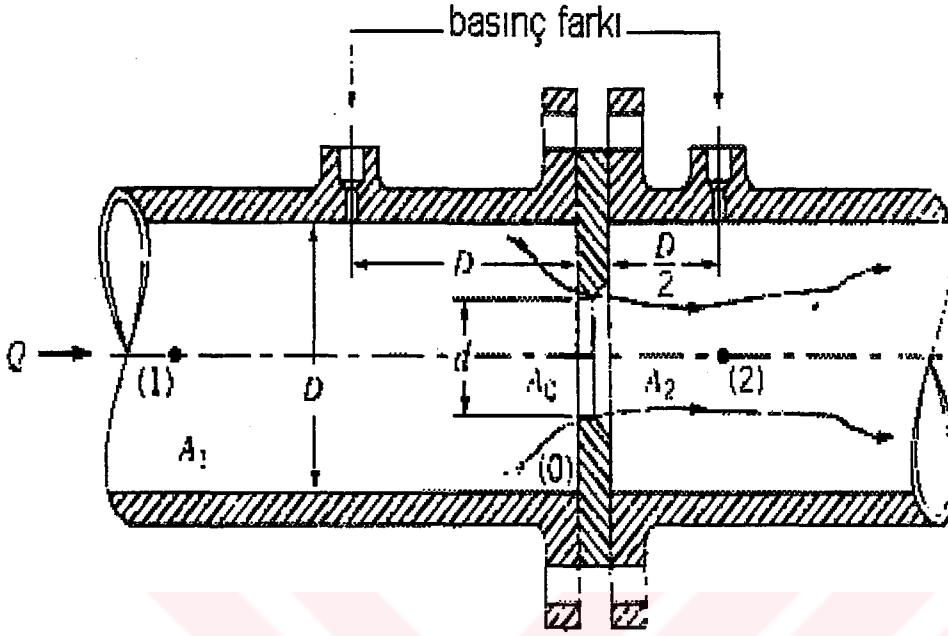
$$\zeta = f(m) \quad (2.25)$$

$$\zeta = f(A_{serbest} / A_{toplam}) \quad (2.26)$$

$$\zeta = f(d/D)^2 \quad (2.27)$$

### 2.3.2.5. Daralma ve genişlemenin bir arada olduğu sistemler

Lüle, diyafram, ventürimetre gibi sistemlerde açılış oranı önemlidir. Açılış oranı “m” ile gösterilir.



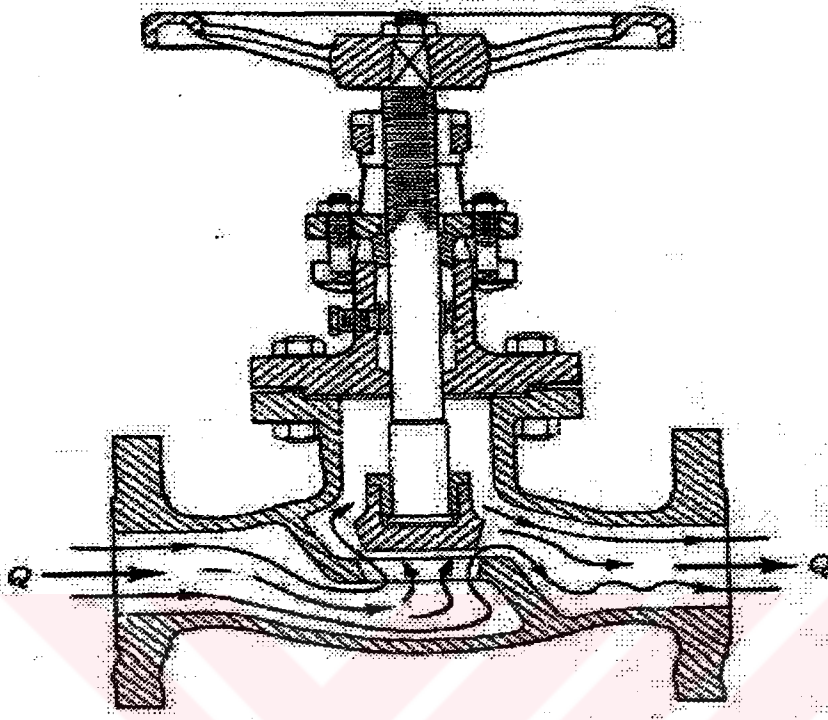
**Şekil 2.15.** Bir Orifis'te akış dağılımı

Eleklerde basınç kayıp sayısı (denklem 2.28 ) projeksiyon alanın fonksiyonudur.

$$\zeta = f(A_s / A_f) \quad (2.28)$$

### 2.3.2.6. Armatürler valfler ve filtreler

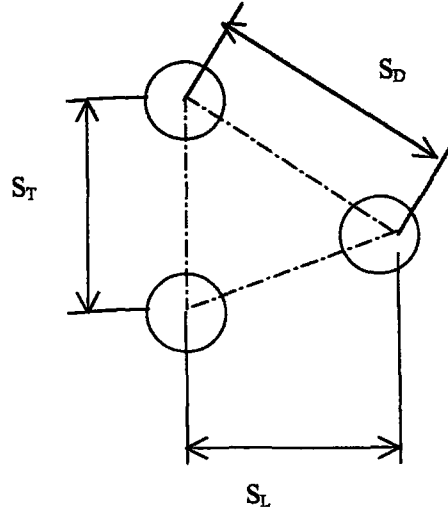
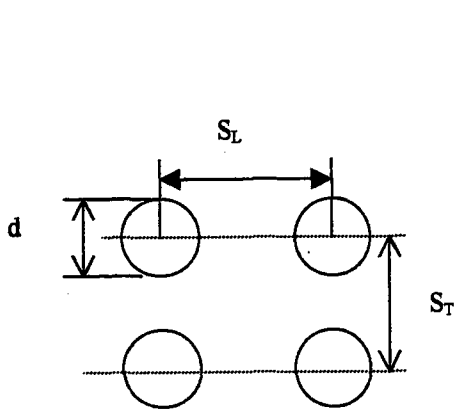
Bu bağlantı elemanlarında geometri ve kısma oranı çok önemlidir. Filtrelerde bu faktörler yanında zaman bağılı olarak kirlenme olacağına basınç kaybı zamanın bir fonksiyonudur.



**Şekil 2.16 . Bir armatürde akış şekli**

#### **2.4. Boru Demetleri**

Isı değiştirgeçleri vb. sistemlerin çoğunda boru demetleri önemli yere sahiptir. Kondenserler, evaporatörlerin dizaynı yapılırken kullanılan boru demetleri ve buradaki enerji kayıplarının bilinmesini gerektirir. Bu basınç kaybı; boru demetlerinin yerleştirme düzenine,  $Re$  sayısına, boru demetinin boru sayısına , projeksiyon alanına bağlıdır. Boru demetleri genellikle çapraz ve düzgün sıralı düzeniyle dizayn edilir.



Düzgün sıralı bir boru demetinde max. hız (denklem 2.29 ) kütle korunumundan yararlanılarak bulunur.

$$\omega_{\max} = \omega_{\infty} \cdot S_T / (S_T - d) \quad (2.29)$$

Çapraz sıralı bir boru demetinde ise max hız ise denklem 2.30 da verilmiştir. Re sayısı max. hıza bağlı olarak denklem 2.31 de olduğu gibi hesaplanır.

$$\omega_{\max} = \omega_{\infty} \cdot S_T / 2 \left( (S_T/2)^2 + S_L^2 \right)^{1/2} - d \quad (2.30)$$

$$Re = \omega_{\max} \cdot d / \gamma \quad (2.31)$$

Boru demetinde basınç kaybı denklem 2. 32 den hesaplanır.

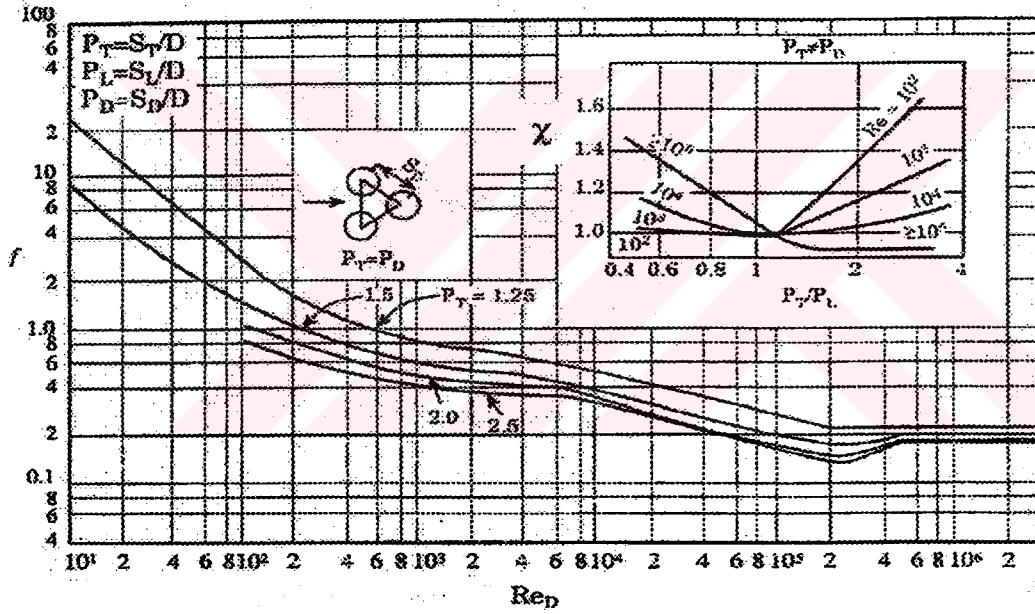
$$\Delta p = N_L \cdot \chi \cdot [\omega_{\max}^2 \cdot \rho / 2] \cdot f \quad (2.32)$$

Düzeltilme faktörü  $\chi$  ve sürtünme sayısı  $f'$  in Re sayısına göre değişimi şekil 2. 17 ve şekil 2.18 verilmiştir. Şekillerde yer alan  $P_T$ ,  $P_L$ ,  $P_D$  boyutsuz parametreleri  $P_T = S_T / d$ ,  $P_L = S_L / d$ ,  $P_D = S_D / d$  olarak tanımlanmıştır.

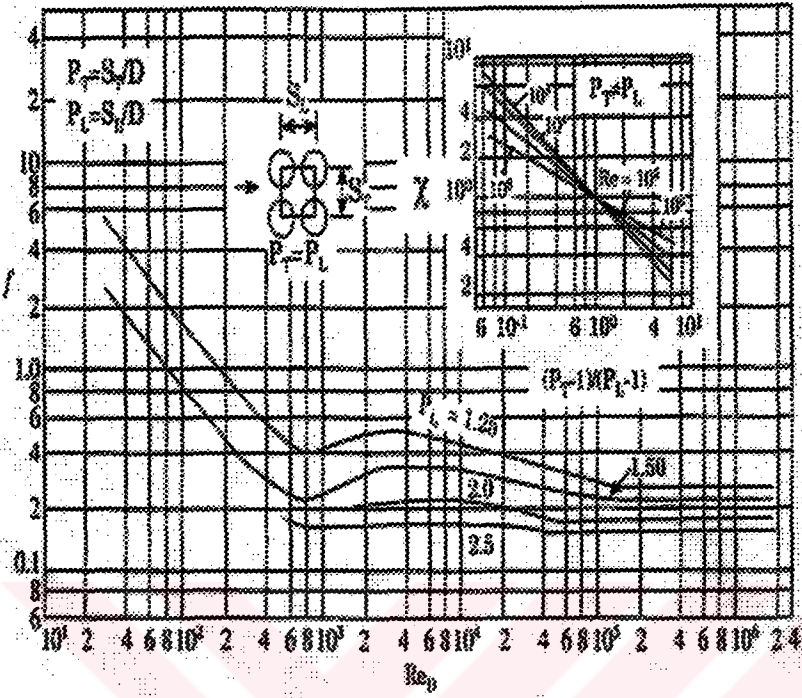
Sürtünme sayısı, düzeltme faktörü  $\chi$  ve Re sayısına göre değişimi şekil 2. 17 ve şekil 2. 18 de gösterilmiştir.

Endüstride kullanılan ısı değiştirgeçlerinin çoğu içerisinden ve üzerinden farklı sıcaklıklarda değişik iki akışkanın aktığı boru demetlerinden oluşur. Bu ısı değiştirgeçlerinin tasarımında birim zamanda boru demetinden ( veya boru demetinde) transfer edilen ısıнын (ısı akımı) ve basınç düşümünün hesaplanması gerekir.

Bir boru demetinde borular genellikle düzgün – sıralı veya çapraz – sıralı düzenlenir.



Şekil 2.17 . Çapraz sıralı boru demetinde  $f$  ve  $\chi$   $Re_D$  ile değişimi.



Şekil 2.18 . Düzgün sıralı boru demetinde  $f$  ve  $\chi$   $Re_D$  ile değişimi[10]

## **BÖLÜM 3. İKİ FAZLI AKIŞLAR**

İklimlendirme , soğutma , ısıtma , nükleer reaktörler vs. gibi yerlerde iki fazlı akışlarla çok yaygın bir biçimde karşılaşmak mümkündür. Böylesine çok geniş ve önemli bir kullanım alanına sahip iki fazlı akışların içinde meydana gelen enerji akışını, olup biten tüm durumları incelemek ve irdelemek çok uzun bir süreci gerektirir. Burada iki fazlı akışlarla ilgili temel kavramların bir bölümü ile oluşan basınç kayıpları üzerinde durulacaktır.

Tabiatta katı, sıvı, gazlar bir arada bulunabildikleri gibi sıvı – gaz, sıvı- katı, katı- gaz şeklinde bir arada olabilirler.

Kimyasal yönden aynı veya farklı iki maddenin (tek veya çift bileşenli) akış esnasında yukarıda belirtildiği gibi sıvı – gaz, sıvı – katı, gaz – katı şeklindeki durumuna iki fazlı akış denir. Akış tek bileşenli ise tek bileşenli iki fazlı akış, akış çift bileşenli ise çift bileşenli çift fazlı akış denir.

İki fazlı, akış buharlaşmanın doğal ve zorlanmış taşınımı ile çeşitli akış ve ısı rejimleri ile karakterize edilir. İki fazlı akışlarla ilgili şimdiye kadar yapılan tüm çalışmalar (deneyler) sonucunda çok farklı ampirik formüller elde edilmiştir.

### **3.1. İki Fazlı Akışlarda Kaynama ve Yoğuşma**

#### **3.1.1. Kaynama**

Bir akışkan temasta bulunduğu katı yüzeyle arasındaki ısı transferi sonucu buharlaşır. Akışkanın sıvıdan gaz fazına geçebilmesi için temasta bulunduğu katı yüzeyin

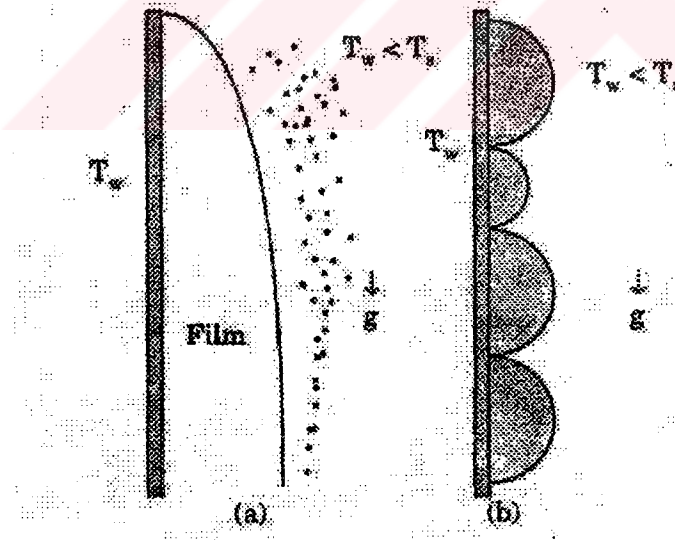
sıcaklığının akışkanın doyma sıcaklığında yüksek olması gerekir. Kaynama, havuz kaynama ve zorlanmış taşınım ile kaynama olmak üzere ikiye ayrılır.

Kaynamanın ne şekilde gerçekleştiği, basınç kaybı açısından önemlidir.

### 3.1.2. Yoğuşma

Doymuş buhar halinde bulunan akışkan sıcaklığının, doyma sıcaklığının düşürülmesi sonucunda yoğuşma oluşur. Bu genellikle akışkanın yüzeye temas ettirilmesi ile gerçekleşir. Yoğuşma iki şekildedir.

1. Film halinde yoğuşma; Yoğuşan film tabakası bütün yüzeyi kaplayarak ıslak yüzey elde edilir.
2. Çok düzgün yüzeylerde veya cidara yağ sürülerek oluşan damlacıklı yoğuşma; Yoğuşma şekli ve mesafesinin basınç kayıplarına etkisi büyüktür.



Şekil 3 .1. Film ve damlacıklı yoğuşma.

## 3.2. İki Fazlı Akıslarda Basınç Kayıpları

Soğutma sistemlerinde evaporatör ve kondenserde kullanılan akışkanın sıvı fazdan gaz faza veya gaz fazdan sıvı faza geçişi esnasında bir anda çift fazla (sıvı – gaz ,gaz- sıvı) karşılaşırız. Bu esnasında oluşan basınç kaybı fazdan faza geçiş hızına dolayısıyla durum değişimine, kullanılan soğutucu akışkana, kütle akısına, akışkanın yüzeysel gerilmesine, gaz – sıvı oranına ve akış şekline bağlıdır.

Basınç kaybına etkiyen faktörleri şu şekilde de tanımlamak mümkündür. Basınç kaybı ; dinamik kütle kuruluk oranına (q), statik kütle kuruluk oranına (x), hacimsel kuruluk oranına ( $\beta$ ), boşluk oranına, slip kayma faktörüne (s), kütleli akıya bağlıdır.

### 3.2.1. Akış şekilleri

1. Separated Akışı : Fazlar birbirinden tek ve sürekli bir ara yüzeyle akar, tabakalar içindeki dağılım laminar akışa benzemektedir.

Karışık akış; Laminerden türbilansa geçişte olduğu gibidir.

2. Disperated Akış: Fazlar birbirleri üzerinde homojene yakın dağılım gösterirler.

3. Geçiş Akış : Seperateden disperated'e akış geçiş dönemidir. Her iki akışta denge belli özellikler almıştır.

Adyabatik akışta ısı transferi yoktur. Ancak basınç değişimi ile faz değişimi gerçekleştirilebilir.

Adyabatik olmayan akışta ise sistem ile çevresi arasında ısı transferi söz konusudur. Şayet ısı transferi sisteme doğru ise, o zaman gaz fazı artacak, sistemden ısı çekilirse sıvı fazı artacaktır. Burada toplam debi sabit kalacak, biri diğerine dönüşecektir.

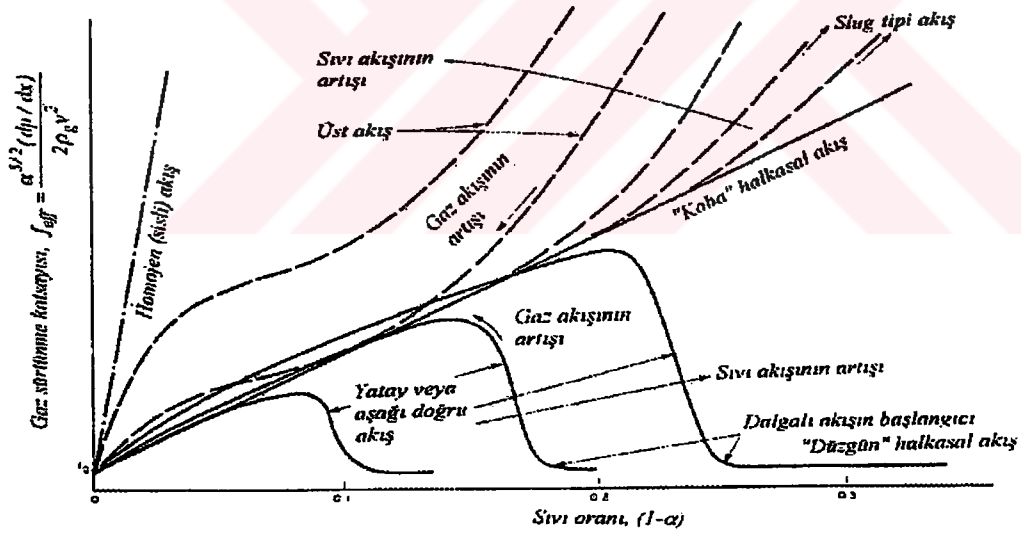
Homojen akışta kanal boyunca aynı dağılım vardır. Sistem karışımının ortalama özellikleri tek faz düşünülerek alınır. Her iki fazın hızı aynıdır. Rölatif hareket yoktur.

Slip (kayma); Fazlardan biri diğesinde göre hareket ediyorsa buna slip, yani kayma denir. Fazların hızları farklıdır. Kanal boyu kanal kesitindeki ortalama değerlere göre hesap yapılır.

Borular içinde iki fazlı akıştaki toplam basınç kaybı sürtünme, ivmelenme ve yer çekiminden meydana gelir. Yerçekimi ve ivmelenme bileşenlerini hesaplayabilmek için gaz akış alanının toplam akış alanına oranı bilinmelidir. Sürtünme katsayısının (denklemler 3.1) hesabıyla birlikte toplam basınç düşümü hesaplanır.

Şekil 3.2 de değişik akış karakterlerinde etkin gaz sürtünme katsayısının boşluk oranına göre değişimi görülmektedir.

### İki Fazlı Akış



Şekil 3.2. Çeşitli iki fazlı akış rejimlerinde , etkin gaz sürtünme katsayısının değişimleri.

$$f_{eff} = \frac{\alpha^{5/2} \pi^2 \cdot d^5}{32 \rho_g \cdot Q_g^2} \cdot dp / ds \quad (3.1)$$

Pürüzsüz bir boruda akan gazın sürtünme katsayısı  $f_g$  şeklinde tanımlanmıştır. Walls'in analizi gaz ve sıvı ara kesitindeki sürtünmeye dayanmaktadır. Bir kanaldaki dalgah film akışının  $(\epsilon/d)$  izafi pürüzlülüğü film kalınlığının yaklaşık 4 katıdır. Bu durumda düşey bir akışta basınç düşümü denklem 3.2 de görülmektedir.

$$(-dp/ds + \rho_g \cdot g) = 0.01 \cdot (\rho_g/d^5) \cdot (4Q_g/\pi)^2 (1 + 75 \cdot (1 - \alpha)) / \alpha^{5/2} \quad (3.2)$$

Bu ifade Martinelli tipi analiz ile uyum içindedir.  $\phi_g$  ve buna bağlı olarak iki fazlı akışta sürtünme sayısı denklem 3.3 ve denklem 3.4 te tanımlanmıştır.

$$\phi_g = (1 + 75 \cdot (1 - \alpha)) / \alpha^{5/2} \quad (3.3)$$

$$f_{\text{iki fazlı}} = \phi_g^2 \cdot f_g \quad (3.4)$$

Burada  $f_g$  sürtünme katsayısı sadece gaz akışının olduğu türbülanslı durumda 0,02 değerine ulaşır. Sürtünme katsayısının değişimleri gazın sıkıştırılabilirlik özelliği ve gibi şartlarına göre belirlenebilir

Yatay borudan iki fazlı akışta basınç gradyanı ,sürtünme ve momentum bileşenlerinin toplamıdır.

Burada  $f_0$  (denklem 3.5) iki fazlı akıştaki Reynold sayısına göre değerlendirilmiş tek fazlı sürtünme katsayısıdır.  $\alpha(\lambda)$ ,  $\beta$ ,  $\rho_{ns}$ ,  $\mu_{ns}$ ,  $\lambda$  denklem 3.6, 3.7, 3.8, 3.9, 3.10 dan hesaplanır.

$$f_0 = 0.014 + 0.125 \left( \frac{4m_t \beta}{Pd \mu_{ns}} \right)^{-0.32} \quad (3.5)$$

$$\alpha(\lambda) = 1 - (\ln \lambda) / ((1.281 + 0.47 \ln \lambda + 0.444(\ln \lambda)^2 + 0.096(\ln \lambda)^3)) \quad (3.6)$$

$$\beta = (\rho_l / \rho_{ns}) \cdot (\lambda^2 / (1 - \psi)) + (\rho_l / \rho_{ns}) \cdot (1 - \psi)^2 \quad (3.7)$$

$$\rho_{ns} = (\rho_l + \rho_v (1 - \lambda)) \quad (3.8)$$

$$\mu_{ns} = (\mu_l + \mu_v (1 - \lambda)) \quad (3.9)$$

$$\lambda = 1 / (1 + x) \cdot \rho_v / (1 - x) \cdot \rho_g \quad (3.10)$$

Buradaki bağıntılar adyabatik iki fazlı akışlar için verildiğinden Luck ve Bergles (1980), Silver ve Walls 'in (1945) öngördüğü değişiklikler yapılmıştır. Bu denklemler yeniden düzenlenmiş ve  $f_0$  yerine  $f_{co}$  (denklem 3.11) katsayısı tanımlanmıştır. Denklem 3.11 de kullanılan  $\xi$  denklem 3.12 de verilmiştir.

$$(f_{co} / f_0) = \exp(\varepsilon / 2f_0) - (\xi / f_0) \quad (3.11)$$

$$\xi = (d\xi / 2x) \cdot (dv / dz) \quad (3.12)$$

Lockhart - Martinelli korelasyon bağıntısında  $x$  (denklem 3.13) parametresi basınç değişimine bağlıdır.

$$x = \{ (dp / dz)_L + (dp / dz)_g \}^{0.05} \quad (3.13)$$

$dp/dz$  ; Boruda sadece sıvı akması durumunda,  $(dp / dz)_g$  ; Boru içinde gaz olması halindeki basınç gradyanları ayrı ayrı göstermektedir.

Sıvı veya buharın tek fazlı durumların sürtünmeden olan basınç gradyanları her biri akışın türbülanslı veya laminar olmasına bağlıdır. Türbülanslı yoğuşma halindeki akışta  $x$  yerine,  $x_{tt}$  (denklem 3.14) kullanılır.

$$x_{tt} = ((1 - x) / x)^{0.9} \cdot (\mu_2 / \mu_v)^{0.1} \cdot (\rho_v / \rho_L)^{0.5} \quad (3.14)$$

Lockhart ve Martinelli tarafından  $\Phi_v$  (denklemler 3.15) 1949'da tanımlanmıştır. Basınç kaybı için yoğunlaşma halinde basınç gradyanı (denklem 3.16) bilinmelidir.

$$\Phi_v = [ (dp/dz)_{f+} + (dp/dz)_g ]^{0.5} \quad (3.15)$$

$$(dp/dz)_g = 2f_o (x \cdot G)^2 / (\rho_v) \cdot d_i \quad (3.16)$$

$f_o$ , adyabatik iki fazlı akıştaki sürtünme katsayısı denklemler 3.17'den yararlanarak hesaplanır.

$$f_o = 0.045 / [ (G \cdot d_i) / \mu_v ]^{0.2} \quad (3.17)$$

Soliman ve Ark tarafından (1968) de  $\Phi_v$  ve  $x_{tt}$  arasındaki ilişki denklemler 3.18'de verilmiştir.

$$\Phi_v = 1 + 2.85 \cdot x_{tt}^{0.52} \quad (3.18)$$

Dukler, sürtünmeden olan basınç gradyanını (denklemler 3.20) formüle etmiştir.

$$(dp/dz) = 2G^2 f_o \cdot \alpha(\lambda) \beta / (d_i \cdot \rho_{ms}) \quad (3.20)$$

## **BÖLÜM 4. SOĞUTMADA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR ve ÖZELLİKLERİ**

Kullanılan soğutucu akışkanların özelliklerinin, çevreye olan etkilerinin yanında, basınç kayıplarının da önemli etkileri vardır. Bundan dolayı çevreye olan zararlı etkilerinden ozon tahribatından dolayı bir sürü soğutucu akışkan yerine yeni çevreye zararsız performansı yüksek yapay soğutucu akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır.

Ozon tahribatı ve çevreye olan etkileri yüzünden Montreal Protokolü ile üretim ve kullanımları denetim altına alınan soğutucu akışkanlar, kloroflorokarbonlar (CFC), karbondioksit, halonlar, metilkloroform, hidrobromoflorokarbonlar (HBFC), metilbromür ve hidrokloroflorokarbonlardır. Bunlardan sadece soğutma ve klima sektöründe kullanılan CFC'ler ve HCFC'ler ve halonların bir kısmı daha büyük önem kazanmaktadır.

### **4.1. Alternatif Soğutucu Akışkanlar**

1987 yılında imzalanan Montreal Protokolü ile soğutucu akışkanlar için yeni bir dönem başlamıştır. Soğutucu olarak kullanılan akışkanların çevreye olan etkileri bilimsel çalışmalarla ortaya çıktıkça kullanım şekillerindeki değişiklikler ve bunların yerine kullanılacak olan alternatifleri ek-B Tablo 4.1'de verilmiştir. Ozon tahribatı en yüksek olan CFC içeren soğutucu akışkanlara alternatif olarak öngörülen ve uygulanan veya uygulanacak olan alternatifler arasında HCFC'ler, HFC'ler, amonyak ve hidrokarbonlar yer almaktadır. HCFC'ler ve HFC'ler tek başlarına kullanıldığı gibi farklı özellikte karışımlar elde edilerek de kullanılmaktadır.

## 4.2. Soğutucu Olarak Kullanılan Maddeler

Soğutma amacıyla su, karbondioksit, amonyak gibi doğal soğutucu akışkanların yanı sıra yapay soğutucu akışkanlar yer almıştır.

Ek-B Tablo 4.3'te saf olarak kullanılan başlıca soğutucu akışkanların kimyasal tanımları ve kimyasal formülleri verilmiştir. Bu tabloda geleneksel soğutucu akışkanlar ve yerlerine kullanılması önerilen alternatifler bir arada gösterilmiştir. Tablo 4.4'te ise yine geleneksel olarak kullanılan ve alternatif olarak önerilen karışım halindeki soğutucu akışkanlar yer almaktadır.

### 4.2.1. R 22

R 22 ( $\text{CHF}_2\text{Cl}$ ), hemen hemen tüm soğutma alanlarında kullanma imkanı bulabilmektedir. Düşük ozon tüketme katsayısına (0,055) sahiptir.

### 4.2.2. R 123

R 123 ( $\text{C}_2\text{HF}_3\text{Cl}_2$ ), santrifüj soğutucu ünitelerde kullanılan ve R 11'e en uygun olan alternatif soğutucu akışkandır. R 11'e göre metalik olmayan malzemeleri etkileme gücü daha fazladır. Dolayısıyla R 123'e geçişte tüm kauçuk esaslı malzemeler değiştirilmelidir. R 11'e göre daha düşük enerji verimine sahiptir.

### 4.2.3. R 134a

R 134a ( $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$ ), termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R 12'ye en yakın soğutucu akışkandır. Halen ozon tüketme katsayısı sıfır olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu akışkandır. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun alternatiftir. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP değeri R 12 ile yaklaşık aynı olmaktadır. Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerektirmektedir.

#### 4.2.4. R 143a

R 143a ( $\text{CF}_3\text{CH}_3$ ), R 502 ve R 22 için uzun dönem alternatifi olarak kabul edilmiştir. Amonyak kullanımının uygun olmadığı düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır.

#### 4.2.5. R 125

R 125 ( $\text{CF}_3\text{CHF}_2$ ), R 502 ve R 22 için uzun dönem alternatifi olarak kabul edilmiştir. R 143 gibi amonyak kullanımının uygun olmadığı düşük sıcaklıklar için düşünülmüştür.

#### 4.2.6. R 152a

R 152a ( $\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$ ), ısı pompalarında R 12 ve R 500 için alternatif olarak kabul edilmiştir. R 12 ve R 134a'dan daha iyi COP'a sahiptir.

#### 4.2.7. R 404A

R 125, R 134a ve R 143a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %44/4/52 oranında) ve R 502 için alternatif olarak kabul edilen zeotropik karışımdır.

#### 4.2.8. R 407A / R 407B / R 407C

R 407A / R 407B / R 407C, R 32, R 125 ve R 134a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %20/40/40, %10/70/20 ve %23/25/52 oranlarında) ve R 502 için alternatif olarak kabul edilen azeotropik karışımlardır.

#### 4.2.9. R 410A

R 32 ve R 125'den oluşan (ağırlıkça %50/50 oranında) ve R 22 için alternatif olarak kabul edilen yakın azeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R 22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R 22-R 410A

dönüşümünde sistemin yeniden dizayn edilmesi gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı taktirde sistem verimi R 22'ye göre %5 daha iyi olmaktadır.

#### 4.2.10. R 507

R 507, R 125 ve R 134a'dan oluşan (ağırlıkça %50/50 oranında) R 502 için kabul edilen bir alternatiftir.

### 4.3. Doğal Soğutucular

Düşük kaynama sıcaklığına sahip helyum, hava, nitrojen ve metan yaygın olarak düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır. Klasik soğutma sistemlerinde  $-40^{\circ}\text{C}$  ile  $+40^{\circ}\text{C}$  arasındaki buharlama sıcaklıklarında kullanılabilen üç soğutucu akışkan mevcuttur. Amonyak, hidrokarbonlar (örneğin propan ve karışımları) ve sonuncu olarak da karbondioksittir.

#### 4.3.1. Amonyak ( $\text{NH}_3$ )

Termodinamik özellikleri yönünden oldukça önemli bir soğutucudur. Birçok ülkede, daha küçük tesislerde ve hermetik kompresörlerde kullanımları için çalışmalar sürdürülmektedir. En yaygın kullanım alanı orta ve büyük kapasitedeki soğutucu üniteler, dondurucular ve soğuk hava tesisleridir.  $-30^{\circ}\text{C}$ ,  $+40^{\circ}\text{C}$  (buharlaşma ve yoğuşma) sıcaklıklarında performansı R 12 ve R 22'ye göre % 3-4, R 134a'ya göre ise % 7 kat daha iyidir. Düşük buharlaşma sıcaklıklarında çift kademeli kompresör gerekmektedir. Böyle durumlarda verim % 30-35, ilk yatırım maliyeti ise % 15-20 artmaktadır. Motor sarımlarına zarar vereceğinden açık kompresörlerde kullanılmaları uygundur. Soğutucu akışkan dönüşümlerinde sadece çelik ve alüminyum parçalardan oluşan tesislerde kullanılabilir. Mineral yağlarla kullanımı uygun değildir. Düşük mol ağırlığından dolayı santrifüj kompresörlerde kullanılması uygun değildir.

### **4.3.2. Hidrokarbonlar**

Hidrokarbonlar ozon tabakasına zarar vermemeleri ve çok düşük sera etkileri nedeniyle, özellikle R 502, R 22 ve R 12 için önemli alternatiflerdir. Bu grupta yer alan Soğutucu akışkanlar; Propan, İzobütan ve Bütandır. Tek başlarına kullanıldıkları gibi ikili veya üçlü karışımlar olarakta kullanılabilirler. Propan-izobütan ve propan-bütan karışımları ev tipi soğutucularda R 12 yerine alternatif olarak kullanılmaktadırlar. R 12 ile kullanılan yağlarla uyum göstermektedirler.

### **4.3.3. Karbondioksit**

Son yıllarda karbondioksit kullanımı ile ilgili önemli gelişmeler gözlenmiştir. Bunlar arasında araç klimaları, ısı pompaları ve ev tipi soğutucularla ilgili uygulamalar yer almaktadır.

### **4.4. Alternatif Soğutucu Akışkan Seçimini Etkileyen Unsurlar**

Alternatif soğutucu akışkan seçiminde göz önünde bulundurulacak hususlar, seçilecek alternatifin mevcut bir cihazda kullanılan soğutucu akışkan yerine, veya tamamen yeni tasarlanıp imal edilecek bir cihaz için kullanılması durumuna göre değişiklik gösterecektir.

Alternatif soğutucu seçiminde gözetilecek kriterler şunlar olmalıdır;

1. Temin edilebilirlik
2. Termodinamik ve fiziksel özellikler
3. Yanma özellikleri
4. Ozon tüketme katsayıları
5. Sera etki değeri
6. Fiyat
7. Zehirlilik özellikleri
8. Malzeme uyumu
9. Yağ değişimi ve yağlarla uyum

## 10. Zehirlilik özellikleri

### (a) Yağ özellikleri

### (b) Kimyasal uyum

Yaygın olarak kullanılan soğutucuların fiyat katsayıları ek-B Tablo 4. 5'te verilmiştir. (R -12 baz kabul edilmiştir.)

## 4.5. R 22 Alternatiflerinin Karşılaştırılması ( R 134a-R 407C-R 410)

R 134a; Santrifüjlü su soğutucuları ve seyyar iklimlendirme cihazlarında kullanılan R 12'nin ikamesi olarak saptanan bu tek bileşenli saf soğutucu akışkan, kısa bir dönem için R 22'nin de alternatifi olabilir.

Avantajları; R 22'ye benzer bir basınç – sıcaklık eğrisine sahip olması, düşük basınçlı işletme uygunluğu ve sektörde bir süreden beri kullanılıyor olmasıdır.

Ana dezavantajları ise, ısı transfer performansının düşüklüğü ve daha büyük kompresör ötelemesi gerektiren düşük özgül hacim değerine sahip olmasıdır. Pistonlu kompresörlerle donatılmış su soğutucularının, kullanımında R 134a ile çalışabilmek için daha masraflı, yüksek kapasitelere gerek duyulmaktadır. Bu nedenle de soğutucu üreticisi tarafından, vidalı kompresörlerde kullanımının daha uygun olduğu belirtilmiştir. Kondenserleri hava veya su soğutmalı olmakta, yüksek ısı transfer katsayılarına sahip evaporatörler ile kapasite kaybının bir kısmı geri kazanılabilmektedir.

R 407C; Bu akışkan, saf HFC soğutucu akışkanlarının (R 32, R 125, R 134a) azeotropik bir karışımıdır. Çalışma basıncı R 22'ye çok yakın olduğundan, mevcut donanımın minimum değişiklikle adapte olabileceği en basit çözüm olarak gözükmektedir. Zeotropik akışkanlar faz değişim sıcaklıklarında önemli bir sapma gösterebilirler. Bu durum, karışımı oluşturan akışkanların oranında bir değişime neden olabilir. Böyle bir değişim soğutucu akışkanın performansının azalmasına yol açabilir. Buna ek olarak, gerek laboratuvar koşullarında, gerekse uygulamada direk genişmeli evaporatörler üzerinde yapılan testler, karışımdaki oranların değişiminin performans açısından çok kritik olmadığını göstermiştir. Bununla beraber, risk olduğu için özel bakım talimatlarının oluşturulması gerekmektedir.

Bu sıcaklık kayması, karşı akımlı bir plakalı ısı değiştirgeci için ise bir avantaj oluşturur. Bunun sonucunda, R 22'ye göre olan performans düşümü azaltılabilir. 15 kw'lık plakalı bir evaporatörün kullanıldığı bir hava soğutmalı su soğutucuda yapılan testler, kapasite ve performans katsayısı değerlerinin %5'lik sapmalar içerisinde kaldığını göstermiştir. 30 kw'lık ve karşı akımlı evaporatörler kullanılmayan bir soğutucuda ise kapasitede %13, performans katsayısında %10 düşme kaydedilmiş, toplam ısı transfer katsayılarının evaporatörde %30, kondenserde %10 azaldığı saptanmıştır. 6 kW kapasiteli bir oda iklimlendirme cihazında yapılan soğutma ve ısıtma testlerinde ise kapasitede %4, verimde %2 azalma tesbit edilmiştir.

R 407C ile çalışan, gerek su, gerekse hava soğutmalı kondensere sahip birçok tip iklimlendirme cihazı ve su soğutucu piyasada mevcuttur. Bunların kapasiteleri 10 ile 1000 kw arasında değişmektedir. Bu cihazların çoğu; bu akışkan için özel olarak tasarlanmıştır ve ikili vidalı yarı hermetik kompresörler, plakalı ısı değiştirgeçleri, elektronik genişleme valfleri, kontrol sistemleri ve ekonomizör çevrimleriyle donatılmışlardır. R 407C'nin ticari olarak bulunabilirliği hala sınırlıdır ve fiyatı oldukça yüksektir. R 407C, R 22 ile çalışan mevcut sistemler için bir alternatif veya yeni sistemler için bir ara çözüm olarak değerlendirilebilir.

R 410A; R 32 ve R 125'ten oluşan azeotropik bir karışım olup (%50 / %50), küçük ve önemsiz bir faz değişim sapması göstermektedir. Ancak karakteristikleri R 22'den çok farklıdır. Belirli bir kompresör ötelemesi için çalışma basıncı %60 daha yüksek, soğutma kapasitesi %50 daha fazladır. Yoğunluk ve basınç değerlerinin fazla olması, daha küçük çaplı boruların kullanımını olanaklı kılar. Performans katsayısı R 22'den daha düşüktür. Özel tasarlanmış cihazlarda yapılan karşılaştırma testlerinde R 410A en iyi performansları vermiştir: R 22'den %5 yüksek, R 407C'den %10 yüksek, hatta R 134a'dan bile daha iyi değerler elde edilmiştir. R 410A'nın özellikleri, soğutma ekipmanlarının bütün bileşenlerinin yeniden tasarımını gerektirir. Bu tasarım, yüksek basınçlarda çalışma koşullarına göre ve ısı değiştirgeçlerinin optimizasyonunu gözetenek yapılmalıdır

R 410A'ya ait diğer bir husus düşük kritik sıcaklık değeridir (70 °C). Bu değer R22 için 96 °C'dir. Bu durum, yüksek dış ortam sıcaklıklarındaki soğutma

---

uygulamalarında kullanımı sınırlamaktadır (Örneğin Orta Doğu ülkelerinde dış ortam sıcaklığı 50 °C olabilmektedir).



## **BÖLÜM 5. SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE BASINÇ KAYIPLARININ HESABI**

Soğutma sisteminde basınç kayıplarının hesaplanabilmesi için,soğutma sisteminin yapısı, onu oluşturan elemanların, geometrileri kullanılan akışkanlar(soğutkan) ve fiziksel özellikleri ile birlikte sistemdeki hal değişimleri, iki fazlı akışlar önceki bölümlerde geniş bir biçimde incelenmiştir.

Bu bölümde soğutma sistemini oluşturan elemanlardaki basınç kayıpları; borularda ve bağlantılarda basınç kayıpları evaporatör ve kondenserdeki basınç kayıpları, kompresördeki basınç kayıpları ve genişleme valfindeki basınç kayıpları olmak üzere 4 bölümde toplanabilir.

### **5.1 Soğutma Sistemindeki Borularda ve Bağlantılarda Basınç Kayıpları**

#### **5.1.1. Sürekli basınç kayıpları**

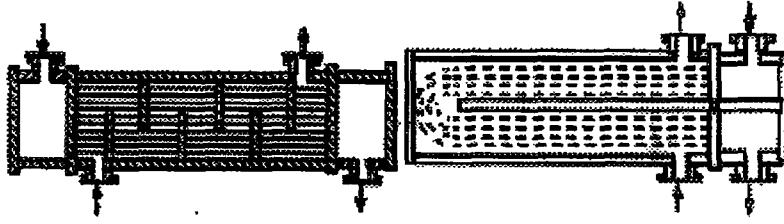
Soğutma sisteminin; Kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatör arasındaki koordinasyon sistemin içindeki akışkan dolaşımı borularla sağlanır. Sürekli basınç kayıpları ile ilgili denklem ve bağıntılar bölüm 2 de verilmiştir.Denklem 5.1 de tanımlanmıştır.

#### **5.1.2. Lokal basınç kayıpları**

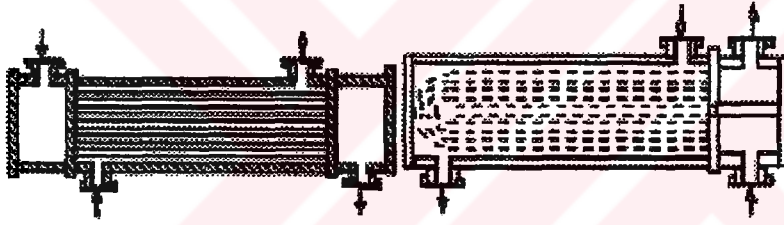
Soğutma sisteminde kullanılan cihazlar arasında soğutucu akışkanı taşıyan bağlantı elemanlarındaki basınç kayıpları bölüm iki de lokal basınç kayıpları kısmında detaylı açıklanmıştır.

## 5.2. Evaporatör ve Kondenserlerde Basınç Kayıpları

Evaporatör ve kondenserlerde basınç kayıpları bu ısı değiştirgeçlerinin iç yapısına akış durumuna bağlı olarak büyük farklılıklar gösterir. Çok kullanılan gövde boru ve serpantin tipi ısı değiştirgeçleri ile spiral tip ısı değiştirgeçlerini düşünelim. Gövde boru ve serpantin tipi (şekil 5.1) ısı değiştirgeçleri perdeli ve perdesiz durumları görölmektedir.

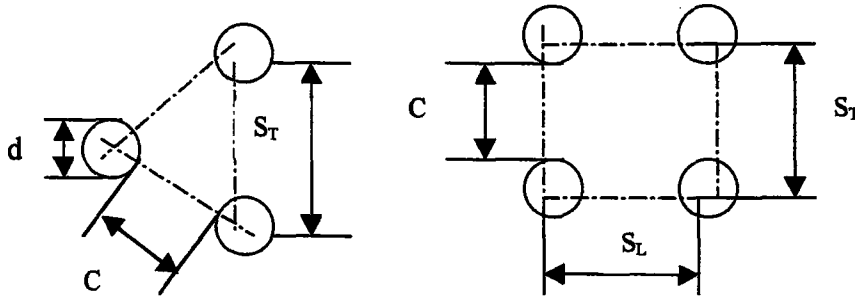


I Tipi (sıvı/sıvı) U Tipi (sıvı/sıvı)



I Tipi (sıvı/buhar) U Tipi (sıvı/buhar) Serpantin

şekil 5.1. Gövde boru ve serpantin tipi ısı değiştirgeçleri



a) Üçgen dizilişi

b) Dikdörtgen dizilişi

şekil 5.2 İç boruların diziliş şekli

Üçgen ve dikdörtgen dizilişli boru demetleri için eşdeğer çap hesabı denklem 5.1 ve 5.2 de verilmiştir.

$$D_e = \frac{4(S_T - \frac{\pi d_a^2}{4})}{\pi d_a} \quad (5.1)$$

$$D_e = \frac{4(\frac{S_T}{2})(0,6.S_T) - \frac{\pi d_a^2}{8}}{\frac{\pi d_a}{2}} \quad (5.2)$$

Çap doğrultusundaki boru sayısı (denklem 5.3) dış gövde çapının borular arası uzaklığına eşittir.

$$N_r = d/S_T \quad (5.3)$$

Akış kesit alanı (denklem 5.4), hızın hesaplanması için bilinmedir.

$$A_s = \frac{d.B.C}{S_T} \quad (5.4)$$

Akışkan hızı  $\omega_g$  (denklem 5.5) hesaplanır.

$$\omega_g = \frac{m_g}{\rho A_g} \quad (5.5)$$

Boru için boru tarafında akışın türbülanslı olması ve su hızının boru tarafında 0.5-1.5 m/s arasında, gövde tarafında ise akışın türbülanslı olması sağlanır.  $R_e$  sayısı ve hız hesaplanır.

Boru tarafındaki basınç düşümü denklem 5.6 , sürtünme sayısı  $f$ , laminar akış için denklem 5.7, türbülantı akış ve pürüzsüz borular için denklem 5.8 dan yararlanılır.

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{\omega_g^2}{2} \rho \quad (5.6)$$

$$f = \frac{64}{Re} \quad (5.7)$$

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (5.8)$$

Reynold 2300 ile 100 000 arasında ise, boru pürüzlüyse Moody diyagramından yararlanılır. Boru demeti (su/su) perdesiz ise sürtünme sayısı ve basınç kaybı denklem 5.9 ve 5.10 den yararlanarak hesaplanır.

$$f = \left[ 0,25 + \frac{0,118}{\left[ \frac{s_r}{D-1} \right]^{1,08}} \right] Re^{-0,16} \quad (5.9)$$

$$\Delta p = N_L \times \left[ \rho \frac{\omega_{max}^2}{2} \right] f \quad (5.10)$$

Boru demeti (Su/Su) perdeli ısı değiştirgeçlerinde , perde sayısı ( denklem 5.11) ve bir geçişte geçilen boru sayısı (denklem 5.12) bilinmedir. 0.876 katsayısı 30° lik akış açısı için katsayı,0.75 değeri ise efektif akış katsayısıdır.

$$N_B = \left( \frac{L}{B} - 1 \right) \quad (5.11)$$

$$N_i = \frac{0.75 d_{iq}}{0.876.P} \quad (5.12)$$

Çapraz akıştaki boru sıra sayısı (denklem 5.13) hesaplanır. Momentum ve sürtünmeden olan toplam basınç kaybı (denklem 5.14) hesaplanır.

$$N = N_i(N_B + 1) \quad (5.13)$$

$$\Delta P = f\bar{P}N + k_w\bar{P}N_B \quad (5.14)$$

$k_w = 2$  Momentum değişim katsayısıdır. Boru demetine (yoğuşturucu) buharın giriş hızı bilinmelidir.

Alçak vakum (9 mss)için, 30 m/s—60 m/s

Yüksek vakum (10 mss) da, 60 m/s—120 m/s

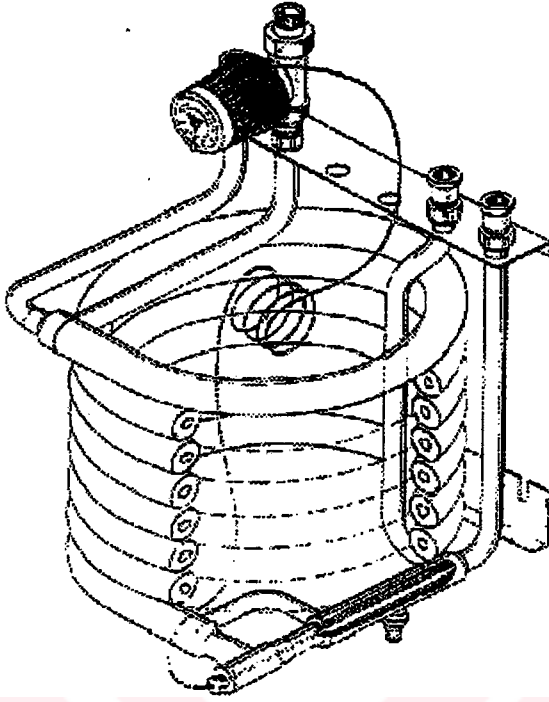
Bu hız limitleri için yoğuşturucudaki basınç kaybı  $\Delta P = 0.018-0.18$  mss arasında değişir. Giriş ve çıkışta yerel basınç kayıpları denklem 2.18 den hesaplanır.

$\zeta$ , direnç sayısı olup giriş flanşı (su/buhar) için  $\zeta = 1$ , çıkış flanşı (su/buhar) için  $\zeta = 1$ , ayna (su girişinde)  $\zeta = 0.35$ , Ayna (su çıkışında)  $\zeta = 1$ , Akışkan U şeklinde yön değiştirmesi durumunda  $\zeta = 2$  dir. Boru ve gövde tarafındaki basınç kayıpları (denklem 5.15, 5.16) hesaplanır.

$$\Delta P_{b,T} = \Delta P_{boru} + \Delta P_{yerel} \quad (5.15)$$

$$\Delta P_g = \Delta P_{gövde} + \Delta P_{yerel} \quad (5.16)$$

Isı değiştirgeçlerinde enerji kaybı termal ve mekanik enerji bileşenlerinin toplamı şeklinde tanımlamak mümkündür. Burada sadece spiral tip ısı değiştirgeçlerinin basınç kayıpları ele alınacaktır.



Şekil 5.3. Bir ısı değiştirgeci

Toplam enerji kaybı denklem 5.17, toplam basınç kaybından dolayı enerji kaybı denklem 5.18 de verilmiştir.

$$\dot{I} = \dot{I}_{\Delta P} + \dot{I}_{\Delta T} \quad (5.17)$$

$$\dot{I}_{\Delta P} = \frac{\dot{m}}{\rho} (P_{1_{iç}} - P_{1_{dış}}) + \frac{\dot{m}}{\rho} (P_{2_{iç}} - P_{2_{dış}}) \quad (5.18)$$

Önce  $\Delta P_1$  (denklem 5.20) bulalım. Girişte ortalama akışkan hızı  $w_1$  (denklem 5.19) bulunur.

$$w_1 = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi d_1^2} \quad (5.19)$$

$$\Delta P_1 = 2f_1(R_e) \rho \cdot w_1^2 \frac{L}{d} \quad (5.20)$$

Çıkıştaki hız (denklem 5.21) ve toplam basınç kaybı (denklem 5.22) hesaplanır.

$$\omega_2 = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi(d_2^2 - (d_1 + 2d_i)^2)} \quad (5.21)$$

$$\Delta P_2 = 2f_2(R_e)\rho\omega_2^2 \frac{L(d_1 + 2d_i + d_2)}{d_1^2 - (d_2 + 2d_i)^2} \quad (5.22)$$

Bu denklemler düzenlenirse toplam basınç kaybı denklem 5.23'teki halini alır. Hidrolik çap için denklem 5.24'teki formül kullanılır.

$$\dot{I}_{\Delta P} = \frac{2\pi\mu(f_1(R_e)R_e\omega_1^2L + f_2(R_e)R_e\omega_2^2L(d_1 + 2d_i + d_2))}{d_{h,2}^2} \quad (5.23)$$

$$d_{h,2} = d_2 - d_1 - 2d_i \quad (5.24)$$

Burada sürtünme katsayısı  $f_e(R_e)$  (denklem 5.25) Blasius'un, Rogers ve Mayhew'in geliştirdiği boru içinde sürtünme ifadesi kullanılır.

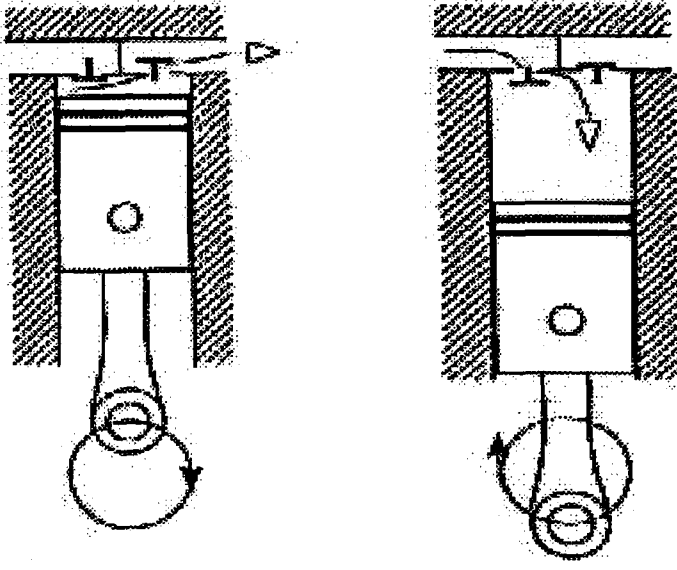
$$f(R_e) = \frac{0,791}{R_e^{0,25}} = 0,0791 \left( \frac{\mu}{\rho\omega d_h} \right) \quad (5.25)$$

Bu durumda oluşan basınç kayıpları denklem 5.26 da verilmiştir.

$$\dot{I}_{\Delta P} = \frac{1,79}{\pi^{1,75}} \frac{\dot{m}^{2,75} \mu^{0,25}}{\rho^2} \left[ \frac{L}{d_1^{4,75}} + \frac{L(d_1 + 2d_i + d_2)^{1,25}}{\left[ (d_2^2 - (d_1 + 2d_i)^2) \right]^{0,5}} \right] \quad (5.26)$$

### 5.3 Kompresörlerde Oluşan Basınç Kayıpları

Bir kompresördeki basınç kayıplarının çoğunu yerel basınç kayıpları kompresör



Şekil 5.4. Pistonlu kompresör

Geometrisi, emme ve basma yerlerindeki valfler, kompresörün; pistonlu, santrifüj paletli veya vidalı oluşu basınç kayıplarını en fazla etkileyen faktörlerdir.

Yukarıdaki pistonlu kompresörde valften gelen akışkan yön değiştirerek bir borudan bir hazneye geçiyormuş gibi düşünülebilir. Burada söz konusu giriş kapakçığı açılırken oluşturduğu direnç hesaba katılmalıdır. Hazneye gelen akışkana bir miktar enerji verilerek bir haznedeki boruya geçiş yapıp tekrar yön değiştirerek kompresörden ayrılıyor. Buradaki basınç kaybı aynı zamanda kompresörün çalışma hızına bağlıdır.

Soğutma sistemlerine bağlantı ve diğer aksamların basınç kayıpları hesabında eş değer boru uzunlukları kullanılır.

Faz değişimi sırasında oluşan basınç kayıpları (Evaporatör ve kondenser) şu şekilde hesaplanır.

İki fazlı akışta basınç kayıpları büyük farklılıklar gösterir. Önce Reynold sayısı (denklem 5.27 ) hesaplanır. Sürtünme sayısı (denklem 5.28 ) bulunur. Değişik faktörler (denklem 5.29, 5.30, 5.31, 5.32, 5.33, 5.34 ) hesaba katılarak basınç kaybı(denklem 5.35 ) belirlenir.

$$Re = G.(1-x).d/\mu_l \quad (5.27)$$

$$f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (5.28)$$

$$Q = A_v / (A_v + A_l) \quad (5.29)$$

$$A_v = x / \rho_v \quad (5.30)$$

$$A_l = (1-x) / \rho_l \quad (5.31)$$

$$U_v = (G.x) / \rho_v \quad (5.32)$$

$$U_l = G.(1-x) / \rho_l \quad (5.33)$$

$$A_k = 1 + (Q/(1-Q)).(\rho_v/\rho_l).(U_v/U_l)^2 \quad (5.34)$$

$$(\Delta P/L) = (f/(1-0.5.f.Q)).(0.5.(1-Q). \rho_l . U_l^2 / d).(A+(\rho_l-\rho_v).g.d) / \rho_l . U_l^2 \quad (5.35)$$

## BÖLÜM 6. ÖRNEK UYGULAMA

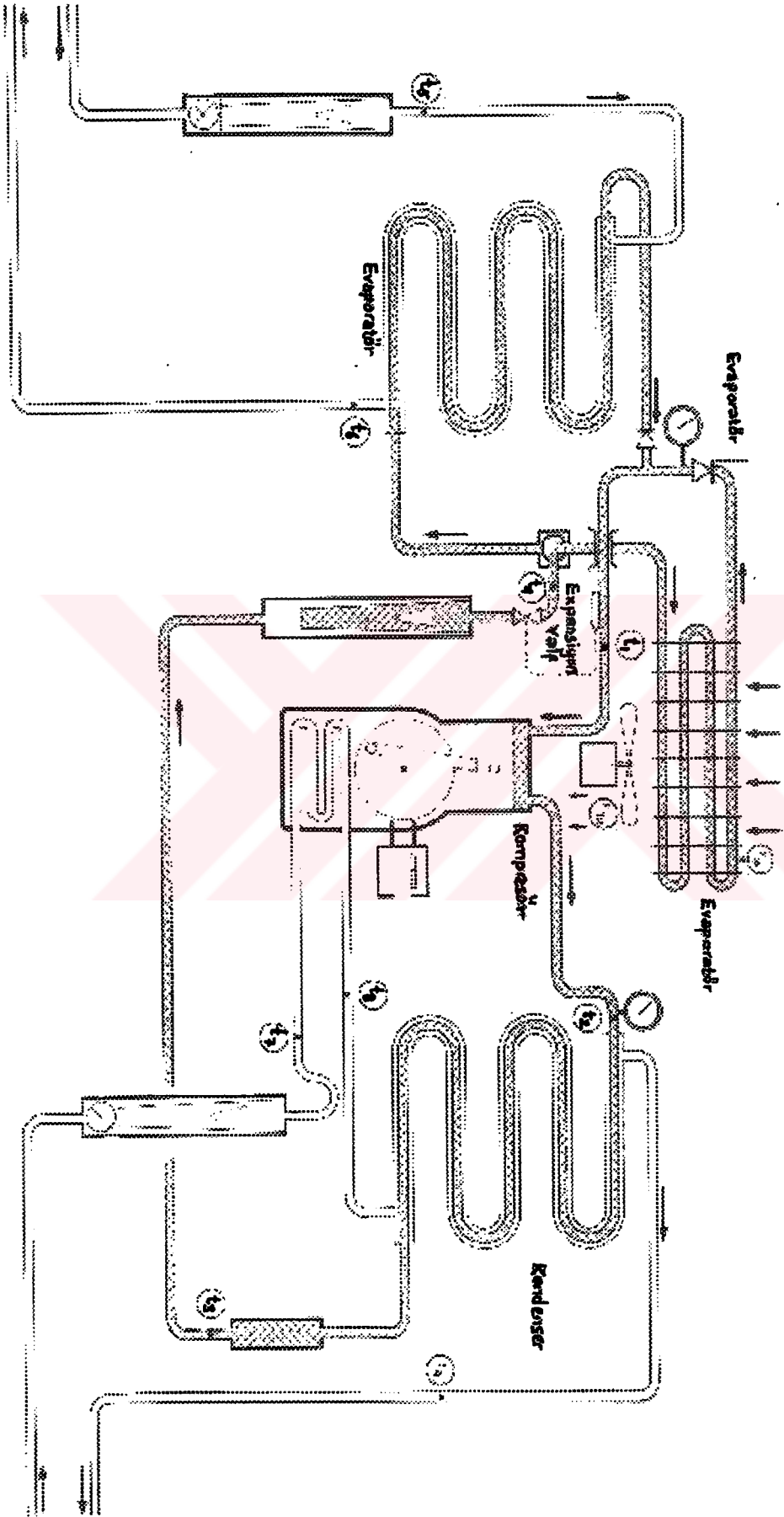
Bu örnek uygulama ile bir soğutma devresinde basınç kaybı hesabının nasıl yapılacağını ve soğutma devresinde basınç kayıplarının kısımlara göre nasıl dağıldığını incelenenektir. Bu örnek uygulama için şekilde tesir şeması görülen soğutma devresi incelenecektir. Bu soğutma devresinin termodinamik özellikleri (Termodinamik) Tablo 5.1 de verilmiştir.

Bir soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan R-134 olup, kondenser çapı 8mm ve sistemdeki diğer tüm çaplar 6,4mm dir. Soğutucu akışkanın kütleli debisi  $m = 9.1\text{gr/s}$  dir. Kondenser ile kısma vanası arası 1.8m ve 1 filtre, 1 debi ölçer, 1 ekspansiyon valfi, 1 ayrılma valfi, 4 bağlantı yeri ve 5 dirsek bulunmaktadır. Evaporatör ve kondenser uzunluklarının her biri 4.5m ve spiral şeklindedir. Evaporatör ile kompresör arası 0.6m dir. Burada evaporatör ile kompresör arasında iki bağlantı ve 3 dirsek kullanılmıştır. Kompresör ile kondenser arası 0.6m dir. Devrede basınç ve sıcaklıklar ise;

$P_1 = 320\text{ N/m}^2$ ,  $P = 950\text{ N/m}^2$ ,  $P = 950\text{ N/m}^2$ ,  $P = 350\text{ N/m}^2$   $t_1 = 13\text{ }^\circ\text{C}$ ,  
 $t_2 = 72\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_3 = 28\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_4 = 6\text{ }^\circ\text{C}$  şeklindedir.

**Tablo 5.1.** Bir ısı pompasına ait termodinamik özellikler.

Akış No	T (°C)	P (N/m <sup>2</sup> )	$\dot{m}$ (Kg/s)	$\mu$ (Pa.s)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	G (kg/m <sup>2</sup> s)	L (m)	$\omega_1$ (m/s)
1	13	320	0.0091	0.013473	54.02	282.92	0.6	12.416
2	32.5	950	0.0091	0.015138	54.02	282.92	0.6	5.2364
3	17	950	0.0091	0.0002357	1235.25	282.92	1.8	0.229001



Şekil 5.5. Isı pompasının kısımları.

## Çözüm

$G = m/A$ ,  $G = 181.03 \text{ Kg/m}^2\text{s}$  (8mm çap için )  $G = 282.92 \text{ Kg/m}^2\text{s}$  (6.4mm çap için)

Kompresör hattının olduğu yerde ortalama sıcaklık  $39^\circ\text{C}$  dir.  $\rho = 49\text{kg/m}^3$  olup akışkan kızgın buhar halindedir.  $\mu = 0.0000148 \text{ Pa.s}$

Kondens sıcaklığı  $t_4 = 6\text{C}$  Bu sıcaklık için tablodan  $\rho_v = 17.7 \text{ kg/m}^3$   
 $\rho_l = 1282 \text{ kg/m}^3$   $\mu = 0.000245 \cdot 10 \text{ Pa.s}$

Evaporasyon sıcaklığı  $t_3 = 28^\circ\text{C}$  Bu sıcaklık için tablodan  $\rho_v = 34 \text{ kg/m}^3$   
 $\rho_l = 1192 \text{ kg/m}^3$   $\mu = 0.00022 \text{ Pa.s}$

### Kondenser- evaporatör hattı

$17^\circ\text{C}$  için enterpalasyon uygulanarak  $\rho_l = 1235.25 \text{ kg/m}^3$   $\rho_v = 25.75 \text{ kg/m}^3$   
 $\mu = 0.0002357 \text{ Pa.s}$   $d=0.0064 \text{ m}$   $L=1.8\text{m}$

Hız değeri (denklem 5.36) hesaplanır

$$w_1 = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi d_1^2} \quad (5.36)$$

Denklem 5.36 dan  $w_1 = 0.229001 \text{ m/s}$  bulunur. Reynold sayısı(denklem 5.37) bulunur.

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu} \quad (5.37)$$

Değerler denklem 5.37 den  $\text{Re} = 7680.897232$  bulunur.

$k_s = 0.15\text{mm}$  kabul ederek rölatif pürüzlülük (denklem 5.38) belirlenir.

$$\frac{k_s}{d} = \frac{0.15}{6.4} = 0.0234 \quad (5.38)$$

Moody diyagramından yararlanarak  $f=0.056$  bulunur. Sürtünmeden dolayı oluşan basınç kaybı (denklem 5.39) hesaplanır.

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{w^2}{2} \rho \quad (5.39)$$

$$\Delta p = 510.1276054 \text{ Pa dır.}$$

Kondenser-evaporatör arasında yerel basınç kaybını hesaplamak için denklem 5.40 ten yararlanılır.

$$\Delta p = \zeta \rho \frac{w^2}{2} \quad (5.40)$$

Bu hatta 1 ekspansiyon valfi, 1 filtre, 1 debi ölçer, 1 ayrılma valfi 5 dirsek( $90^\circ$ ), 4 bağlantı için tablolardan yararlanarak,

$$\zeta_{\text{filtre}}=2.6, \quad \zeta_{\text{bağlantı}}=0.03(4\text{bağlantı için toplam değer } 0.12 \text{ olur}), \quad \zeta_{\text{dirsek}}= 0.6$$

$$(5 \text{ dirsek için toplam değer } 3\text{tür}), \quad \zeta_{\text{gen. valfi}}=17, \quad \zeta_{\text{debi ölç.}}= 8.2, \quad \zeta_{\text{ayrılvalf}}= 5,$$

$\zeta_{\text{toplam}}=39.912$  hesaplanır. Bu değer denklem 5.44 te yerine yazılarak

$$\Delta p = 1292.711935\text{Pa. bulunur.}$$

### Kompresör-kondenser arası

Bu hataki veriler şu şekildedir. 32.5 °C için enterpalasyon uygulanarak

$$\rho_v = 54.02 \text{ kg/m}^3 \quad \mu_v = 0.015138 \text{ Pa.s} \quad d=0.0064 \text{ m} \quad L=0.6\text{m}$$

Denklem 5.36 dan yararlanarak  $\omega_1 = 5.2364 \text{ m/s}$  bulunur. Reynold sayısı ise, denklem 5.37 den,

$$Re = 119.592.939 \text{ bulunur.}$$

$k_s = 0.15 \text{ mm}$  kabul ederek rölatif pürüzlülük denklem 5.38 de olduğu gibi hesaplanır. Moody diyagramından yararlanarak  $f=0.052$  bulunur. Sürtünmeden dolayı oluşan basınç kaybı buradaki veriler denklem 5.39 te yerine yazılarak,

$$\Delta p = 10368.754 \text{ Pa} \text{ bulunur.}$$

Kompresör giriş ve çıkışında yerel basınç kaybı oluşacaktır. Giriş ve çıkış valflerinde  $\zeta = 14$  seçilir. Gerekli değerler denklem 5.40 te yerine yazılarak,

$$\Delta p = 10368.75 \text{ Pa} \text{ bulunur.}$$

### Evaporatör- kompresör arası

Bu hataki veriler şu şekildedir. 14 °C için enterpalasyon uygulanarak

$$\rho_v = 54.02 \text{ kg/m}^3 \quad \mu_v = 0.013473 \text{ Pa.s} \quad d=0.0064 \text{ m} \quad L=0.6\text{m}$$

Denklem 5.36 dan  $\omega_1 = 12.416537 \text{ m/s}$ , denklem 5.37 tan  $Re = 134.373$ , denklem 5.38 den rölatif pürüzlülük aynı hesaplanır. Moody diyagramından  $f = 0.052$  seçilir. Bu değerler basınç kaybı (denklem 5.39) formülünde yerine yazılarak,

$$\Delta p = 8561.239 \text{ Pa} \text{ bulunur.}$$

### Faz değişimi sırasında oluşan basınç kaybı(evaporatör ve kondenser)

Evaporatör ve kondenserde kuruluk oranı (x) değiştiğinden; Yoğunluk, dinamik viskozite, hız, Reynold sayısı, sürtünme sayısı ve basınç kaybında devamlı bir değişme olacaktır. Bu yüzden evaporatör ve kondenser on kısma ayrılarak (x=0.1, 0.2,.....0.8, 0.9, 0.99) ortama değerler alınarak hesaplar yapılmıştır. Denklem 5.27, 5.28, 5.29, 5.30, ....., 5.35 te yer alan formüller yardımı ile toplam basınç kaybı bulunur.

Kondenserdeki toplam basınç kaybı,

$$\Delta p = 8553.5\text{Pa} \text{ bulunur.}$$

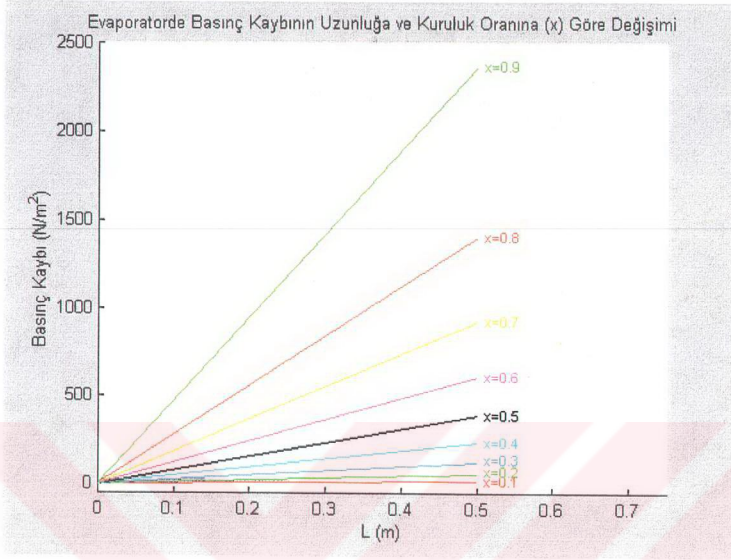
Evaporatördeki toplam basınç kaybı,

$$\Delta p = 12222.89\text{Pa} \text{ bulunur.}$$

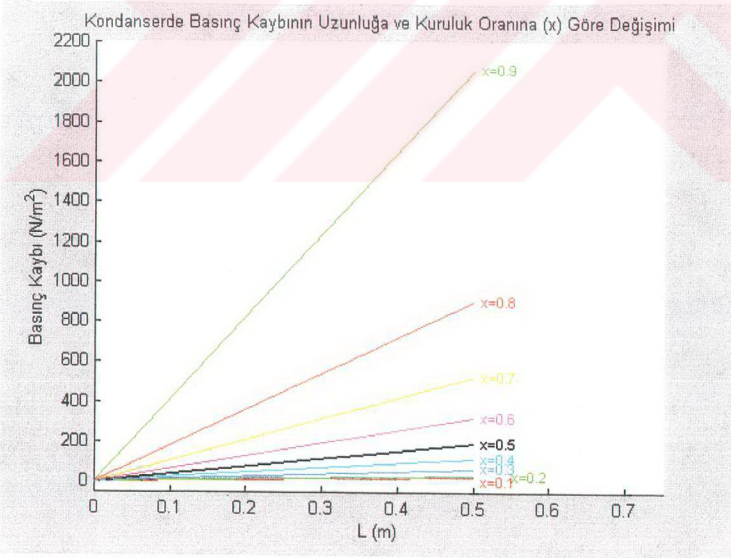
Buradaki basınç kayıpları metlab programı yardımı ile yapılmıştır. Sürtünme sayısının kuruluk oranına bağlı olarak değişimi grafiklerde gösterilmiştir.

**Tablo 5.2.** Isı pompasının elemanlarındaki basınç kayıpları.

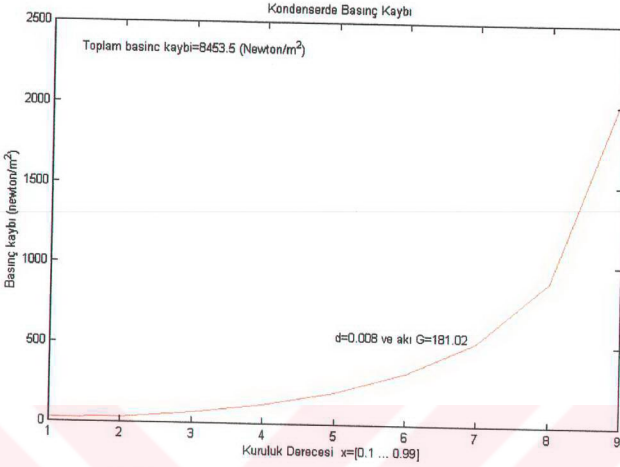
SONUÇ TABLOSU		
Cihaz	Basınç Kaybı (Kpa)	Toplam Kayıp içindeki % Payı
Kondenser	8.4535	16
Evaporatör	12.22289	23.5
Kompresör	10.36875	21.49
Genleşme Valfi	0.549	0.01
Boru ve Bağlantılar	20.731	39



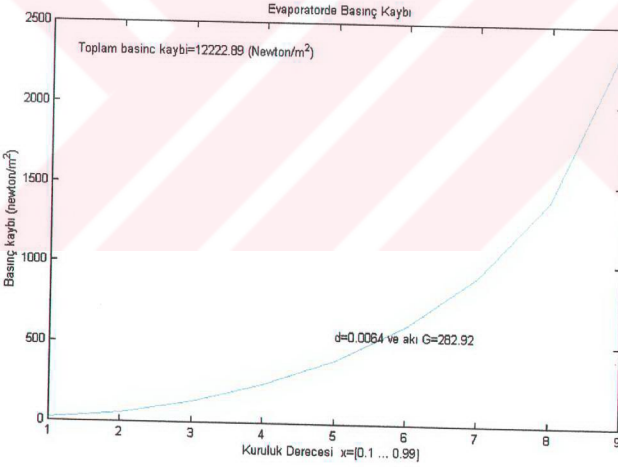
Şekil 5.6. Evaporatörde basınç kaybının uzunluğa ve kuruluk oranına(x) göre değişimi.



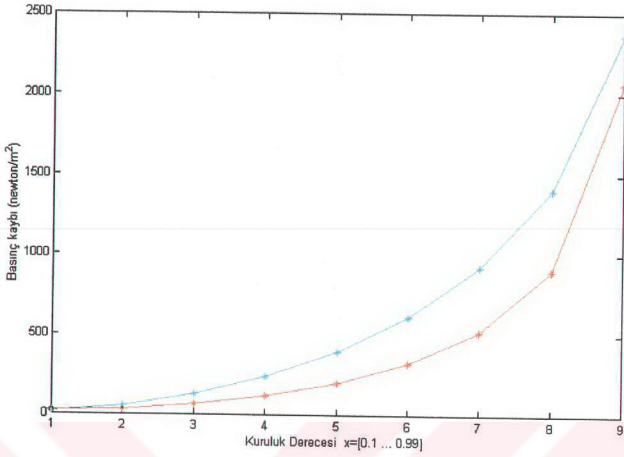
Şekil 5.7. Kondanserde basınç kaybının uzunluğa ve kuruluk oranına(x) göre değişimi.



**Şekil 5.8.** Kondenserde basınç kaybı değişimi.



**Şekil 5.9.** Evaporatörde basınç kaybı değişimi.



## SONUÇLAR

Soğutma sistemlerinde basınç kayıplarının analizle ilgili yapılan bu çalışmada şu sonuçlar elde edilebilir.

Soğutma sisteminde oluşan basınç kayıpları; sistemi oluşturan elemanların geometrik yapısına, kullanılan soğutucu akışkanın özelliklerine, soğutma kapasitesine, soğutucu akışkanın kütle akısına, hıza bağlıdır. İki fazlı akışın olduğu kondenser ve evaporatörde oluşan basınç kayıpları, soğutma sisteminde oluşan basınç kayıplarının % 30-40 kadardır. İki fazlı akışın olduğu evaporatör ve kondenserde grafiklerde görüldüğü gibi kuruluk oranı arttıkça basınç kaybı ikinci dereceden bir artış göstermektedir.

Kompresörde teorik olarak hal değişimi adyabatik olsa da pratikte mümkün değildir. Kompresör giriş ve çıkış valflerinde yerel basınç kaybı yüksektir. Kompresörde meydana gelen basınç kayıpları toplam basınç kayıplarının % 20-25 dir. Exspansiyon valfinin bulunduğu kondenser-evaporatör hattında akışkan hızının düşük olması nedeni ile basınç kaybı düşüktür. Oysaki burada soğutucu akışkanın evaporatöre hazır hale gelmesi için basınç kaybının olması istenir. Bunun için exspansiyon valfi görevini görece kılcal borular kullanılması büyük faydalar sağlar. Diğer bağlantı ve boru hatlarında oluşan basınç kayıpları toplam basınç kayıplarının yaklaşık % 40 kadardır. Evaporatör ve kondenser; mekanik, termik enerji kayıpları optimum olacak şekilde dizayn edilmelidir.

## KAYNAKLAR

1. MUNSON B.R., YOUNG D.F., OKIISK T.H. 1994. Fundamentals of fluids mechanics. ( S. 455-547 )
2. AKKOÇ H., GÜRBÜZ N., 1997. Vantilatör seçiminde etkili olan faktörler, uygulamada yapılan yanlışlıklar ve bunların önlenmesi. MMO yayın No: 203/2 III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi II. Cilt (S.949-961)
3. SARAÇ H.İ., ERMİŞ K., KILIÇASLAN İ.,1995. Buhar tesisatlarında kondensat seçimi ve önemi. MMO Yayın No:176 II. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi I. Cilt ( S. 203-207) İzmir
4. UYSAL M., 1996. Boru sistemlerinde basınç kayıpları. Ders notları
5. ÖZGÜR S. 1997. Pompalarda basınç kayıpları. Tesisat dergisi, sayı 29 (S. 188-195)
6. STOECKER W.F. 1984. İklimlendirme esasları (S.5-64)
7. ŞUHUBİ E.S., 1993. Akışkanlar mekaniği
8. ERDOĞAN M.E., 1986. Boru ve açık kanal hidroliği, İstanbul
9. STREETER V.L. Fluids mechanics, 4. Basım (S.210-275)
10. KUTOĞLU H.Y.,1980. Uygulamalı hidrolik ve hidroloji. İstanbul
11. ÇEÇEN K.,1963. Hidrolik ve hidroloji . İstanbul
12. ÖZERENGİN F.,1972. Akışkanlar mekaniği. İstanbul
13. HEGBERG R.A.,1995. Friction pressure losses for drain systems and fittings. Ashrae, (S.1264-1268)
14. BEYAZIT M., 1970. Akışkanlar Mekjaniği. İstanbul
15. STREETER V.L., WYLIE E.B., 1983. Fluids mechanics
16. SİĞİNER A., SÜMER M., 1974. Hidrolik problemleri. İstanbul
17. CORNELISSEN R.L., HIRS G.G.,1996. Exergetic optimisation of heat exchanger. Energy convers. Mgmt Vol. 38, No: 15-17, (pp. 1567-1576)
18. BITTLE R.R., PATE M.B.,1997. A theoretical moder for predicting adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants. ASHRAE.

19. ROVINSKY J., BRAUNER N., MARON D.M., 1997. Analytical solution for laminar two-phase flow in a fully eccentric core-annular configuration. *Int. J. Multiphase Flow* Vol. 23, No:3, (pp. 523-543)
20. HWANG Y., JUDGE J., RADERMACHER R., 1997. Experience with refrigerant mixtures. *Ashrae*.
21. CORR S., MURPHY F.T., GILBERT B.E., YOST R.W., 1993. Characteristics of refrigerant-lubricant mixtures containing R-32 and R-32 blends. *Ashrae*.
22. SPATZ M.W., ZHENG J., 1993. R-22 Alternative Refrigerants: Performance in Unitary equipment. *Ashrae*
23. BAYRAKTAR İ., PARMAKSIZOĞLU C., 1997. Gvde-boru ve serpantin tipi ısı değiştirgeçlerinin tasarımı. *Tekson* 1997.
24. LATİNİ G., PASSERİNİG., PALORANA F., 1996. A relationship between dynamic viscosity and reduced temperature of refrigerant fluids and their mixtures in the liquid phase. *Fluid Phase Equilibria*. 125. (pp 215-217)
25. RAVİGURURAJAN T.S., BERGLES A.E., 1996. Optimization of in-tube enhancement for large evaporator and condenser. *Energy* Vol. 21, No. 5, (pp. 421-432)
26. NAKAMURA H., KUKİTA Y., 1995. Interfacial friction factor for high-pressure steam/ water stratified-wavy flow in horizontal pipe. *Journal Of Nuclear Science and Technology*, 32(9), (pp.868-879)
27. WİLHEM J., VOGEL E., 1996. Gas-phase viscosity of the alternative refrigerant. R-134 a at low densities. *Fluid phase Equilibria* .125, (pp. 257-266)
28. SCHMIDT J., FRIEDEL L., 1997. Two phase pressure drop across sudden contractions in duct areas. *Int. J. Multiphase Flow* Vol. 23. No. 2, (pp.283-299)
29. FUKONO T., FURUKOWA, T., 1998. Prediction of the effects of liquid viscosity on interfacial shear stress and frictional pressure drop in vertical upward gas-liquid annular flow. *Int. J. Multiphase Flow* Vol. 24, No: 4, ( pp. 587-603)
30. WANG C.C., CHANG Y.J., KUO C.S., LU D.C., 1996. Two-Phase Flow Heat Transfer and Friction Characteristics of R-22 and R-407C. *Ashrae*
31. YNC H., KAKAÇ S., 1999. *Temel Isı Transferi* Ankara.
32. ZKOL N., 1999. *Uygulamalı Soğutma Tekniği*. Yayın No: 115, Ankara.
33. ÇENGEL Y.A., BOLES M.A., 1996. *Termodinamik*. II. Baskı, İstanbul

34. ASHRAE T.C. 1.3. Refrigerants and brines. Çeviren: Genceli O., 1997. Soğutucu Akışkanların Özellikleri. T.T.M.O Yayın : 2
35. ASHRAE T.C. 1.1. Heat Transfer And Flow. Çeviren: Genceli O., 1997 İki Fazlı Akış. T.M.M.O. Yayın :2
36. ASHRAE T.C. Thermodynamic and Psychrometrics, ashrae T.C. 8.3 Absorption And Heat Operated Machine . Çeviren: Genceli O., 1996 Termodinamik Ve Soğutma Çevrimleri. T.T.M.O. Yayın: 2
37. DOSSAT R. J., 1981. Refrigeration. Canada.
38. KARAKAŞ M. 1998. Pnömatik Teknolojisi. Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Ana Bilim Dalı. Bitirme Tezi (yayınlanmamış), Kocaeli.
39. OBOT N.T., WAMBSGANSS M.W., FRANCE D.M . JENDRJEJCZYK J.A., 1993. Correlation of adiabatic two-phase pressure drop data using the frictional law of corresponding states. Journal Of Fluids Engineering, Vol.115/317.
40. CHEN Z., GİBİLARO L.G., FOSCOLO P.U., 1997. Fluid pressure loss in slugging fluidised beds. Chemical Engineering Science, Vol. 52, (pp.55-62)
41. VEZİROĞLU T. N. 1979 Multiphase Transport (Volume I).
42. KAKAÇ S. 1999. Evaporators and Condensers For Refrigeration and Air Conditionin Systems and Their Thermal design.

## **ÖZGEÇMİŞ**

1971 yılında Antakya'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Antakya'da tamamladı. Dokuz Eylül Üniversitesi Denizli Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 1995 yılında mezun oldu.

Ekim 1995 ile Aralık 1996 tarihleri arasında Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde araştırma görevlisi olarak görev yaptı. Aralık 1996 dan beri Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Hidrolik Ana Bilim Dalında araştırma görevlisidir.



EK-A Tablo 2.1. Havanın Standart atmosfer altındaki fiziksel özellikleri

Sıcılık °C	Yoğunluk P (kg /m <sup>3</sup> )	Özgül ağırlık (N/m <sup>3</sup> ) $\gamma$	Dinamik viskosite $\mu$ (N.s/m <sup>2</sup> )	Kinometik Viskosite $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	Isı sabiti (-) $k$	ses hızı (m/s) $c$
-40	1.514	14.85	1.57 E - 5	1.04 E - 5	1.401	306.2
-20	1.395	13.68	1.63 E - 5	1.17 E - 5	1.401	319.1
0	1.292	12.67	1.71 E - 5	1.32 E - 5	1.401	331.4
5	1.269	12.45	1.73 E - 5	1.36 E - 5	1.401	334.4
10	1.247	12.23	1.76 E - 5	1.41 E - 5	1.401	337.4
15	1.225	12.01	1.80 E - 5	1.47 E - 5	1.401	340.4
20	1.204	11.81	1.82 E - 5	1.51 E - 5	1.401	343.3
25	1.184	11.61	1.85 E - 5	1.56 E - 5	1.401	346.3
30	1.165	11.43	1.86 E - 5	1.60 E - 5	1.400	349.1
40	1.127	11.05	1.87 E - 5	1.66 E - 5	1.400	354.7
50	1.109	10.88	1.95 E - 5	1.76 E - 5	1.400	360.3
60	1.060	10.40	1.97 E - 5	1.86 E - 5	1.399	365.7
70	1.029	10.09	2.03 E - 5	1.97 E - 5	1.399	371.2
80	0.9996	9.803	2.07 E - 5	2.07 E - 5	1.399	376.6
90	0.9721	9.533	2.14 E - 5	2.20 E - 5	1.398	381.7
100	0.9461	9.278	2.17 E - 5	2.29 E - 5	1.397	386.9
200	0.7461	7.317	2.53 E - 5	3.39 E - 5	1.390	434.5
300	0.6159	6.040	2.98 E - 5	4.84 E - 5	1.379	476.3
400	0.5243	5.142	3.32 E - 5	6.34 E - 5	1.368	514.1
500	0.4565	4.477	3.64 E - 5	7.97 E - 5	1.357	548.8
1000	0.2772	2.719	5.04 E - 5	1.82 E - 4	1.321	694.8

**EK-A Tablo 2.2.** Suyun Standart atmosfer altındaki fiziksel özellikleri

Sıcaklık °C	Yoğunlu k (kg /m <sup>3</sup> ) $\rho$	özgül ağırlık (N/m <sup>3</sup> ) $\gamma$	Dinamik viskozite $\mu$ (N.s/m <sup>2</sup> )	Kinematik Viskozite $\gamma$ (m <sup>2</sup> /s)	Yüzeysel Gerilme $\sigma$ (N/m)	Basınç [N/m <sup>2</sup> (abs)] $p_v$	Ses Hızı C (m/s)
0	999.9	9.806	1.787 E -3	1.787E -6	7.56	6.105 E +2	1403
5	1000.0	9.807	1.519 E -3	1.519 E -6	7.49	8.722 E +2	1427
10	999.7	9.804	1.307 E -3	1.307 E -6	7.42	1.228 E +3	1447
20	998.2	9.789	1.002 E -3	1.004 E -6	7.28	2.338 E +3	1481
30	995.7	9.765	7.975 E - 4	8.009 E - 7	7.12	4.243 E +3	1507
40	992.2	9.731	6.529 E - 4	6.580 E - 7	6.96	7.376 E +3	1526
50	988.1	9.690	5.468 E - 4	5.534 E - 7	6.79	1.233 E +4	1541
60	983.2	9.642	4.665 E - 4	4.745 E - 7	6.62	1.992 E +4	1552
70	977.8	9.589	4.042 E - 4	4.134 E - 7	6.44	3.116 E +4	1555
80	971.8	9.530	3.547 E - 4	3.650 E - 7	6.26	4.734 E +4	1555
90	965.3	9.467	3.147 E - 4	3.260 E - 7	6.08	7.010 E +4	1550
100	958.4	9.399	2.818 E - 4	2.940 E - 7	5.89	1.013 E +5	11543

**EK-B Tablo 4.1. CFC İeren Soğutucu Gazlarla İlgili Alternatifler**

<b>Sıcaklık Aralığı</b>	<b>Kullanımdaki Soğutucu Maddeler</b>	<b>Alternatif Soğutucu Maddeler</b>
<-80°C	Hidrokarbonlar (HC)	Hidrokarbonlar (HC)
-80°C / -45°C	R13 R 503 R 13B1 HC	R 23 R 32* R 404A* R 407B* R 507* HC, R 22**
>-45°C	Amonyak R 22 R 502 HC	Amonyak R 22 R 404A R 407A-B R 410A / R 507 HC
>-30°C	Amonyak R 22 R 12 R 500 HC	Amonyak R 22 R 134a R 404A R 407A-B R 410A / R 507 HC
>0°C	Amonyak R 22 R 12 R 500 R 11 HC	Amonyak R 22 R 123 R 134a HC

\* &gt;-60°C

\*\* Düşük sıcaklıklarda çok kademeli santrifüj devrelerde kullanılır

## EK-B:

Tablo 4.2. Soğutucu olarak kullanılan maddelerin fiziksel ve termodinamik özellikleri									
Soğutucu madde	Mol ağırlığı Kg/Kmol	Normal kaynama sıcaklığı(°C)	Kritik sıcaklık (°C)	Kritik basınç PC bar	TLV ppm	LFL (%)	$\Delta H_{comb}$ MJ/Kg	ODP	GWP (100 yıllık)
R11	137.37	23.8	198	44.1	1000	0	0.9	1	3400
R12	120.91	-29.8	111.8	41.1	1000	0	-0.8	1	7100
R13	104.46	-81.4	28.8	38.7	1000	0	-3	-	-
R22	86.47	-40.8	96.2	49.9	1000	0	2.2	0.055	1600
R23	70.01	-82.1	24.3	4.87	1000	0	-12.5	0	12100
R32	52.02	-51.7	78.2	5.8	1000	14	9.4	0	580
R113	187.38	47.6	214.1	3.44	1000	0	0.1	0.8	5000
R114	170.92	3.8	145.7	32.5	1000	0	-3.1	0.8	7000
R115	154.47	-39.1	79.9	3.15	1000	0	-2.1	0.6	9300
R123	152.93	27.9	183.8	36.7	10-100	0	2.1	0.02	90
R125	120.02	-48.1	66.3	3.63	1000	0	-1.5	0	3200
R134a	102.03	-26.1	101.1	40.6	1000	0	4.2	0	1200
R141b	116.95	32	204.7	-	500	7.4	8.6	0.11	590
R143a	100.04	-24.1	104.9	3.59	1000	7.4	10.3	0	360
R152a	66.05	-24	113.3	4.52	1000	4.8	16.9	0	150
R290 propan	44.1	-42.1	96.8	42.6	s.a	2.1	50.3	0	3
R401A	94.44	-33.1	108	9.6	-	0	-	0.037	-
R402A	101.55	-49.2	75.5	4.13	1000	0	-	0.021	-
R404A	97.6	-46.5	72.1	3.73	1000	0	-	0	-
R407A	90.01	-45.5	82.6	4.54	1000	0	-	0	-
R407B	102.94	-47.3	76	-	1000	0	-	0	-
R410A	72.56	-50.5	72.5	4.96	1000	0	-	0	-
R500	99.33	-33.8	105.5	44.3	1000	0	-	0.7	5400
R502	111.65	-46.6	82.2	40.8	1000	0	-	0.3	4300
R507	98.9	-46.7	70.9	3.79	-	0	-	0	-
R600 bütan	58.13	-0.4	152	3.8	800	1.5	49.5	0	3
R600a izobütan	58.13	-11.7	135	3.65	-	1.7	49.4	0	3
R717 amonyak	17.03	-33.3	132.3	113.3	25	15	22.5	0	0
R718 su	18.02	100	374.2	22.1	-	-	-	0	0
R744 CO <sub>2</sub>	44.01	-78.4 subl.*	31.1	73.7	5000	0	0	0	1
R764 sülfürdioksit	64.07	-10	157.5	7.88	2	0	-	0	-

s.a : simple asphyxiant ; solunum gücünü yaratan madde

subl\* : sublimleşme sıcaklığı

EK- B Tablo 4.3. *Başlıca saf soğutucu maddeler*

Soğutucu Madde	Kimyasal Tanımı	Kimyasal Formülü
R 11 (CFC 11)	Triklorflormetan	$\text{CFCl}_3$
R 12 (CFC 12)	Diklorflormetan	$\text{CF}_2\text{Cl}_2$
R 13 (CFC 13)	Klortriflormetan	$\text{CClF}_3$
R 13 B1 (BFC 13)	Bromtriflormetan	$\text{CBrF}_3$
R 22 (HCFC 22)	Klordiflormetan	$\text{CHF}_2\text{Cl}$
R 23 (HCF 23)	Triflormetan	$\text{CHF}_3$
R 32 (HCF 32)	Diflormetan	$\text{CH}_2\text{F}_2$
R 113 (CFC 113)	Triklortrifloreten	$\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$
R 114 (CFC 114)	Diklortetrafloretan	$\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$
R 115 (CFC 115)	Klorpentafloretan	$\text{C}_2\text{F}_5\text{Cl}$
R 123 (HCFC 123)	Diklortrifloreten	$\text{C}_2\text{HF}_3\text{Cl}_2$
R 125 (HFC 125)	Pentafloretan	$\text{CF}_3\text{CHF}_2$
R 134a (HCF 134a)	Tetrafloretan	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$
R 141b (HCFC 141b)	Flordikloreten	$\text{C}_2\text{Cl}_2\text{FH}_3$
R 143a (HFC 143a)	Trifloreten	$\text{CF}_3\text{CH}_3$
R 152a (HFC 152a)	Difloreten	$\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$
R 290 (HC 290)	Propan	$\text{C}_3\text{H}_8$
R 600 (HC 600)	Bütan	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$
R 600a (HC 600a)	İzobütan	$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$
R 717	Amonyak	$\text{NH}_3$
R 718	Su	$\text{H}_2\text{O}$
R 744	Karbondioksit	$\text{CO}_2$
R 764	Sülfürdioksit	$\text{SO}_2$

**EK -B**

Tablo 4.4 . Karışım ile elde edilmiş başlıca soğutucu maddeler

Soğutucu Madde	Bileşimi (Ağırlıkça)	Notlar
R 401A	%52 R 22 + %33 R 124 + %15 R 152a	**
R 402A	%38 R 22 + %60 R125 + %2 R 290	**
R 404A	%44 R 125 + %4 R 134a + %52 R 143a	***
R 407A	%20 R 32 + %40 R 125 + %40 R 134a	***
R 407B	%10 R 32 + %70 R 125 + %20 R 134a	***
R 407C	%23 R 32 + %25 R 125 + %52 R 134a	***
R 410A	%50 R 32 + %50 R 125	***
R 500	%73,8 R 12 + %26,2 R 152a	*
R 502	%51,2 R 115 + %48,8 R 22	*
R 507	%50 R 125 + %50 R 143a	***
* Montreal Protokolü kapsamında üretimi ve kullanımı yasaklanan veya kısıtlamaya tabi tutulan soğutucu maddeler.		
** Montreal Protokolü kapsamında henüz üretim ve kullanımı yasaklanmayan, kısıtlamaya tabi tutulan maddeler, geçiş dönemi alternatif soğutucu maddeleri.		
*** Montreal Protokolü kapsamında kullanımı yasaklanan veya kısıtlamaya tabi tutulan soğutucu maddelere alternatif maddeler.		

**EK- B**

Tablo 4.5 . Yavgın olarak kullanılan soğutucuların fiyat katsayıları (R 12 baz alınmıştır.)

R 12	R 22	R 134a	R 152a	R 717 (amonyak)	R 290 (propan)	R 744 (karbondioksit)
1	1.5	3-5	1	0.2	0.4	0.1